

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 20

Редакційно–видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2010

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 20. – Луцьк: Ред.– вид. відділ ЛНТУ, 2010. – 452 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 5 від 30.12.2010 р.

У даний збірник включено статті з сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження зернозбиральних машин, машин і процесів збирання та первинної переробки льону, добування та зневоднення сапропелю. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи по сельскохозяйственной технике. Приведены исследования зерноуборочных машин, машин и процессов уборки и первичной переработки льна, добычи и удаления влаги из сапропеля. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. АІНУ В.В. Божидарнік; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк; д.т.н., проф. С.І. Пустульга; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.с–г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук; к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар); к.т.н., доц. М.М. Толстушко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук.

© Луцький національний технічний університет, 2010
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 622.331

© В.І.Бодак, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ЕКОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАГАЛЬНОВІДОМИХ ТА НОВИХ СПОСОБІВ ДОБУВАННЯ САПРОПЕЛЮ

У статті представлені результати аналізу добування сапропелів розповсюдженими на практиці та новими способами.

САПРОПЕЛЬ, СПОСОБИ ДОБУВАННЯ, ЕКОЛОГІЯ, ПУЛЬПА, ЗМУЛЮВАННЯ, ФАУНА.

Постановка проблеми. За останні роки було запропоновано ряд способів добування сапропелю з–під води на озерах з глибинами від декількох сантиметрів до 10 м. Який з них найбільше підходить до водного об'єкта і родовища сапропелю, як його вибрати, який з них раціональний і економічно вигідний?

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Обов'язковою умовою при виборі способу повинен бути порівняльний розрахунок і екологічна безпека кількох варіантів. Іноді доцільніше відмовитися від дешевого способу добування сапропелю, щоб не витратити значні кошти на його обезводжування та переробку в товарну продукцію. Давно відомими та найбільш поширеними способами добування сапропелю з–під води є: гідравлічний, гідромеханізований, грейферний, екскаваторний. [1].

Мета досліджень. Підвищення ефективності добування сапропелів за рахунок правильного вибору способу очищення водойми.

Результати дослідження. Останнім часом часто застосовують нові способи добування сапропелів: шнековий і пневмо–шнековий, точково–вакуумний, всмоктуючий, скреперно–всмоктуючий, за допомогою запірного циліндра

Гідравлічний спосіб видобутку сапропелю включає розмиття покладів струменем води з наступним всмоктуванням пульпи і транспортування її по плавучому трубопроводу на берег. Цей спосіб має велику продуктивність, вимагає великих капітальних затрат, площ для зберігання видобутого матеріалу та затрат на переробку. Один з найбільш екологічно небезпечних способів, так як викачується велика кількість води з зони добування. Спосіб малозастосований на даний час через значні капітальні затрати та велику вартість обладнання, спорудження відстійників, внаслідок значного часу на зневоднення

видобутого матеріалу. Застосовується спеціалізованими підприємствами тільки при вже наявному раніше закупленому обладнанні, за умови, що поруч знаходяться значні території пасовищ або необроблених земель. При невеликих площах водойм цей спосіб не є ефективний.

Гідромеханічний спосіб видобутку сапропелю включає розпушування покладів механічною фрезою, часткове змішування сапропелю з водою, відкачку отриманого матеріалу насосом на поверхню. Один з найбільш поширених. Відрізняється хорошою продуктивністю. Доцільний для видобутку сапропелю, що йде на добрива, кормові добавки, рекультиванти. Випуск навісного малогабаритного фрезерного обладнання та потужних грязьових насосів до нього дозволяє компонувати виробництво механізмами різної продуктивності й типорозміру. Обмеженням у застосуванні способу є значна глибина озера. При добуванні цих способом змулювання не таке інтенсивне, як при гідравлічному способі.

Грейферний спосіб видобутку сапропелю здійснюється за допомогою встановленого на платформі грейфера. Раціональний в малому бізнесі, економічно виправданий, вимагає незначних виробничих площ. Незручний в транспортуванні сапропелю до берега, вимагає додаткового транспорту – буксира та розвантажувального пристрою, має уривчастість циклу. Відрізняється економічністю, хороший трансформер (практично все обладнання може застосовуватися в інших виробничих процесах поза видобутком сапропелю). Може застосовуватись при малих покладах та за малої потреби в сапропелі. При грейферному добуванні змулювання водойм найбільш інтенсивне, тому з екологічної точки зору рекомендується застосовувати на великих за площею озерах.

Екскаваторний спосіб видобутку сапропелю застосовується в осушуваних озерах і з невеликих глибин. Не скрізь придатний до застосування, при глибині води більше 1 м відбувається процес повного змиву зачерпнутого ковшем сапропелю. Доцільно використовувати даний спосіб на болотах, оскільки завдає значної шкоди фауні водойм.

Нижчеописані способи в повній мірі відповідають сучасним екологічним вимогам.

Шнековий і пневмо–шнековий спосіб видобутку полягає в підйомі сапропелю з дна водойми за допомогою шнекового насоса з подачею або без неї повітря для розрідження відкладів. Один з перспективних методів ведення видобувних робіт для малого та середнього бізнесу. Відрізняється незначною вартістю обладнання, великим діапазоном по продуктивності, не вимагає відстійників та

зневоднення. Можливий забір сапропелю природної вологості виключає ряд підготовчих стадій між видобутком і переробкою сапропелю, економічний.

Точково–вакуумний спосіб видобутку сапропелю здійснюється вертикальним вакуумним забірником циліндричної форми з запірним механізмом у нижній частині. Вакуум в забірнику створюється з метою виключення забруднення водойми і змішування сапропелю з водою. Малопродуктивний спосіб, застосовується при малих об'ємах видобутку сапропелю, для кормових добавок, в лікувальних цілях, ін. Економічний, популярний у фермерських господарствах і в оздоровчих грязелікарнях.

Всмоктуючий спосіб видобутку сапропелю полягає в підйомі матеріалу за допомогою потужних всмоктуючих насосів та перекачуванні сировини. Його застосування доцільне за наявності сапропелю у стані незначної щільності. Цей спосіб став популярним після появи на європейському ринку малогабаритних і надійних насосів. Перспективний і економічний за невеликих потреб в сапропелі, з доставкою його одразу після підняття на поверхню на невеликі відстані.

Скреперно–всмоктуючий спосіб видобутку сапропелю здійснюється скреперним наїздом на сапропелевий пласт з подальшим відкачуванням матеріалу насосом на берег. Застосовується при щільних покладах сапропелю на незначній глибині. В основному придатний для виробництва сапропелевих добрив [2].

Спосіб добування сапропелю циліндром, що закривається, оснований на підйомі сапропелю природної вологості з встановленим в нижній частині циліндра фрези замком. Спосіб є малопродуктивним, але економічним та екологічно безпечним.

Висновок. Розглядаючи проблему оптимального вибору способу добування сапропелю на водоймі, слід пам'ятати не тільки про економічний розрахунок, а й брати до уваги й екологічні аспекти, адже озеро – це ареал існування підводного світу.

Література

1. Бодак В.І. Добування природних добрив на Волині// Земля і люди України. – 1992. – №5. – С.27.
2. Способ добычи сапропелевого сырья на малых водоймах: А.с.№1800035 СССР, МКИ E02 F3/88./В.И.Бодак, Г.А.Хайлис и др. – Опубл.Бюл.№8, 1993.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.

УДК 622.331

© В.І.Бодак, к.т.н., Ю.В.Булік, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ВПЛИВ СТАНУ ПОКЛАДІВ САПРОПЕЛЮ НА ПРОЦЕС ЙОГО ДОБУВАННЯ ТА ТРАНСПОРТУВАННЯ

У статті наведенні результати досліджень з визначення липкості сапропелів до матеріалів, з яких виготовлені робочі органи, в процесі добування та транспортування.

САПРОПЕЛЬ, ДОБУВАННЯ, ТРАНСПОРТУВАННЯ, ЛИПКІСТЬ, СТИСК, НАВАНТАЖЕННЯ.

Постановка проблеми. Фізико–механічні властивості залежів сапропелю безпосередньо впливають на якість виконання технологічних процесів, зокрема на добування та транспортування. Визначення властивостей сапропелів природного стану дає можливість правильно вибрати форму та матеріали для виготовлення ґрунто–забірних та транспортуючих механізмів.

Огляд останніх досліджень публікацій. Правильно організована розробка сапропелів неможлива без знання особливостей процесу добування і фізико–реологічних властивостей сапропелю. Такі дослідження проводились в різні роки в нашій країні і за кордоном [1,2]. Згідно з цими дослідженнями фізико–реологічні властивості сапропелів різних регіонів суттєво відрізняються.

Мета дослідження. Визначити раціональні форми та параметри робочих органів машин для добування сапропелю з врахуванням значення липкості сапропелів природної консистенції.

Результати дослідження. В процесі взаємодії насоса і пульпопроводу з сапропелем при перекачуванні останнього, частина енергії витрачається на подолання прилипання ґрунту до цих робочих органів. Липкість впливає і на якість роботи ґрунтозабірних машин, викликаючи забивання робочих органів і погіршення процесу добування. Липкість сапропелів зумовлюється силами молекулярного притягання і, як показали результати дослідів, залежить від вологості донних відкладів, величини і часу прикладеного навантаження. Для визначення постійної величини навантаження, тобто попереднього стиску, була проведена серія дослідів з використанням органічного типу сапропелів з поступовим збільшенням стиску. За результатами досліджень побудовано рис. 1 залежності липкості органічного сапропелю від величини попереднього стиску.

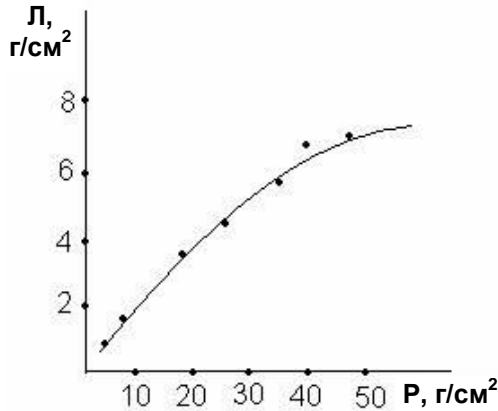


Рис. 1. Залежність липкості органічного сапропелю від величини попереднього стиску

Згідно з отриманими даними, при збільшенні попереднього стиску зразка значення липкості зростає. При досягненні стиску 41 г/см² настає стабілізація величини липкості і подальше збільшення стиску не викликає ріст його значень.

Під час досліджень вивчалась залежність липкості від часу прикладання навантаження на зразок. Результати досліджень і крива залежності представлені на рис. 2.

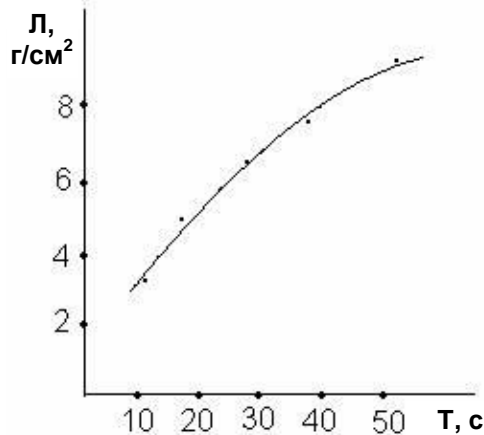


Рис. 2. Залежність липкості органічного сапропелю від часу прикладання навантаження

Слід відмітити, що при збільшенні часу навантаження на досліджуваний зразок значення липкості також росте. У разі зміни часу навантаження від 5 с до 60 с і послідовного його збільшення значення липкості змінюється. У зв'язку з тим, що технологічними матеріалами для виготовлення пульпопроводу є резина і полістирол, були проведені дослідження залежності липкості при різних значеннях вологості сапропелю в контакті з цими матеріалами. Липкість органічного сапропелю по гумі, сталі та полістиролі зображена на рис.3.

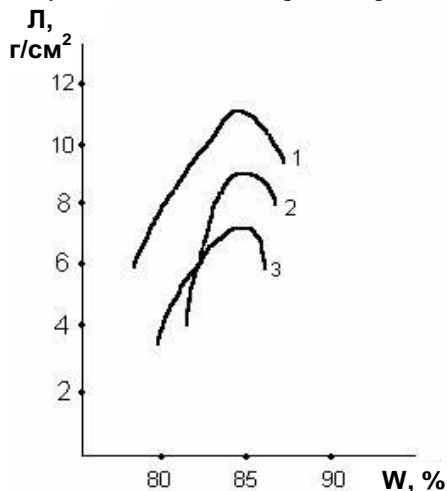


Рис. 3. Залежність липкості органічного сапропелю від вологості: 1– по гумі; 2 – по сталі; 3 – по полістиролі

Прилипання сапропелів до тієї чи іншої поверхонь починається тоді, коли з-за високої вологості величина внутрішнього зчеплення між частинками сапропелю різко зростає на межі розподілу сапропель – досліджуваний матеріал. Сила притягання на границі розподілу зростає за рахунок зростання реальної площі контакту при стиску зразка під дією нормального навантаження. З підвищенням реальної площі контакту зв'язано найбільш високе значення липкості органічного сапропелю по гумі. Цей показник зростає із збільшенням вологості сапропелю до певної межі, коли водяна плівка на поверхні розподілу залишається тонкою. Максимальне присипання матеріалу проходить при вологості сапропелю 86–87%. Із збільшенням товщини водної плівки зменшуються молекулярні і меніскові сили зчеплення і, як результат, різко зменшується показник липкості. Проходить розрив

водної плівки, так як зчеплення її молекул менше за сили зчеплення частинок сапропелю.

Висновки. Результати даних досліджень необхідно враховувати при розрахунку параметрів робочих органів добувних та транспортуючих механізмів сапропелів органічного типу. При розробці сапропелів інших типів необхідно провести аналогічні дослідження.

Література

1. Евдокимова Г.А., Букач О.М., Будай Т.К. Види сапропелевого сир'я Белоруссии для производства удобрений // Торфяная промышленность. – 1987. – №2. – С. 16...18.

2. Лопотко М.З. Озера и сапропель. – Мн.: Наука и техника, 1976. – 155с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.

УДК 638.16

© А.В. Бойко, В.Л. Грифцов, М.Р. Музика
Національний університет біоресурсів і природокористування України

ЛІНІЯ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ МЕДУ

Представлені оригінальна технологія і лінія для переробки і розфасовки меду, які дозволяють проводити його розкристалізацію, зменшувати вміст в ньому вологи, видаляти бульбашки повітря з меду і при цьому зберігати всі його природні властивості, колір і склад.

МЕД, ЛІНІЯ, ПЕРЕРОБКА, РОЗКРИСТАЛІЗАЦІЯ, РОЗФАСОВКА

Постановка проблеми. Вчені, вивчаючи довгожителів, визначили, що одним із чинників, який об'єднує людей, що прожили понад 100 років, є продукти бджільництва, які є одними з основних продуктів харчування довгожителів. Мед – це цінний біологічно чистий продукт. У ньому міститься весь набір необхідних для організму людини вітамінів, ферментів, мінеральних речовин, гормонів, органічних кислот, а з мікроелементів – майже вся таблиця Менделєєва. Він привабливий і тим, що містить моносахариди, які є заміником цукру.

З розвитком цивілізації мед став використовуватися як продукт дієтичного харчування, а також як лікувальний, косметичний і консервуючий засіб. Мед має великий попит на світовому ринку. Не випадково в світі перші місця по споживанню меду на душу населення займають США, Канада, Голландія, Німеччина, Ізраїль та інші розвинуті країни з високим рівнем медичної науки, де нетрадиційна медицина офіційно визнана.

Мед практично повністю засвоюється при харчуванні. Це цінна енергетична сировина: 100 г меду дає організму людини 335 калорій енергії. Цілющі якості меду визначаються його складом. Першим компонентом меду є фруктоза (21,7% – 53,9 %) і глюкоза (20,4% – 44,4 %), другим – органічні кислоти, третім – хімічні елементи, кількість яких майже така ж, як і в крові людини, четвертим – білки, так звані ензими, які прискорюють проходження хімічних процесів в живих організмах, п'ятим – інвертаза, діастаза, каталаза та інші складові, шостим – вітаміни і, нарешті, сьомим компонентом меду є вода. Нормальна її кількість в меді складає від 15% до 20% [1, 2]. Як видно, мед має дуже непростий склад. Не менш складним є природний процес виробництва меду у вулику. Щоб виробити, наприклад, 500 г конюшинового меду, бджоли повинні зібрати пилок з 10 мільйонів квітів [3]. Одна бджола зможе зробити це лише за 10 років. При такій виснажливій праці робочі бджоли живуть всього 6 тижнів і те тільки завдяки тому, що протягом свого життя вони харчуються виключно медом і пишком.

Одною з основних проблем для виробників меду є розробка технології переробки закристалізованого (зацукрованого) меду, яка б дозволила зберегти всі його природні властивості, що регламентовані Держстандартом [4]. Відомо, що практично усі сорти меду, за винятком акацієвого і каштанового, через декілька місяців після виймання з вулика природно кристалізуються, тобто рідкий мед буває тільки літом або раною осінню [5]. Схильність меду до кристалізації залежить від його складу і умов зберігання. Нектарні види меду – акацієвий і каштановий не кристалізуються або кристалізуються поволі, а інші види, наприклад падієвий, містять ерлозу і кристалізуються в перші дні після центрифугування або навіть ще в осередках стільників. Кристалізація може бути мілко – або грубозернистою. Кристалізується глюкоза, а фруктоза залишається у верхньому шарі в рідкому стані. При співвідношенні глюкози до води нижче 1:1,7 або якщо вміст глюкози в меді нижче 30%, то він взагалі не кристалізується. Але якщо це співвідношення вище 2,1, то кристалізація йде швидко. Чим більше в меді фруктози і води і чим

вище співвідношення фруктози до глюкози, тим повільніше протікає кристалізація [5].

Огляд останніх досліджень публікацій. Здебільшого мед надходить на переробку з пасік та хазяйств у закристалізованому вигляді в металевих бочках циліндричної або слабоконусної форми двох типорозмірів діаметром 570–600 мм, висотою 870–1010 мм, об'ємом 200 л чи діаметром 440 мм, висотою 770 мм, об'ємом 100 л (питома вага меду $1,4 \text{ г/см}^3$) або в прямих флягах (бідонах) діаметром 370 мм і заввишки 600 мм [6,7]. Зазвичай для проведення розкристалізації цього меду застосовується нагрів, при якому віддаляються зародкові кристали, внаслідок чого навіть такі види меду, що швидко кристалізуються, тривалий час залишаються рідкими. Проте рідкий мед (окрім чисто акацієвого і падієвого), що продається взимку або весною на ринках, при розкристалізації часто піддається перегріву. Можна бачити, як на ринках мед, що закристалізовувався у флягах, нагрівають паяльними лампами. Однак вже при температурі 40°C втрачаються природні якості меду, його біологічна активність знижується, при 50°C мед втрачає свої лікувальні якості, а при нагріванні зверх 70°C в ньому утворюється шкідлива речовина оксиметілфурфурол, накопичення якої в організмі приводить до захворювань печінки і нирок.

Тому виробникам меду, які його переробляють, розфасовують і продають, слід дотримуватися температурного режиму, не допускати перегріву меду, після чого він втрачає свою цілющу силу і змінює смак, колір і запах [1,5].

Мед, що продається в магазинах, залишається рідким протягом тривалого часу, внаслідок того, що при переробці він був пропущений через спеціальні фільтри, які затримують зародкові кристали, які є причиною протікання процесу кристалізації меду. Однак при цьому з нього видаляється пилок та інші компоненти, що знижує його біологічну активність.

Звичайно мед, що надходить на переробку, може мати вологість до 25%, тоді як зрілий мед не повинен містити більше 20% води [5], а допустима вологість меду не повинна перевищувати 21% [4]. Обмеження на рівень вологості меду і температуру проходження технологічних процесів при переробці зумовлені бажанням зберегти всі його природні властивості. Так, підвищення вмісту води в меді до 21–22% призводить до бродіння під час його зберігання при кімнатній температурі. Мед з вологістю менше 21% можна зберігати при температурі 20°C , тоді як при вологості більш ніж 21% для його зберігання потрібна температура не вище 10°C . Щойно взятий із

вулика мед має температуру біля 30°C і вологість близько 20%, тому таким природним характеристикам повинні відповідати умови зберігання меду, за яких проявляються повною мірою його біологічно активні властивості.

Не менш важливою проблемою при переробці меду є зменшення кількості в ньому бульбашок повітря, якими він насичується (аерується) в процесі відкачування із стільників, фільтрації за допомогою ситечок, купажування, розкристалізації меду, що загуснув, та розфасування [8,9]. На поверхні такого меду після розфасовки у скляні банки і швидкої кристалізації утворюється шар медово-бульбашкової маси пастоподібної консистенції, при цьому значна кількість її фрагментів розташована по всій масі меду, що знижує його товарні якості через непривабливий вигляд.

Найбільшого поширення набула відома лінія для переробки закристиалізованого меду, до складу якої входять термокамери з двостінними ваннами, що підігріваються, і медовідстійники з мішалками, місткість яких дорівнює триразовій продуктивності всієї лінії за робочу зміну [6]. Лінія дозволяє за рахунок теплової обробки меду, що закристилізувався, тривалого випаровування і відстоювання, отримати рідкий мед, який відповідає вимогам ДСТУ [4] щодо відсоткового вмісту вологи, зменшити кількість бульбашок повітря і провести розфасовку рідкого меду в тару. Проте для реалізації такої технології переробки меду тільки за рахунок його нагріву і відстоювання потрібно до складу лінії включати велику кількість термічного устаткування, тому що ця процедура, враховуючи низьку теплопровідність меду і невисокі температури його нагріву, відбувається дуже повільно, що визначає низьку продуктивність лінії. Так, наприклад, при продуктивності лінії біля однієї тонни за зміну необхідно встановити медовідстійники, що обігріваються, загальною місткістю три тонни. Така технологія переробки меду вимагає великих витрат на електроенергію, а також на виготовлення самих ванн з нержавіючої сталі і на розміщення громіздкого устаткування на площах, що обігріваються. Тому внаслідок низької ефективності лінії її дуже складно і недоцільно застосовувати для розкристалізації меду, що знаходиться у металевих бочках та флягах.

Мета дослідження. Виходячи з вищенаведеного є актуальним створення технології і лінії для переробки закристиалізованого меду, що дозволить підвищити продуктивність процесу його розкристалізації, зменшити вміст в ньому вологи, видалити бульбашки повітря з меду і при цьому зберегти всі його природні властивості, колір і склад у відповідності з вимогами стандарту якості.

Результати дослідження. На рис. 1 показана схема лінії для переробки закристалізованого меду: а – фронтальна проекція, б – вид зверху.

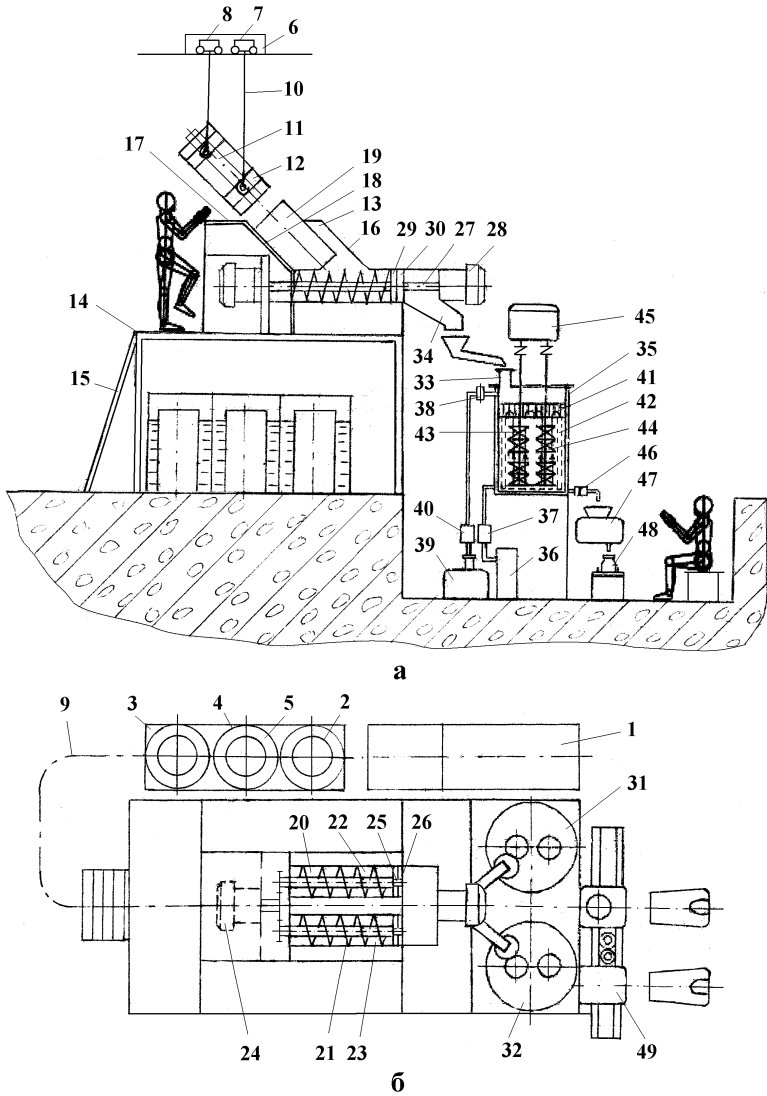


Рис. 1. Схема лінії для переробки закристалізованого меду

Лінія для переробки закристалізованого меду складається з встановлених у технологічній послідовності ділянок мийки і сушки 1 ємностей 2 з початковим медом, засобу 3 для виїмки меду з ємності, до складу якого входять баки 4 циліндрової форми, заповнені теплоносієм 5, і пристрій 6 для підіймання, переміщення та перевертання ємностей з медом, який виконаний у вигляді двох вантажопідійомних талів 7 і 8, що встановлені з можливістю переміщення уздовж лінії по монорельсу 9. Талі з'єднані канатами 10 з захватом для ємності з медом, котрий включає чотири Г-подібної форми планки 11 з лапами, що розташовуються по периметру ємності з медом уздовж її бічної поверхні і заходять лапами під днище ємності, і обручи 12, які призначені для фіксації планок на ємності.

До складу лінії входить засіб 13 для попередньої розкристалізації і руйнування кристалів глюкози у меді, що розміщено на естакаді 14, з якою межує засіб 3 для виїмки меду з ємності. Для роботи персоналу естакада має площадку обслуговування зі сходами 15. Засіб 13 для розкристалізації меду виконано у вигляді двох механічних пристроїв, один з яких призначено для розпушування брили меду, а другий – для руйнування кристалів глюкози у меді. Корпус 16 цього засобу виконано у вигляді підігрівомої двостінної ванни, що має приймальний стіл 17, причому внутрішня торцева стінка 18 корпусу з'єднана з приймальним столом і виконана похилою V-подібної форми для розташування на ній брили 19 закристалізованого меду. Усередині ванни розміщені у горизонтальній площині з можливістю обертання назустріч один одному два шнека 20 і 21 з правим і лівим напрямом спіралі, які встановлені у двох напівциліндрової форми каналах 22 і 23 і кінематично пов'язані з приводом 24, а вільні кінці 25 шнеків розміщені у двох циліндрової форми каналах у корпусі, що з'єднані із задньою внутрішньою стінкою 26 корпусу. Кінці шнеків споряджено коаксиально встановленими валами 27, які приводяться в обертання за допомогою привода 28 незалежно від шнеків. На кожному кінці валів змонтовано по три ножі 29 для руйнування кристалів глюкози у меді, що встановлені з можливістю контакту з трьома ґратками 30, які закріплені у корпусі 16. Ґратки мають вигляд перфорованих отворами діаметром 1,5; 3 і 6 мм дисків, при цьому ґратка, яка знаходиться біля шнеку, має найбільші за діаметром отвори.

В кінці лінії розміщені дві камери 31 і 32, що призначені для зменшення кількості бульбашок повітря і для зменшення вмісту вологи

в меду. Ці пристрої розташовані таким чином, що їх вхідний патрубком 33 знаходиться нижче вихідного патрубка 34 засобу для розкристалізації меду. Корпус кожної камери 35 виконаний з двома стінками, порожнина між якими призначена для проходження теплоносія, наприклад, гарячої води, яка нагрівається за допомогою котла 36, що має регулятор потоку 37. В верхній частині корпусу камери змонтовано патрубок 38 для з'єднання з водокільцевим вакуумним насосом 39, на всмоктувальному трубопроводі якого встановлено регулятор швидкості відкачування 40.

На кришці камери також закріплені співвісно камері концентричні кільця 41, виконані з сітки з коміркою 2x2 мм. Крім того, всередині вакуумної камери під вхідним патрубком 38 розміщено фільтр 42 у вигляді стакану дном вниз, зовнішній діаметр якого трохи менший за внутрішній діаметр камери. Фільтр виготовлений із сітки з коміркою 1 x 1 мм. Всередині фільтра розміщена мішалка, яка закріплена на кришці камери. Мішалка являє собою три вертикально встановлені складені стрічкові гвинти (на рис. 1 показані тільки два гвинти 43 і 44), що зв'язані з приводом обертання 45. Кожний складений стрічковий гвинт має два, або більше стрічкових гвинти, що співвісно скріплені між собою з зазором, величина якого дорівнює $1/4-1/5$ їх зовнішнього діаметра.

Під вихідним патрубком 46 встановлено дозатор 47, призначений для розфасовки меду у скляні банки 48. Поряд з дозатором розміщено пристрій 49 для закупорювання банок жерстяними металевими кришками типу twist-off.

Технологічний процес переробки закристилизованого меду здійснюється таким чином. Ємність (бочка, фляга) 2 з частково або повністю закристизованим медом надходить на ділянку мийки і сушки 1, де її мийуть зовні теплою ($50 - 60^{\circ}\text{C}$) водою і щітками. Після мийки ємність з медом протирають сухими ганчірками для видалення залишків забруднення. Потім на зовнішню бічну поверхню ємності з медом по її периметру встановлюють чотири планки 11 пристрою 6 для підіймання, переміщення і перевертання ємності, при цьому лапи планок підводять під дно ємності і фіксують обручами 12. Далі ці планки підчіплюються тросами 10 до талі 7 чи 8, за допомогою якої ємність розміщується у баку 4, який сполучений з системою теплопостачання і заповнений теплоносієм 5 (гарячою водою з температурою 37°C) для розігріву ємності по контуру з метою полегшення подальшого виймання з неї меду. Розігрів ведуть до

моменту, коли між стінкою ємності і брилою меду утвориться кільцева щілина. Потім проводиться сушка ємності шляхом протирання її ганчір'ям та обдування гарячим повітрям.

За допомогою пристрою 6 для підймання, переміщення та перевертання ємності з медом ємність транспортується по монорельсу 9 до засобу 13 для розкристалізації меду, між двома стінками корпусу якого пропускається тепла вода, і розміщується на приймальному столі 17. Далі за допомогою двох талей 7 і 8 пристрою шляхом плавного перевертання ємності здійснюється виймання з неї брили меду 19. Таким чином брила меду за розміром ємності потрапляє на похилу площину 18 корпусу засобу для розкристалізації меду, сповзає вниз і потрапляє між двома шнековими гвинтами 20 і 22. Вмикають привод 24 обертання шнеків, внаслідок чого шнеки починають обертатися назустріч один одному з швидкістю біля 300 об./хв. Завдяки виконанню шнеків з правим і лівим напрямком спіралі брила під час обробки постійно утримується поміж шнеками. Гвинтові лопаті шнеків, обертаючись, поступово заглиблюються у брилу закристалізованого меду, таким чином розпушуючи його.

Під час обробки брила меду під дією власної ваги безперервно просувається в зону обробки шнеками. При цьому брила монолітного закристалізованого меду набуває напіврідкої консистенції. На цьому процес попереднього розпушування меду закінчується.

У процесі розпушування мед потрапляє у два напівциліндрової форми канали 22 і 23, що розташовані під шнеками, і по яким за допомогою шнеків транспортується до двох циліндрової форми каналів, що розташовані у корпусі, де тиск меду зростає. Далі мед під тиском проштовхується до ґраток 30 з ножами 29 пристрою для руйнування кристалів глюкози. Вмикають привод 28 цього пристрою, завдяки чому ножі обертаються з швидкістю 600 об./хв. і мед піддається вторинній механічній обробці, в процесі якої кристали глюкози у меді подрібнюються спочатку при проходженні ґратки, що має отвори діаметром 6 мм, а потім ґратки з діаметрами отворів 3 і 1,5 мм, внаслідок чого мед подрібнюється на частинки з дисперсністю 0,1 – 0,2 мм.

Здрібнений таким чином мед надходить у вхідний патрубок 33 однієї з камер 31 або 32. Після завантаження камери медом патрубок 33 герметизується і вмикається вакуумний насос 39. Одночасно забезпечується проходження гарячої (45°C – 50°C) води між двома стінками корпусу 35 камери. Вода нагрівається за допомогою котла 36.

Далі вмикається привод 45 і гвинти 43 і 44 пристрою починають обертатися. Шляхом інтенсивного відкачування водяної пари і повітря тиск у камері знижується. Одночасно частинки меду, які контактують із стінками камери, нагріваються до температури 38 – 40°C.

В результаті перемішування весь об'єм меду у камері поступово нагрівається до вказаної температури. Після того, як тиск над поверхнею меду зменшиться до 6,74 – 7,37 кПа, а температура меду досягне 38 – 40°C, ці параметри процесу (тиск і температуру) стабілізують за допомогою регулятора швидкості відкачування 40 і регулятора потоку теплоносія 37. Такий режим роботи забезпечує слабе кипіння частинок води, які виносяться на поверхню при перемішуванні меду, в результаті чого ці частинки перетворюються у пару і видаляються із камери вакуумним насосом 39. Виконання мішалки у вигляді стрічкових гвинтів 43 і 44 забезпечує циркуляцію потоку меду у вертикальній площині, а виготовлення кожного стрічкового гвинта складеним підвищує ефективність процесу перемішування за рахунок розриву потоку меду, що виносяться на поверхню. Концентрично розміщені сітчасті кільця 41 виконують функцію уловлювача бульбашок повітря при перетині їх вертикальними потоками меду, що несуть ці бульбашки. Оскільки кільця розташовані вертикально з зазором поміж собою, то при перетинанні їх потоком меду бульбашки повітря захвачуються сіткою, при цьому більша частина меду стікає вниз по бічних поверхнях кілець. Таким чином площа вільної поверхні меду значно збільшується і процес видалення водяної пари та бульбашок повітря прискорюється.

Вміст вологи у меді контролюється шляхом періодичного аналізу проб меду за допомогою вакуумного шлюзу (на рисунку не показаний) і після досягнення вологості меду близько 20% процес відкачування припиняють, вимикають привод мішалки, камеру розгерметизовують, тобто в камеру напускають повітря, і мед самопливом через фільтр 42 і вихідний патрубок надходить у дозатор-наповнювач 46 для розфасовки у банки 47. Виконання фільтра 42 у вигляді стакана, що геометрично повторює корпус камери, розміщеного всередині камери з деяким зазором, дозволило значно збільшити робочу поверхню фільтра порівняно з фільтрами, які традиційно встановлюються на вихідному патрубку.

Для забезпечення безперервності процесу переробки меду використовується друга камера для зменшення вмісту вологи у меді, що працює під час вивантаження меду із першої камери.

Після наповнення банки медом вона поступає до пристрою 48 для загвинчування жерстяних кришок типу twist-off і далі на етикетування і склад готової продукції.

Висновок. Таким чином, дана лінія для переробки закристалізованого меду дозволяє проводити розкристалізацію закристалізованого в бочках чи прямих флягах меду, зменшити вміст вологи і кількості повітряних бульбашок у меді, проводити розфасовку меду у банки і закупорку банок жерстяними кришками при невеликій кількості одиниць обладнання. Лінія дозволяє значно збільшити продуктивність праці при переробці меду за рахунок скорочення часу розкристалізації, що забезпечить отримання значного економічного ефекту. Медова продукція, отримана за даною технологією на описаному устаткуванні, відповідає вимогам Держстандарту і санітаційній станції, що дозволить виробникові отримати відповідні сертифікати на мед.

Література

1. Ульянов Н.В. Лечение продуктами пчеловодства. – Киев: Издательство «СВІТ», 1999. – 282 с.
2. Темнов В.А. Технология продуктов пчеловодства. – М: ВО «Агропромиздат», 1967. – 142 с.
3. Полищук В.Л., Пилипенко В.В. Справочное пособие по пчеловодству. – Киев: Высшая школа, 1990. – 103 с.
4. ДСТУ 4497: 2005. Мед натуральний. Технічні умови. Київ, 2005.
5. Младенов С. Мед и медолечение. – София: Земиздат, 1969. – 222 с.
6. Чепурной И.П. Заготовка и переработка меда. – М: ВО «Агропромиздат», 1987. – 80 с.
7. ГОСТ 5037 – 97. Фляги металлические для молока и молочных продуктов. Технические условия.
8. Мулявко М.В. та ін. Аерація меду та методи її усунення // Пасіка. – 1999. – № 8. – С. 10.
9. Стефан Шкандеров, Цеко Иванов. Пчелиные продукты. – София: Земиздат, 1985.– 226 с

Рецензент д.т.н., проф. В.П. Ковбаса

УДК 631.355.075

© О.В. Бондаренко, к. т. н.; М.В. Завірюха
Миколаївський державний аграрний університет

АДАПТОВАНИЙ КАЧАНОВІДОКРЕМЛЮВАЛЬНИЙ АПАРАТ

Проведено аналіз існуючих світових зразків кукурудзо-збиральної техніки. Розглянуто питання щодо виконання основних операцій технологічного процесу відокремлення качанів. Запропонована нова конструкція інтегрованого одновальцевого потокового качановідокремлювального апарата.

КУКУРУДЗА, ЗБИРАННЯ, КАЧАН, ВІДОКРЕМЛЕННЯ, АПАРАТ, ВАЛЕЦЬ.

Постановка проблеми. У 2009 році Україна увійшла в трійку світових експортерів зернових. На сьогоднішній день при використанні високоврожайних гібридів, сучасної технології вирощування, прогресивної збиральної техніки та природних умов передові аграрні підприємства мають перспективу доводити врожайність кукурудзи до 200 ц/га. Проте в даний час в господарствах країни більш ніж на 30 % парк кукурудозбиральних машин складається із закордонної техніки, яка не зовсім пристосована до вітчизняної технології збирання. Більшість вітчизняної кукурудзо-збиральної техніки використовується понад 20 років, що сприяє зниженню технічного рівня та показників надійності кукурудзо-збиральних машин, підвищенню втрат та травмованості зерна [1].

Аналіз останніх досліджень. Роботи щодо вдосконалення робочих органів кукурудзо-збиральної техніки проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторськими бюро закордонних фірм. Глибокі теоретичні розробки в цій галузі проведені такими відомими вченими, як П.П. Карпушою, Л.І. Анісімовою, К.В. Шатиловим, М.В. Тудельом, А.І. Буяновим, В.Т. Бондарьовим, М.Е. Резником та іншими. Ці роботи переважно присвячені теоретичному обґрунтуванню протягування стебел, відокремленню качанів, розрахунку пропускної здатності та продуктивності збиральних машин і не висвітлюють питання вдосконалення технологічного процесу роботи та конструктивної схеми кукурудзо-збиральної техніки, які на сучасному етапі розвитку стали актуальними.

Метою роботи є огляд основних принципів технологічного процесу роботи качановідокремлювальних апаратів світових

виробників кукурудзозбиральної техніки та розробка принципово нової конструкції, яка базується на поєднанні операцій протягування, підрізання та подрібнення.

Результати досліджень. На сьогоднішній день вітчизняна кукурудзозбиральна техніка представлена майже всіма світовими виробниками: Fantini (Італія), Geringhoff (Німеччина), Kemper (Німеччина), John Deere (США), Claas (Німеччина), Olimac (Італія), Mainero (Аргентина), Ростсільмаш (Росія) тощо [4]. У більшості фірм протягувальні вальці виконують операції протягування та часткового подрібнення або плющення стебла. В останні роки найбільшого застосування знайшла конструкція стріперних качано-відокремлювальних апаратів з планчатими ножами, які забезпечують надійне захоплення стебла та часткове його підрізання (рис. 1).

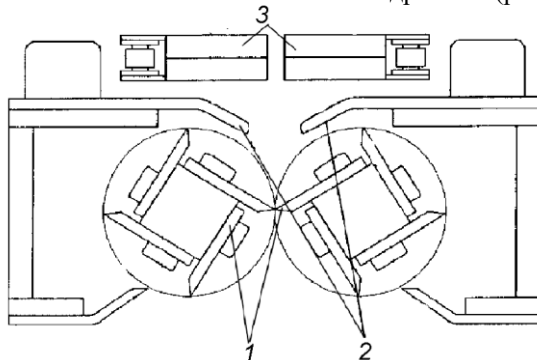


Рис. 1. Схема качано-відокремлювального апарата з планчатими ножами: 1 – ротор з планчатими ножами; 2 – стріперні пластини; 3 – подавальні ланцюги

В даному апараті протягувальні вальці впливають на стебло з постійним кутом протягування, що підвищує стійкість процесу відокремлення качанів, а також знижують можливість обламання верхньої частини стебел, що підвищує чистоту вороху качанів. Такі конструкції апаратів частково задовольняють сучасні вимоги, які пред'являються до кукурудзозбиральних машин, однак мають ряд характерних для стріперних качано-відокремлювальних апаратів недоліків, а саме:

- високу очісувальну здатність;
- підвищене травмування качанів;
- недостатню пропускну здатність і надійність технологічного процесу;
- недостатню надійність конструкції;

– збільшені енергетичні витрати на виконання технологічної операції.

Для усунення вищевказаних недоліків на базі проблемної лабораторії Миколаївського ДАУ по вдосконаленню основних робочих органів збиральних машин була розроблена принципово нова схема русла інтегрованого качановідокремлювального апарата (рис. 2). Запропонована конструкція відрізняється тим, що підвищується надійність у зв'язку із зменшенням числа вузлів та приводів; подавальний механізм складається з одного ланцюга з лапками замість двох, як це було раніше; загострена качановідокремлювальна пластина, яка розміщується вище основної поверхні і виконує направляючу функцію для відокремлення качанів під певним кутом з одночасним підрізанням плодоніжки та прикладанням мінімальної сили для відокремлення качана від стебла; заточені протягувальні ребра, які розміщені під кутом 70° до дотичної протягувального вальця, дозволяють поліпшити процес захоплення і протягування стебла.

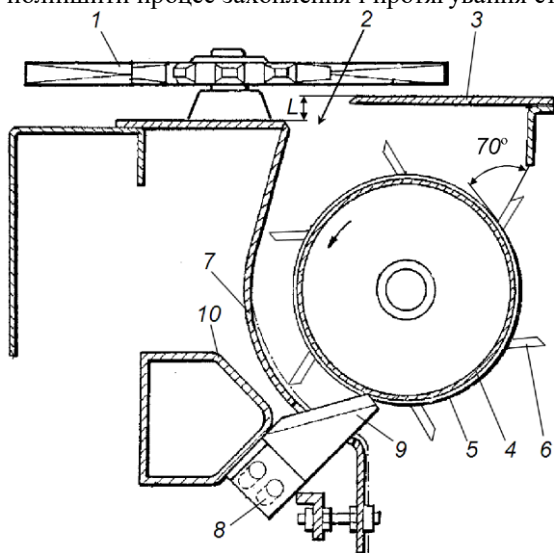


Рис. 2. Схема адаптованого качановідокремлювального апарата: 1 – подавальний ланцюг з лапками; 2 – протягувальний простір; 3 – стріперні пластини; 4 – протягувальний валець, 5 – насадка; 6 – загострені протягувальні ребра; 7 – кожух; 8 – регулювальні пази; 9 – система ножів; 10 – рама

Технологічний процес роботи русла інтегрованого качано-відокремлювального апарата має такий вигляд. Стебло кукурудзяної

рослини зачіплюється подавальним ланцюгом з лапками 1 і направляється до протягувального вальця 4. Качани відокремлюються на стріперних пластинах 3 при проходженні стебла через протягувальний отвір 2. Протягувальний валець 4 має загострені протягувальні ребра 6, які розміщені під кутом 70° до дотичної вальця. Стебло фіксується, протягується між протягувальними вальцями та кожухом 7, а потім перерізається на системі ножів 9, які фіксуються. Вихід ножів регулюється пазами 8.

Запропонована принципово нова конструкція з інтегрованим різально-подрібнюючим апаратом має цілу низку переваг:

- значно зменшується вага в порівнянні з іншими апаратами;
- споживається на 40 % менше енергії на привід робочих органів порівняно з кукурудзозбиральними машинами, які мають бичевий соломоподрібнювач;
- процес зрізання і стеблеподрібнення здійснюється єдиним інтегрованим різально-подрібнюючим апаратом на кожен рядок.

Висновок. Існуючий парк кукурудзозбиральної техніки потребує негайного оновлення новою технікою, яка має більшу продуктивність, надійність та стійкий процес роботи без втрати продукції. Запропоновану конструкцію адаптованого качано-відокремлювального апарата доцільно використовувати в сучасній кукурудзозбиральній техніці, що в свою чергу дозволяє збільшити число збиральних рядків, підвищити надійність роботи завдяки зменшенню числа вузлів.

Література

1. Касьяненко В.Д. Нові можливості та способи механізації збирання кукурудзи // Касьяненко В.Д. Касьяненко В.В. / – К.: Урожай, – 1990. – 124 с.
2. Гребенюк Г.І. Енергетична оцінка та шляхи зниження енергоємності робочих органів кукурудзозбиральних машин // Вісник аграрної науки Причорномор'я / – Вип. 3. – 1998. – С. 126–130
3. Шатілов К.В. Кукурудзозбиральні машини // Шатілов К.В., Козачок Б.Д., Орехов А.П. / – М.: Машинобудування. – 1989. – С. 222
4. Описание и характеристика кукурузоуборочной техники // Служба новостей Agroru.com. / – 2010. – Режим доступу: <http://www.agroru.com/news/648023.htm>

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 630.*36(100)

© Б.В. Білик, к.т.н.; М.М. Борис, к.т.н.
Національний лісотехнічний університет України

АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНЬ В ТРАНСМІСІЇ, ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНОГО ЛІСОВОГО ТРАКТОРА

Подано математичну модель розгону з місця та динамічних навантажень у трансмісії колісного трельовального трактора. Отримано залежності коефіцієнтів динамічності, показників паливної економічності та швидкісних властивостей від передатних чисел агрегатів трансмісії. Обґрунтовано раціональні значення передатних чисел роздавальної коробки лісового трактора.

ТРАНСМІСІЯ, НАВАНТАЖЕННЯ, КОЕФІЦІЄНТ ДИНАМІЧНОСТІ, ПЕРЕДАТНЕ ЧИСЛО, ТРЕЛЮВАЛЬНИЙ ТРАКТОР.

Постановка проблеми. Широке застосування колісних тракторів на лісозаготівлі є очевидним у зв'язку з прийнятим у 2000 р. Законом “Про мораторій на проведення суцільних рубок в ялицево-букових лісах Карпатського регіону”. Лісові трактори працюють у дорожніх умовах, які характеризуються як складним профілем та мікропрофілем опорної поверхні, так і значними силами опору дороги, наявністю опору ковзанню вершини трельованого пакета деревини тощо. Такі умови руху викликають значні вертикальні коливання та динамічні навантаження в елементах ходової системи і в агрегатах трансмісії трактора, деталі яких часто виходять з ладу внаслідок пришвидшеного вичерпування ресурсу довговічності, а також значною мірою впливають на його експлуатаційні властивості. Тому дослідження впливу параметрів силової передачі лісового трактора на динамічні режими навантаження трансмісії, паливну економічність та швидкісні властивості є актуальними і сприятимуть підвищенню надійності проєктованих та модернізованих машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для виконання розрахунків коливних процесів у трансмісіях машин, їх паливної економічності та швидкісних властивостей прийнято використовувати так звані зведені моделі, у яких параметри усіх елементів зводяться до одного з валів (переважно до вала двигуна) [1–4].

Дослідження вертикальних коливань транспортних засобів показали, що у більшості випадків вони збурюються поодинокими нерівностями поверхні дороги або їх короткими послідовностями (переважно нерівності дороги мають довжину $l_n = 0,8-3,0$ м і рідко

коли перевищують 4,5 м [2]) і основний час протікають із власною частотою [3]. Тому частоти збурення крутильних коливань у трансмісії, які зумовлені зміною моментів опору коченню на передніх і задніх колесах, насамперед, слід задавати у діапазонах власних коливань мас передньої та задньої осей.

Тому для оцінки динамічних навантажень в агрегатах трансмісії під час розгону колісного трельовального трактора, коли зовнішні збурення, зокрема змінні моменти опору коченню на колесах машини, викликають інтенсивні коливання валів трансмісії, слід визначити дійсні частоти їх коливань, амплітуди моментів та коефіцієнти динамічності. Знання коефіцієнтів динамічності власних частот коливань дозволить прийняти раціональні конструктивні рішення для запобігання умов виникнення резонансних режимів, а амплітуд моментів – для оцінки дійсної циклічної навантаженості та довговічності деталей трансмісії.

Мета дослідження. Метою даного дослідження є встановлення шляхом комп'ютерного моделювання залежностей коефіцієнтів динамічності для валів трансмісії колісного трельовального трактора, а також показників паливної економічності та швидкісних властивостей від передатних чисел агрегатів трансмісії для формулювання шляхів ефективного проектування цих машин.

Результати дослідження. Розроблена нами розрахункова схема динамічної моделі трансмісії двовісного колісного трактора підвищеної прохідності подана на рис. 1. Схема відображає розгалуження силового потоку внаслідок наявності двох ведучих мостів. Розрахункова модель враховує зовнішні моменти збурення – змінні моменти опору коченню ведучих коліс переднього M_{f1} і заднього M_{f2} мостів, сумарний момент опору підняттю трактора та ковзанню вершини трельованого пакета деревини M_5 та змінний момент двигуна M_e і момент тертя муфти зчеплення M_m . Зміна цих моментів під час перемикання передач залежить від сил опору руху та темпу наростання моменту двигуна [1, 5, 6].

На підставі розрахункової моделі нами розроблено комп'ютерну програму в середовищі Delphi 7. Зміна моментів опору коченню зумовлюється зміною динамічних нормальних навантажень на передню та задню осі трактора, які залежать від його вертикальних коливань.

Задавши інтенсивність коливань трактора амплітудами A_{z1} і A_{z2} вертикальних пришвидшень мас трактора над передньою та задньою осями, моменти опору коченню визначаємо за такими залежностями:

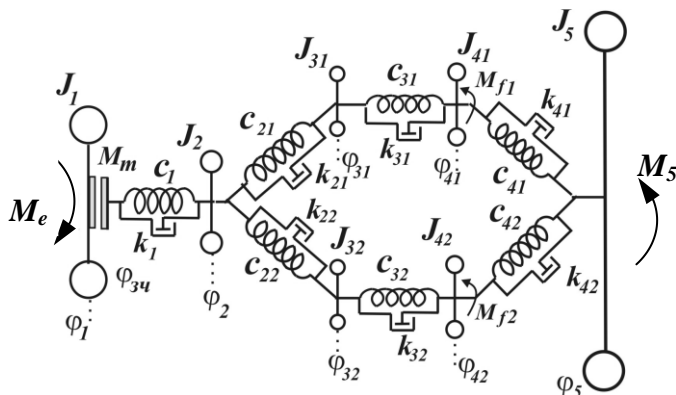


Рис. 1. Схема зведеної розрахункової моделі крутильних коливань трансмісії лісового трактора з колісною формулою 4×4: *зведені моменти інерції обертових мас*: J_1 – муфти зчеплення, J_2 – шестерень коробки передач та роздавальної коробки, J_{31} і J_{32} та J_{41} і J_{42} – відповідно обертових частин головних передач та колісних редукторів й коліс переднього і заднього мостів; J_5 – обертової маси, яка еквівалентна поступальній масі трактора; *зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору*: c_1 і k_1 – валів коробки передач та роздавальної коробки, c_{21} , c_{22} і k_{21} , k_{22} – карданних валів, c_{31} , c_{32} і k_{31} , k_{32} – півосей та c_{41} , c_{42} і k_{41} , k_{42} – шин відповідно переднього та заднього мостів; *узагальнені координати (зведені кути повороту обертових мас)*: φ_1 – маховика двигуна; φ_2 – коробки передач і роздавальної коробки, φ_{31} і φ_{32} – головних передач та φ_{41} і φ_{42} – колісних редукторів та півосей переднього і заднього мостів; φ_5 – ведучих коліс

$$M_{f1} = (m_1 + m_{Q1}) k_{m1} \cdot f \cdot r \cdot (9,81 + A_{z1} \sin(\omega_{Mf} t));$$

$$M_{f2} = (m_2 + m_{Q2}) k_{m2} \cdot f \cdot r \cdot (9,81 + A_{z2} \sin(\omega_{Mf} t + \gamma_2)), \quad (1)$$

де m_1 , m_{Q1} і m_2 , m_{Q2} – маси тягача та частини маси пакета деревини, що припадає відповідно на передню і задню осі; k_{m1} і k_{m2} – коефіцієнти розподілу маси між переднім та заднім мостами; f – коефіцієнт опору коченттю; r – робочий радіус коліс; ω_{Mf} – частота вертикальних коливань, яка дорівнює або не дорівнює власній частоті коливань трансмісії; γ_2 – фазовий кут, що відображає неодночасність дії мікропрофілю на колеса осей.

Крутильні коливання трансмісії як динамічної системи з сімома ступенями вільності описуються такою системою рівнянь:

$$\left. \begin{aligned}
 & J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1 \dot{\varphi}_1 + c_1 \varphi_1 - k_1 \dot{\varphi}_2 - c_1 \varphi_2 = M_1; \\
 & J_2 \ddot{\varphi}_2 + (k_1 + k_{21} + k_{22}) \dot{\varphi}_2 + (c_1 + c_{21} + c_{22}) \varphi_2 - \\
 & \quad - k_1 \dot{\varphi}_1 - k_{21} \dot{\varphi}_{31} - k_{22} \dot{\varphi}_{32} - c_1 \varphi_1 - c_{21} \varphi_{31} - c_{22} \varphi_{32} = 0; \\
 & J_{31} \ddot{\varphi}_{31} + (k_{21} + k_{31}) \dot{\varphi}_{31} + (c_{21} + c_{31}) \varphi_{31} - k_{21} \dot{\varphi}_2 - k_{31} \dot{\varphi}_{41} - c_{21} \varphi_2 - c_{31} \varphi_{41} = 0; \\
 & J_{32} \ddot{\varphi}_{32} + (k_{22} + k_{32}) \dot{\varphi}_{32} + (c_{22} + c_{32}) \varphi_{32} - k_{22} \dot{\varphi}_2 - k_{32} \dot{\varphi}_{42} - c_{22} \varphi_2 - c_{32} \varphi_{42} = 0; \\
 & J_{41} \ddot{\varphi}_{41} + (k_{31} + k_{41}) \dot{\varphi}_{41} + (c_{31} + c_{41}) \varphi_{41} - k_{31} \dot{\varphi}_{31} - k_{41} \dot{\varphi}_5 - c_{31} \varphi_{31} - c_{41} \varphi_5 = -M_{f1}; \\
 & J_{42} \ddot{\varphi}_{42} + (k_{32} + k_{42}) \dot{\varphi}_{42} + (c_{32} + c_{42}) \varphi_{42} - k_{32} \dot{\varphi}_{32} - k_{42} \dot{\varphi}_5 - c_{32} \varphi_{32} - c_{42} \varphi_5 = -M_{f2}; \\
 & J_5 \ddot{\varphi}_5 + (k_{41} + k_{42}) \dot{\varphi}_5 + (c_{41} + c_{42}) \varphi_5 - k_{41} \dot{\varphi}_{41} - k_{42} \dot{\varphi}_{42} - c_{41} \varphi_{41} - c_{42} \varphi_{42} = -M_5.
 \end{aligned} \right\} (2)$$

Для прикладу на рис. 2 подано графіки динамічних моментів під час вимушених крутильних коливань трансмісії для різних частот збурення ω_{Mf} , що відповідають частотам вертикальних коливань трактора.

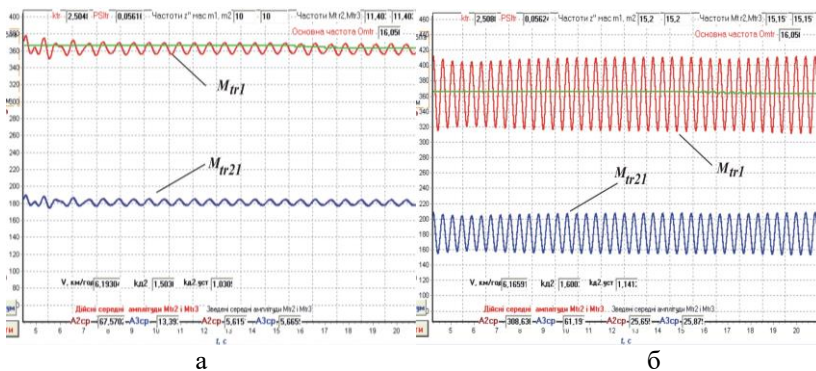


Рис. 2. Графіки вимушених крутильних коливань динамічних моментів трансмісії: M_{tr1} і M_{tr21} – динамічні моменти у валах коробки передач і карданному валі приводу переднього моста; $\omega_o = 16 \text{ с}^{-1}$ – основна частота крутильних коливань трансмісії на заданій передачі; а – $\omega_{Mf} = 10 \text{ с}^{-1}$; б – $\omega_{Mf} = 15,2 \text{ с}^{-1}$

Як видно, амплітуди динамічних моментів трансмісії істотно залежать від частоти ω_{Mf} моментів опору коченню M_{tr1} і M_{tr21} .

Вплив передатних чисел агрегатів трансмісії на коефіцієнти динамічності в трансмісії трактора (на другому діапазоні роздавальної коробки $u_{pk} = 2,182$) ілюструють графіки, подані на рис. 3.

Отримані залежності коефіцієнтів динамічності від передатного числа трансмісії подано на рис. 4.

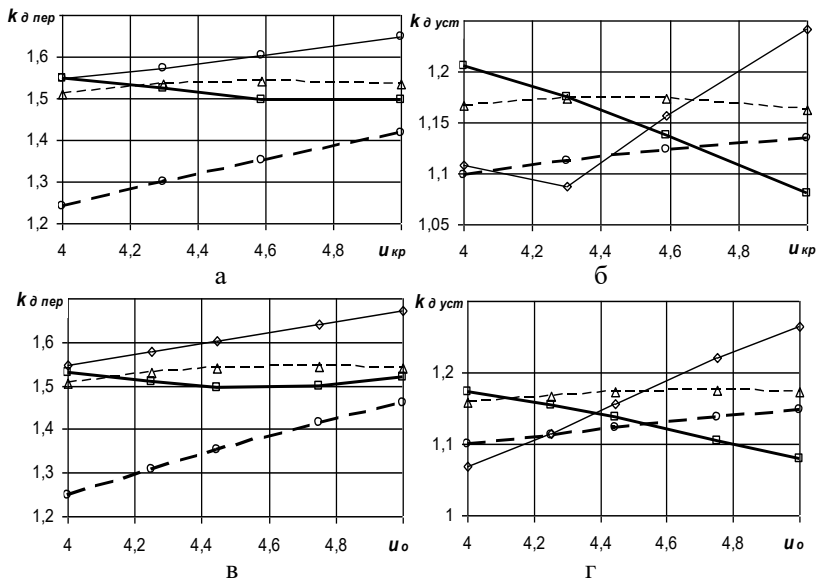


Рис. 3. Залежності коефіцієнтів динамічності для валів трансмісії колісного трельовального трактора на перехідному (а, в) і на усталеному (б, г) режимах від передатних чисел коробки передач, головної передачі u_o (в, г; $u_{кр} = 4,59$) та колісного редуктора $u_{кр}$ (а, б; $u_o = 4,444$): — 1-ша передача; — 2-га передача; - - 3-тя передача; - - 4-та передача коробки передач

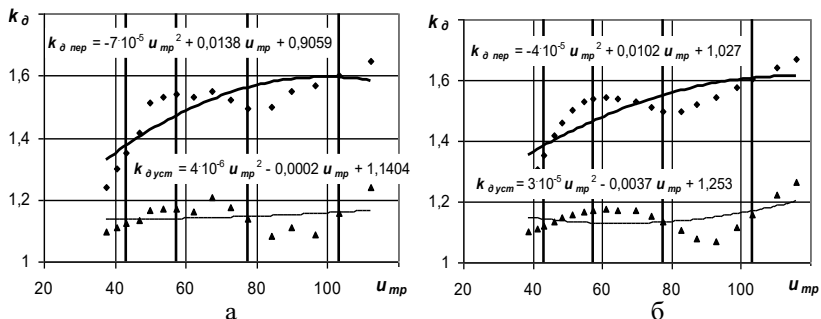


Рис. 4. Залежності коефіцієнтів динамічності в трансмісії трактора на перехідному і усталеному режимах руху від загального передатного числа трансмісії, обчисленого з урахуванням усіх ступенів коробки передач: (а – постійне $u_o = 4,444$; $u_{кр}$ – змінне; б – постійне $u_{кр} = 4,59$; u_o – змінне)

Результати дослідження процесу розгону з місця треклявого трактора з пакетом деревини і без нього за допомогою окремої програми, розробленої нами у середовищі Delphi 7, подано на рис. 5.

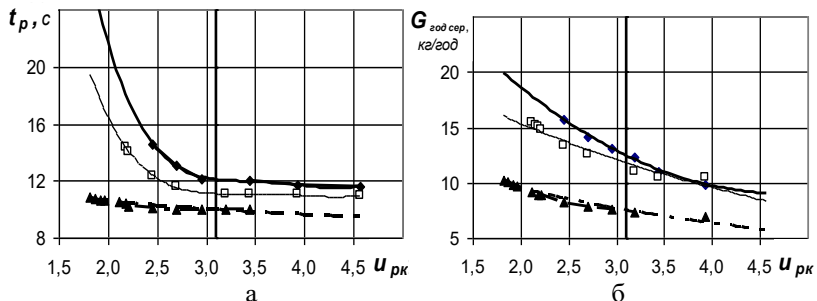


Рис. 5. Залежність часу t_p розгону з місця трактора до теоретично можливої швидкості руху на четвертій (вищій) передачі коробки (а), середньої за час розгону годинної витрати пального $G_{год\ сер}$ (б) від передатного числа роздавальної коробки $u_{рк}$ та рейсового навантаження m_Q (\blacktriangle – 0; \square – 5200 кг; \blacklozenge – 7000 кг)

Аналіз отриманих результатів показав, що для трактора Т-157 доцільно змінити передатне число другого діапазону роздавальної коробки з $u_{рк} = 2,182$ на $u_{рк} = 3,1$. Якщо $u_{рк} < 3,0$, то різко зростає час розгону t_p і середня годинна витрата пального $G_{год\ сер}$ для усіх значень рейсового навантаження.

Висновок. Розроблені математичні моделі та комп'ютерні програми дозволяють моделювати рух трактора і динамічні процеси в трансмісії, а також досліджувати вплив вагових і геометричних параметрів, потужності двигуна та передатних чисел трансмісії на його швидкісні властивості, коефіцієнти динамічності та паливну економічність. Урахування пружних, дисипативних та інерційних властивостей агрегатів трансмісії трактора максимально наближає теоретичні розрахунки до реальних, хоч й істотно ускладнює математичну модель. Розроблені програми можуть бути корисними на стадії проектування колісних тракторів як для лісової галузі, так і тракторів загального призначення.

Література

1. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Теорія самохідних лісових машин. – К.– Львів: ІЗМН, 1998. – 208 с.

2. Жуков А. В. Теория лесных машин / А. В. Жуков. – Мн. : БГТУ, 2001. – 640 с.

3. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.

4. Шупляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля / В. С. Шупляков. – М. : Транспорт, 1974. – 328 с.

5. Білик Б.В., Кусий А.Г. Визначення частот власних крутильних коливань трансмісій повнопривідних колісних машин//Науковий вісник НЛТУУ: Зб. наук.–техн. праць: Проектування, виробництво та експлуатація автоотранс–портних засобів і поїздів. – Львів: УкрДЛТУ. – 2003, вип. 7. – С. 15–19.

6. Білик Б.В., Борис М.М., Кусий А.Г. Вплив передатних чисел на динамічні навантаження у трансмісії колісного лісового трактора// Науковий вісник НЛТУ України: Зб. наук.–техн. праць. – Львів: НЛТУ України. – 2007, вип. 17.8. – С. 127–132.

Рецензент д.т.н., проф. Г.С. Гудз

УДК 674.05(075.8)

© М.В. Вржещ, к.т.н.; О.С. Кравчук
Луцький національний технічний університет

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТЕМПЕРАТУРИ ЗА ТОВЩИНОЮ ПАКЕТА ШАРІВ ПРИ ОБЛИЦЮВАННІ ДЕРЕВОСТРУЖКОВИХ ПЛИТ

Запропоновано методику визначення розподілу температури за товщиною пакета шарів при облицюванні деревостружкових плит, яка ґрунтується як на основі гіпотези розподілу температури впоперек пакета шарів, так і з використанням результатів експериментальних вимірювань температури.

ТЕМПЕРАТУРА, ОБЛИЦЮВАЛЬНІ МАТЕРІАЛИ, ДЕРЕВОСТРУЖКОВІ ПЛИТИ.

Постановка проблеми. На даний час у технологічному процесі виробництва меблів широко застосовуються клеєні шаруваті пакети на основі плит ДСП, МДФ та різних облицювальних матеріалів (натуральний шпон, полімерні плівки, ламелі, декоративний папір). Утворення цих систем відбувається, як правило, шляхом пресування

при температурній дії. Для одержання якісного клеєного з'єднання необхідно знати величини температур між шарами, тобто розподіл температури за товщиною пакета шарів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час великого значення набули задачі, пов'язані з визначенням температурних полів у шаруватих конструкціях. Цьому питанню присвячені, зокрема роботи [1, 2, 3]. Однак розв'язки, що подаються у зазначених роботах, дозволяють, головним чином, одержати аналітичне уявлення про необхідні функції. В реальних умовах значне коло прикладних задач потребує прикладних теорій з реалізацією числовими методами.

Мета дослідження. Мета дослідження полягає у побудові методики визначення технологічних температур у багатошаровому пакеті на основі використання функції розподілу температури за товщиною пакета, яка адаптована до експериментального використання.

Результати дослідження. Нехай на багатошаровий пакет діє стаціонарне температурне поле (рис. 1). На зовнішніх поверхнях пакету задається приріст температурного поля $T_0(x)$ і $T_n(x)$. Внутрішні теплові джерела в шарах відсутні, бокові грані теплоізолювані. Розглядається перенесення тепла при дії температурного поля тільки впоперек пакета.

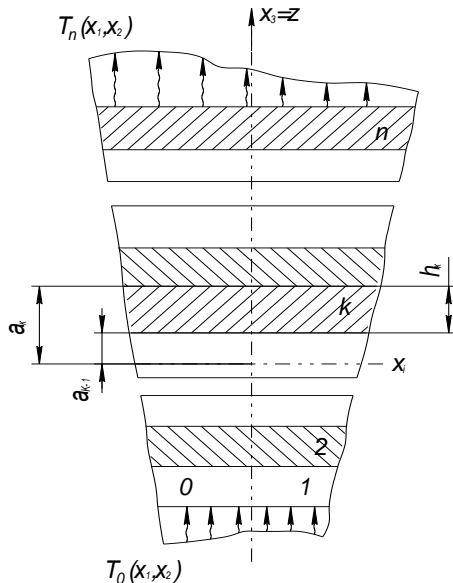


Рис. 1. Фрагмент шаруватого пакета в температурному полі

В даному випадку рівняння теплопереносу у шарі k матиме такий вигляд [4]

$$(\lambda_{33} T_{,3})_{,3}^{(k)} = 0. \quad (1)$$

У рівнянні (1) $\lambda_{33}^{(k)}$ – коефіцієнт теплопровідності у напрямку нормалі (в межах шару сталій); $T^{(k)}$ – температура в k -му шарі.

Умови ідеального теплового контакту на границях розмежування шарів запишуться у такому вигляді [5]

$$T^{(k-1)} \Big|_+ = T^{(k)} \Big|_-; \lambda_{33}^{(k-1)} T_{,3}^{(k-1)} \Big|_+ = \lambda_{33}^{(k)} T_{,3}^{(k)} \Big|_-. \quad (2)$$

Тут знаки плюс та мінус відповідають верхній та нижній границям шару. Рівняння (1) буде тотожно задовольняється, якщо прийняти закон зміни температури у напрямку нормалі $x_3=z$ у вигляді $b_i + c_i z$. Крім того, на нижній та верхній поверхнях пакета задані такі умови

$$T^{(1)}(a_0) = T_0(x); \quad T^{(n)}(a_n) = T_n(x). \quad (3)$$

Задовольняючи зазначені умови, а також беручи до уваги умови контакту між шарами (2), приходимо до системи лінійних алгебраїчних рівнянь порядку $2n$, де n – кількість шарів,

$$\lambda_{33}^{(i)} c_i = \lambda_{33}^{(i+1)} c_{i+1}; \quad i = 1, 2, \dots, n-1; \quad (4)$$

$$b_i + c_i a_0 = T_0; \quad b_i + c_i a_i = b_{i+1} + c_{i+1} a_i; \quad b_n + c_n a_n = T_n.$$

Розв'язок системи (4) відносно невідомих b_i , c_i приводить до кусочно-лінійного закону розподілу температури за товщиною пакета шарів

$$T^{(k)} = T_0 [1 - \psi(z)] + T_n \psi(z), \quad (5)$$

де $\psi(z)$ – визначена функція розподілу температури, яка задовольняє такі умови на зовнішніх поверхнях: на нижній $\psi(a_0) = 0$, на верхній $\psi(a_n) = 1$.

Функцію $\psi(z)$ можна виразити через теплофізичні характеристики матеріалу шарів та їх товщини у такому вигляді

$$\psi(z) = \begin{cases} 0, & z \leq a_0, \quad z > a_n; \\ \frac{\sum_{i=1}^{k-1} (a_i - a_{i-1}) / \lambda_{33}^{(i)} + (z - a_{k-1}) / \lambda_{33}^{(k)}}{\sum_{i=1}^n (a_i - a_{i-1}) / \lambda_{33}^{(i)}}; & a_{k-1} \leq z \leq a_k. \end{cases} \quad (6)$$

Представлення зміни температури за товщиною шаруватого пакета у вигляді (5) дає можливість описувати нелінійних характер

розподілу температури за товщиною пакету заміною його на кусочно-лінійний, при цьому досягання необхідної точності реалізується шляхом розбивання шарів на необхідну кількість підшарів. Якщо відомі значення температур на границях розмежування шарів, які можуть бути визначені експериментально, то функція розподілу набуде такого вигляду

$$\psi(z) = \begin{cases} 0, & z \leq a_0, \quad z > a_n; \\ \frac{\sum_{i=1}^{k-1} (T^{(i)} - T^{(i-1)}) + (T^{(k)} - T^{(k-1)}) (z - a_{k-1}) h_k^{-1}}{T_n - T_0}; & (7) \\ a_{k-1} \leq z \leq a_k. \end{cases}$$



Рис. 2. Мембранний облицовальний прес

Висновки. Використовуючи лабораторне устаткування (рис. 2), яке дає можливість визначити температури на границях розподілу між шарами, можна досліджувати характеристики теплопровідності матеріалів шарів у науково-дослідних цілях. Крім того, з'являється можливість оцінити якість та міцність багатшарового з'єднання. Велике значення має також впровадження методики у навчальний процес при викладанні дисципліни "Теорія та конструкції деревообробного устаткування".

Література

1. Григоренко Я.М., Василенко А.Т., Панкратова Н.Д. Статика анизотропных толстостенных оболочек. - К.: Высшая шк. Главное изд-во, 1985. – 189 с.
2. Коренев Б.Г. Задачи теории теплопроводности и термоупругости. Решение в бесселевых функциях. – М.: Наука, 1980. – 400 с.
3. Подстригач Я.С., Ломакин В.А, Коляно Ю.М. Термоупругость тел неоднородной структуры. – М.: Наука, 1984. –368 с.
4. Болотин В.В., Новичков Ю.Н. Механика многослойных конструкций. – М.:Машиностроение, 1980. – 374 с.
5. Расчет неоднородных пологих оболочек и пластин методом конечных элементов: Монография / Руководитель авт.кол. В.Г. Пискунов. – К.: Изд-во при Киев. ун-те ИО “Вища школа”, 1987. – 200 с.

Рецензент д.т.н., проф.В.І. Шваб'юк.

УДК 664.61

© З.О. Гошко, к.т.н.; О.О. Гошко
Львівський національний аграрний університет
С.Ф. Юхимчук, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДРОБАРКА ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ КОМБІКОРМІВ

У статті дано опис конструкції роторної дробарки для приготування комбікормів, а також обґрунтовано її параметри і розраховано її основні режими роботи.

ДРОБАРКА, КОМБІКОРМ, РОТОР, ПАРАМЕТР, УДАР.

Постановка проблеми. Робочі процеси подрібнення використовуються не тільки у переробній промисловості і в сільському господарстві, але і у різних галузях виробництва. Залежно від якості та властивостей матеріалу, процеси обробки здійснюються подрібнювальними машинами різноманітних конструкцій. Серед них значного поширення набули дробарки ударної дії, які поділяються на роторні і молоткові.

Роторні машини найкраще зарекомендували себе під час подрібнення великих кусків матеріалу. Для подрібнення

дрібнокусового матеріалу з утворенням продуктово–повітряного шару використовуються молоткові дробарки. Це пояснюється тим, що молотки, хитаючись навколо осей підвісу, змінюють свою відносну швидкість, напрямок та глибину занурення в продуктово–повітряному середовищі, що порушує його рівномірний рух.

Отже, ми поставили за мету створити невелику стаціонарну машину, яку можна включити в технологічну лінію з приготування комбікормів, розрахувати її основні режими роботи.

Для того щоб досягти високих техніко–економічних показників, машина повинна забезпечувати: безперервність процесу транспортування матеріалу; відповідність параметрів органів агрегату агротехнічним, екологічним і енергетичним вимогам; достатню продуктивність та якість приготованих комбікормів, тобто бути компактною за умови зручності в обслуговуванні та дотримання вимог безпеки праці.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На основі проведеного патентного пошуку [1,2] та аналізу молоткових дробарок, які випускаються АПК України та зарубіжними виробниками [3, 4], нами запропоновано конструкцію роторної дробарки для приготування комбікормів, наведену на рис. 1.

Мета дослідження – описати конструкцію роторної дробарки для приготування комбікормів, а також обґрунтувати її параметри і розрахувати її основні режими роботи.

Результати дослідження. Дробарка (рис.1) призначена для одночасного подрібнення кількох видів насінневих матеріалів з метою надання їм відповідної розмірної фракції та утворення кормосуміші.

Запропонована дробарка для приготування кормосуміші складається з подрібнювальної камери 5, роторів 6 і 7 з жорстко закріпленими молотками, бункерів 1, 2, 3, 4, що кріпляться до рами подрібнювальної камери і з яких матеріал дозовано подається в подрібнювальну камеру. В середині камери обертається два ротори 6 і 7, які приводяться в дію від електродвигуна 8, що кріпляється на станині, шарнірно закріпленій до рами. У верхній частині камери розташоване завантажувальне вікно, що з'єднує бункери 1,2,3,4 і подрібнювальну камеру, у горловині якого для зміни подачі матеріалу та формування кормосуміші відповідної консистенції встановлені шибєрні заслінки 9. В нижній частині корпусу кріпляється вивантажувальний рукав, який також оснащений декою 10, у днищі якої зроблені калібровані отвори для забезпечення кормосуміші відповідної розмірної фракції.

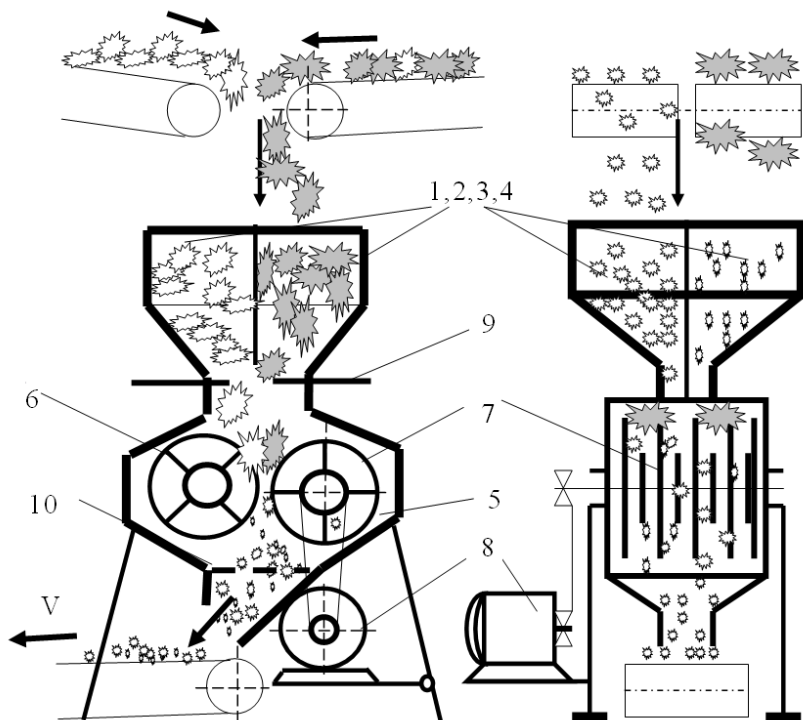


Рис.1. Подрібнювальна машина 1, 2, 3, 4 – бункери; 5 – подрібнювальна камера; 6, 7 – ротори; 8 – електродвигун; 9 – дозувальна заслінка; 10 – дека

Переваги запропонованої дробарки над уже існуючими полягають у наступному: по–перше, використання двох подрібнювальних роторів сприяє руйнуванню повітряно–зернового потоку, що утворюється при високих швидкостях обертання; по–друге, встановлення чотирьох завантажувальних горловин 1, 2, 3, 4 дає нам можливість подавати на подрібнення кілька видів матеріалів одночасно, тобто в процесі подрібнення відбувається одночасне перемішування продукту і отримується кормосуміш з високим ступенем перемішування компонентів.

Умови руху зерна в подрібнювальній камері. Позначимо робочу довжину камери через L_p , а діаметр – D . Ефективність використання

робочого об'єму камери буде характеризуватись коефіцієнтом її заповнення.

$$k_{\text{за}} = \frac{V_{\text{д}}}{V_{\text{дд}}}, \quad (1)$$

де V_m – об'єм кормосуміші, що одночасно знаходиться в робочій частині камери, м³; $V_{\text{цвл}}$ – об'єм камери, м³.

$$V_m = \frac{G_{\text{д}}}{\rho}, \quad (2)$$

$$V_{\text{цвл}} = Lp \pi r_2, \quad (3)$$

де G_T – вага кормосуміші, що знаходиться в камері, кг; ρ – щільність вороху, кг/м³.

Вага суміші залежить від сорту, вологості, стиглості і співвідношення компонентів (насіння, біодобавок), оскільки дані компоненти є різної ваги.

Отже,

$$G_m = G_c + G_{cm} + G_n + G, \quad (4)$$

де G_c – вага (добавка 1), кг; G_{cm} – вага (добавка 2), кг; G_n – вага (добавка 3), кг; G – вага (добавка 4), кг.

На початку процесу дані компоненти складають різні матеріали у відповідній пропорції, а після його завершення однорідну сполуку вирівняну, за розмірними показниками, що проходить через калібровані отвори в деці.

Для ефективного процесу приготування кормосуміші доцільно, щоб робочий об'єм камери заповнювався не більш як наполовину. За даної умови отримаємо якісне співударяння штифтів по масі і проходження подрібненого насіння через отвори.

Розглянемо процес подрібнення і сили, що виникають внаслідок взаємодії молотків з зерном, та руху частинок по внутрішній поверхні камери.

Робочий процес можна розділити на наступні етапи.

Перший етап – молотки, що знаходяться поруч із завантажувальною горловиною бункера, наносять удари по масі зерна, що надходить у подрібнювальну камеру, внаслідок чого відбувається часткове подрібнення зерна та його перемішування.

Силу удару $P_{\text{уд}}$, враховуючи слабку пружність маси, знаходимо із залежності для імпульсу сили за типовою формулою для подрібнювального апарата:

$$P_{\text{уд}} = m'V, \quad (5)$$

де m' – секундна подача маси на подрібнення, або продуктивність дробарки, кг/с; V – швидкість кормосуміші після нанесення удару, м/с.

Початковою швидкістю суміші до удару ми нехтуємо, оскільки її подача здійснюється перпендикулярно до напрямку руху молотків, а отже, і сил удару.

Швидкість кормосуміші V визначається як колова швидкість:

$$V = \omega r, \quad (6)$$

де ω – кутова швидкість обертання молоткового вала, c^{-1} ; r – радіус по краях молотків, м.

Сила удару повинна забезпечувати розколювання насіння та його перемішування.

Другий етап – перемішування кормосуміші з одночасним переміщенням вздовж внутрішньої поверхні камери як у поздовжньому, так і в поперечному напрямках. Молотки будуть долати зусилля опору та переміщення, що буде складатись із сил тертя зерна до поверхні камери і сил для надання масі кінетичної енергії (рис. 2).

Сумарний опір на переміщення

$$F_n = F_m + F_{кин}, \quad (7)$$

де F_m – сила тертя маси по поверхні камери, Н;

$$F_m = G_m f, \quad (8)$$

де f – коефіцієнт тертя суміші по робочій поверхні камери.

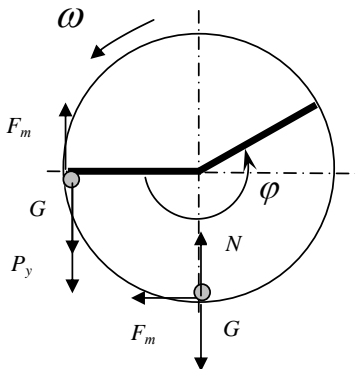


Рис. 2 Схема сил, що діють на молоток

Для визначення сили, що необхідна для надання кінетичної енергії подрібнення суміші, скористаємося закономірністю зміни кількості руху, тобто

$$F_{кин} = V_{np} \frac{dm}{dt}, \quad (9)$$

де V_{np} – приведена швидкість переміщення суміші, оскільки її швидкість змінюється залежно від віддаленості від центра обертання;

$\frac{dm}{dt}$ – кількість суміші, що надходить у робочу частину циліндра за

одиницю часу.

Враховуючи, що по кормо суміші наносяться одночасно кілька ударів і переміщення здійснюється одночасно всієї маси молотками, що взаємодіють з нею, то загальний опір виконання робочого процесу становитиме:

$$P_{\text{сум}} = P_y n_y + Gf + V_{np} \frac{dm}{dt}, \quad (10)$$

де n_y – кількість ударів, що наносяться одночасно.

Потужність, що затрачається на подрібнення:

$$N_{\text{сум}} = V(P_y n_y + Gf) + V_{np}^2 \frac{dm}{dt}, \quad (11)$$

$$M_{\text{сум}} = P_{\text{сум}} R, \quad N_{\text{сум}} = M_{\text{сум}} \omega, \quad \omega = \frac{N_{\text{нй}}}{M_{\text{нй}}}.$$

Третій етап – вивантаження кормосуміші та проходження насіння крізь отвори деки.

Для даного етапу необхідно визначити розміри отвору деки за умови проходження насіння крізь отвори. Враховуючи, що насіння рухається під дією молотків та повітряного потоку, а переміщення може бути спрямоване відносно камери в різні боки, то доцільно вибирати круглу форму отвору.

Умовою проходження насіння через отвір є визначення критичної швидкості руху його по поверхні камери (рис. 3). Враховуючи, що радіус кривизни подрібнювальної камери набагато більший від радіуса каліброваного отвору, а швидкість частинки спрямована по дотичній до циліндра, відповідно в розрахунках кривизною отвору можемо знехтувати.

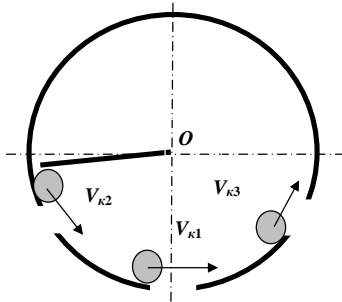


Рис. 3. Схема розміщення отворів у циліндрі

Розглянемо три положення розміщення каліброваного отвору відносно камери і напряму переміщення частинки. Перший – отвір знаходиться в нижній частині камери, кут нахилу отвору до горизонту дорівнює нулю, швидкість спрямована горизонтально; другий – отвір розташований на певній висоті під кутом до горизонту і швидкість частинки на даній ділянці камери спрямована вниз; третій – отвір розташований на певній висоті під кутом до горизонту, але швидкість спрямована вгору.

Враховуючи, що форма подрібненого зерна може бути довільною, доцільно для спрощення розрахунків прийняти форму каліброваного отвору круглою, з приведеним радіусом r_{np} , що дорівнює:

$$r_{np} = 3\sqrt{tbl_i}, \quad (12)$$

де t , b , l_i – відповідно товщина, ширина, довжина каліброваного отвору, м.

Розглянемо перший випадок (рис. 4, а).

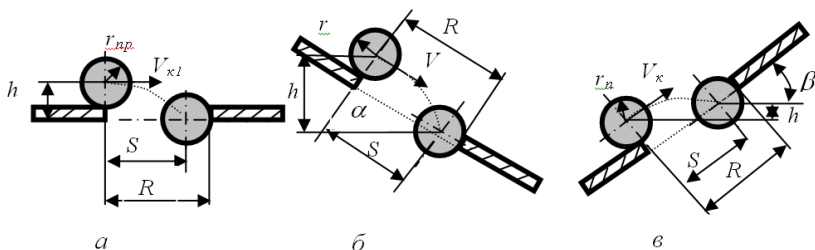


Рис. 4. Схеми розташування частинки відносно отворів:
а) горизонтально; б) рух донизу; в) рух вгору

Нехтуючи товщиною деки і опором повітря, переміщення частинки в горизонтальному S і вертикальному h напрямках, розрахуємо:

$$S_I = R_I - r_{np};$$

$$h_I = r_{np} = \frac{gt^2}{2},$$

де R_I – радіус повороту, м; t – час падіння до співударяння.

Враховуючи, що $S_I = V_{\kappa i} t$ і $t = \sqrt{\frac{2r_{i\delta}}{g}}$, запишемо:

$$V_{\kappa 1} = (R_1 - r_{np}) \sqrt{\frac{g}{2r_{i\delta}}} \quad (13)$$

Для другого випадку (рис. 4, б), аналогічно з міркуваннями першого випадку, але врахувавши, що отвір нахилений до горизонту під кутом α і частинка падає вниз зі швидкістю $V_{\kappa 2}$, розрахуємо:

$$S_2 = R_2 - r_{np}; \quad h_2 = r_{np} \cos \alpha + (R_2 - r_{np}) \sin \alpha.$$

Тоді $S_2 = V_{\kappa 2} t$;

$$R_2 - r_{np} = V_{\kappa 2} \sqrt{\frac{2((R_2 - r_{i\delta}) \sin \alpha + r_{i\delta} \cos \alpha)}{g}}, \quad (14)$$

$$V_{\kappa 2} = (R_2 - r_{np}) \sqrt{\frac{g}{2((R_2 - r_{i\delta}) \sin \alpha + r_{i\delta} \cos \alpha)}}. \quad (15)$$

Для третього випадку (рис. 4, в), коли отвір розташований під кутом β до горизонту, аналогічно, як для першого випадку, нехтуємо опором повітря і товщиною деки.

Особливістю даного випадку є те, що спочатку частинка піднімається вгору, а потім падає вниз, але за аналогією до другого випадку можемо записати:

$$S_3 = R_3 - r_{np}; \quad h_3 = (R_3 - r_{np}) \sin \beta - r_{np} \cos \beta,$$

$$R_3 - r_{np} = V_{\kappa 3} \sqrt{\frac{2((R_3 - r_{i\delta}) \sin \beta - r_{i\delta} \cos \beta)}{g}}, \quad (16)$$

$$V_{\kappa 3} = (R_3 - r_{np}) \sqrt{\frac{g}{2((R_3 - r_{i\delta}) \sin \beta + r_{i\delta} \cos \beta)}}. \quad (17)$$

Враховуючи, що для нашого випадку $V_{\kappa 1} = V_{\kappa 2} = V_{\kappa 3} = \omega R$, за формулами (13), (15), (17) відповідно можна розрахувати діаметр отворів R_1, R_2, R_3 .

Висновки. Провівши аналіз отриманих залежностей, бачимо, що розміри отворів у камері будуть залежати від кутів α і β , і будуть зменшуватись за напрямом переміщення від $R_{2 \max}$ при α_{\max} до R_1 та до $R_{3 \min}$ при β_{\max} .

Література

1. Гошко З.О., Крунич О.М. Обґрунтування конструктивно-технологічної схеми машини для шелушіння зерна та насіння // Вісн. Львів. держ. аграр. ун-ту: Агроінженерні дослідження. – 1999. – №3. – С. 187–190.

2. Гошко З.О., Крунич О.М. Стационарна молотарка для бобових культур // Вчені ЛДАУ виробництву. – Вип. 7. – Львів, 2007. – С. 35–37.

3. Гошко З.О., Габчак А.В., Василькевич О.М. Розширення функціональних можливостей дробарок із горизонтальною віссю обертання // Вчені ЛДАУ виробництву. – Вип. 7. – Львів, 2007. – С. 31–33.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 622.331

© В.В. Грабовець, к.т.н.; О.П. Шимчук, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗНЕВОДНЕННЯ ОЗЕРНОГО САПРОПЕЛЮ У ПРЕС–ШНЕКУ

У статті запропоновано конструкцію шнекового пристрою для безперервного зневоднення озерних сапропелів із змінним кроком витків та перфорованих конусних насадок і досліджено умови процесу виділення вільної води у зоні зневоднення озерного сапропелю.

САПРОПЕЛІ, ЗНЕВОДНЕННЯ, ПРЕС–ШНЕК, ТИСК, НАПІР.

Постановка проблеми. Підвищена увага до озерного сапропелю, як органічної речовини для різних галузей народного господарства вимагає збереження його цінних природних властивостей. Свіждобутий з–під шару води сапропель має колоїдну структуру і має вигляд однорідної желеподібної маси вологістю 70–98 %. У такому стані сапропель не слід застосовувати для добрива на поля, оскільки із–за надлишків недоокислених закисних сполук він може навіть нанести шкоду врожаю. Але після переробки: компостування в суміші з органічними компонентами, звичайного проморожування, зневоднення сапропель стає розсипчастим і придатним для використання в сільськогосподарському виробництві. Тому сапропель як органічне добриво в чистому вигляді вигідно застосовувати лише на полях, поблизу місць його видобутку.

Велика увага приділяється зневодненню озерних сапропелів через необхідність транспортування продукту до споживача на великі відстані. А вибір способу зневоднення має забезпечувати конструктивну простоту, безперервність процесу, енергетичну

ефективність тощо. Також слід врахувати дані про види вологи та їх зв'язок у сапропелі, який піддається зневодненню.

Згідно з проведеними дослідженнями було встановлено присутність у сапропелі гравітаційної та слабозв'язаної вологи макропор [1]. Для видалення наведених форм вологи потрібні незначні затрати енергії на подолання гідравлічних опорів під час руху рідини у поровому просторі [2]. Серед відомих транспортуючих пристроїв безперервної дії та пристроїв для механічного розділення твердої і рідкої фаз найбільше поширення знайшли пристрої з гвинтовими робочими органами [3].

Огляд останніх досліджень. Процес зневоднення сапропелю у гвинтових пристроях було досліджено [4] та запропоновано конструкцію пристрою для безперервного зневоднення озерних сапропелів із змінним кроком витків, а також досліджено умови процесу виділення вільної води на основі теорії консолідації при фільтрації рідкої фази через масу продукту. Деякі роботи залишаються на стадії заявок на винаходи [5].

Метою роботи є дослідження процесу відділення вільної води із озерного сапропелю за допомогою шнекового робочого органу із змінним кроком витків та перфорованих конусних насадок у зоні зневоднення сапропелю.

Результати дослідження. Процес витискання води із сапропелю представляє собою один із особливих варіантів фільтрації в деформованому пористому середовищі і є складним механічним процесом, під час якого під дією зовнішнього тиску проходить витискання води із пор при одночасному ущільненні самої маси сапропелю.

В пристроях з гвинтовим робочим органом, які можна використовувати для зневоднення сапропелів, необхідний тиск для продавлювання сапропелю крізь отвір менший за розмірами за діаметр гвинта. При цьому руйнування структури сапропелю не відбувається, а для створення тиску достатньо гвинт з однаковим кроком по всій довжині. В процесі стискання озерних сапропелів, не відбувається безперервної фільтрації, так як в пористому середовищі, переміщення молекул води залежатиме від положення частинок твердої фази і співударів з сусідніми частинками, а також еластичності стінок мікро і макрокапілярів. В міжвитковому каналі елементарні частинки мають велику кількість зіткнень, поступово накопичуються на внутрішній стінці каналу. Переміщуючись до поверхні циліндра, рідка фаза з великою швидкістю виходить за його межі через перфорацію, що викликає зменшення густини озерних сапропелів. Через наявність

вільної вологи до 20% у озерних сапропелях дозволяє його розглядати, згідно з теорією консолідації, як двосистемне середовище, у якому видалення води буде відбуватись згідно з теорією фільтрації.

Допустимо, що деякий об'єм сапропелю піддають стиску. При цьому розділення двох систем відбувається без зміни їх властивостей, тобто об'єми систем не змінюються. Тоді такий процес характеризується коефіцієнтами фільтрації K та пористості ε .

Відомо [4], що повний тиск, який потрібний для відділення вологи із сапропелю, складається з тиску напору та ефективного тиску. Тиск напору P_H визначається напором фільтрованої рідини, ефективний тиск P_θ сприймається сапропелем.

При цьому повний тиск на поверхню витків шнека в напрямку пресування визначаємо за формулою:

$$P = P_H + P_\theta. \quad (1)$$

Тиск напору знаходимо по залежності:

$$P_H = (P_\phi + P_B)g \cdot \rho, \quad (2)$$

де P_ϕ – напір фільтрації рідини через пори сапропелю; P_B – напір витікання рідини через отвори труби; g – прискорення вільного падіння; ρ – густина рідини (води).

Напір фільтрації рідини згідно з (1) визначаємо за законом Дарсі у разі ламінарного руску:

$$P_\phi = \frac{V \cdot h \cdot \varepsilon}{K(1 + \varepsilon)}, \quad (3)$$

де V – швидкість руху рідини по міжвитковому каналі шнека; h – глибина каналу; K – коефіцієнт фільтрації для сапропелю; ε – коефіцієнт пористості для сапропелю.

Швидкість руху рідини визначаємо за залежністю:

$$V = \omega \cdot T' / 2\pi, \quad (4)$$

де ω – частота обертання шнека; T' – крок витків шнека.

При цьому коефіцієнт пористості можна представити компресійною залежністю, що визначається із механічних і фізичних властивостей сапропелю:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - a \cdot P_\theta, \quad (5)$$

де ε_0 – постійна величина пористості; a – коефіцієнт ущільнення сапропелю.

Експериментальну частину дослідження процесу зневоднення сапропелю проводили у прес-шнеку (рис.1), використовуючи змінні



Рис.1. Загальний вигляд прес-шнека: 1 – рама; 2 – електродвигун; 3 – редуктор; 4 – бункер живильний; 5 – шнек; 6 – спрямовувач; 7 – корпус; 8 – змінна конусна насадка

конусні насадки для забезпечення максимального виходу вологи із дослідного матеріалу. Конструкція шнекового преса передбачає наступні основні елементи: бункер, пресуючий пристрій, вологозбірник, привід та раму. Пресуючий орган являє собою корпус, у якому встановлений шнек. До корпусу за допомогою різьбової втулки кріпиться насадка з спеціальним фільтром (рис. 2). Передбачено два збірника вільної води: один під шнеком, другий з змінних конусних перфорованих насадок. Шнек приводиться в дію від індивідуального асинхронного двигуна (можливий привід від ВВП) через пасову (ланцюгову) передачу і понижувальний редуктор.



Рис. 2. Насадки для прес-шнека

Під час дослідів ми змінювали частоту обертання гвинтового пристрою ($20\text{--}50\text{ c}^{-1}$) та конусні насадки різної довжини ($l = 200, 400, 600\text{ мм}$). Результати дослідів представлені у вигляді графічної залежності (рис. 3).

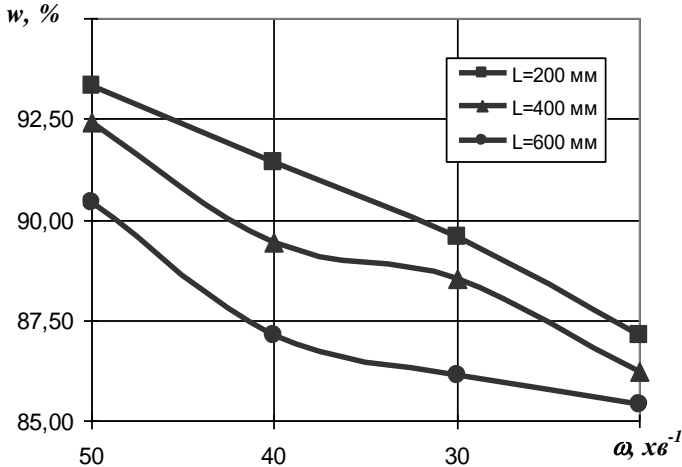


Рис. 3. Залежність вологості w сапропелю від частоти обертання прес-шнека ω та довжини насадки L

Висновок. В результаті дослідів встановлено, що вологість сапропелю можна знизити зменшуючи частоту обертання пристрою та збільшуючи довжину конусної насадки. Мінімальне значення, до якого можливо зневоднити озерний сапропель у процесі експерименту досягається комбінацією: частота обертання пристрою $\omega = 20\text{ хв}^{-1}$ та довжина конусної насадки $l = 600\text{ мм}$.

Література

1. Дідух В. Ф. Вологообмінні та термодинамічні властивості сапропелів / В. Ф. Дідух, Р. В. Луцик, В. В. Грабовець // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2006. – Вип. 92, Ч. II. – С. 56–60.
2. Наумович В. М. Искусственная сушка торфа / Наумович В. М. – М. : Недра, 1984. – 222 с.



3. Основы расчета и конструкции машин и автоматов пищевых производств / Под ред. А.Я. Соколова. – М.: Машиностроение, 1969. – 637 с.

4. Шимчук О. П. Обґрунтування параметрів модуля для добування озерних сапропелів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Шимчук Олександр Петрович. – Тернопіль, 2009. – 137 с.

5. Устройство для непрерывного обезвоживания сапропеля: А.С. 1726399 СРСР, МКИ А1 кл. С 02 F 11/12.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 630*7: 630*31

© Л.М. Дацюк, к.т.н.; С.Ф. Юхимчук, к.т.н.; А.Я. Ралець
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЛІСОСИРОВИНИ

У статті зчіпні та швидкісні властивості тракторів загального призначення для лісгосподарського використання показано шляхом розгляду взаємодії приводних коліс з ґрунтом. Складено схеми взаємодії. Запропоновано варіант заміни спеціальної лісгосподарської техніки колісними тракторами.

ТРАКТОР, КОЛЕСО, ШВИДКІСТЬ, МИТТЕВИЙ ЦЕНТР ОБЕРТАННЯ, ҐРУНТОЗАЧЕП.

Постановка проблеми. Для транспортування лісосировини не всі лісгосподарські підприємства мають можливість використовувати новітню спеціальну техніку, тому в технологічному ланцюжку заготівлі лісу потрібна раціональна заміна транспортних засобів на можливо доступні. Колісні трактори загального призначення доступні, але не мають відповідної прохідності у важких умовах бездоріжжя. Тому потрібно дослідити взаємодію приводних коліс з ґрунтом і досягнути покращення зчіпних і швидкісних властивостей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду встановлено, що є варіанти покращення прохідності транспортних засобів [3, 5]. Покращення виконується шляхом встановлення: ланцюгів, зачеплених через певну відстань на шині приводного колеса; ґрунтозачепів, накладних на суцільному

металевому диску або накидних на шину, при цьому шарнірно з'єднаних між собою; здвоєних шин або легких еластичних бандажних гусениць. Такі вдосконалення, можливо, будуть достатніми, щоб зробити заміну спеціальної лісогосподарської техніки колісними тракторами загального призначення.

Мета дослідження полягає у розгляді можливої заміни спеціальних машин у технологічному ланцюжку заготівлі лісу колісними тракторами загального призначення; дослідженні зчіпних властивостей колісних тракторів під час транспортування лісосировини у важких умовах бездоріжжя шляхом розгляду схем взаємодії приводних коліс з ґрунтом.

Результати дослідження. Лісозаготівельним підприємствам для забезпечення перевезень лісосировини під час заготівлі та вивозу на пункти зберігання і переробки потрібні відповідні транспортні засоби [1]. Щоб виконати поставлену задачу, можна використати, крім спеціальної техніки, колісні трактори загального призначення. Колеса в тракторах використовують для забезпечення переміщення, вони рухаються під дією прикладеної до них пари сил, створюючи крутний момент [4]. Колеса тракторів обладнані пневматичними шинами. Застосування шин дозволяє: підвищити швидкість руху агрегату, продуктивність, понизити тяговий опір завдяки зменшенню деформації ґрунту, зменшити дію вібрацій, пом'якшити удари.

Щоб більш повно описати обертання колеса, потрібно врахувати швидкості точок колеса.

Під час кочення колеса його точки беруть участь у двох видах руху [2]: переносному разом з віссю трактора, що здійснюється із швидкістю v_x , і відносному – відносно осі колеса (рис. 1). Абсолютна швидкість будь-якої точки, наприклад точки A , може бути знайдена складанням цих швидкостей:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_x + \vec{v}_{0A}, \quad (1)$$

де v_{0A} – швидкість переміщення точки A відносно осі колеса.

Відносна швидкість точки A направлена по дотичній до колеса

$$v_{0A} = \omega_e r_c, \quad (2)$$

де ω_e – кутова швидкість обертання колеса; r_c – вільний радіус колеса.

$$r_c = 0,5D_s,$$

де D_s – зовнішній діаметр колеса.

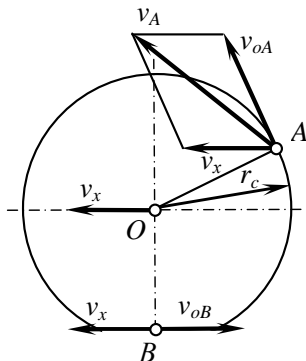


Рис. 1. Схема до розрахунку швидкості колеса

Через прийняте допущення про недеформованість в тангенціальному напрямі протектора колеса таку ж швидкість матимуть всі точки, які належать протектору (наприклад, точка B , що знаходиться в контакт з опорною поверхнею). Оскільки в зоні контакту вектори відносної і абсолютної швидкостей розташовуються на одній прямій, абсолютна швидкість точок шини, що знаходяться в зоні контакту,

$$v_s = v_x - v_{oB} = v_x - v_{oA}. \quad (3)$$

Поступальну швидкість осі колеса v_x можна виразити через його кутову швидкість:

$$v_x = \omega_{\dot{\epsilon}} r_{\dot{\epsilon}}, \quad (4)$$

де $\omega_{\dot{\epsilon}}$ – кутова швидкість колеса;

$r_{\dot{\epsilon}}$ – радіус кочення колеса.

Згідно з рис. 1, швидкість точки B (швидкість v_s) можна розглядати як швидкість ковзання елементів шини щодо опорної поверхні. Відповідно до прийнятих позначень

$$v_s = \omega_{\dot{\epsilon}} (r_{\dot{\epsilon}} - r_c). \quad (5)$$

Звідси витікає, що при $r_{\dot{\epsilon}} = r_c$ колесо котиться без ковзання. Якщо $r_{\dot{\epsilon}} > r_c$, швидкість ковзання позитивна і її напрям співпадає з напрямом поступальної швидкості колеса (колесо рухається юзом). При $r_{\dot{\epsilon}} < r_c$ швидкість ковзання негативна і направлена убік, протилежний вектору поступальної швидкості центра колеса (колесо рухається з буксуванням).

На рис. 2 показані плани швидкостей для розглянутих трьох випадків кочення колеса. З рисунка виходить, що радіус кочення є відстанню від центра колеса до його миттєвого центра обертання O_t і залежно від режиму руху може змінюватися від нуля (буксуюче колесо при нерухомому тракторі) до безкінечності (заблоковане колесо при рухомому тракторі).

Швидкість плоскопаралельного руху осі колеса можна знайти за виразом

$$v = v_x \pm v_s, \quad (6)$$

де знак мінус приймається, якщо колесо є ведучим, а плюс – веденим або гальмуючим.

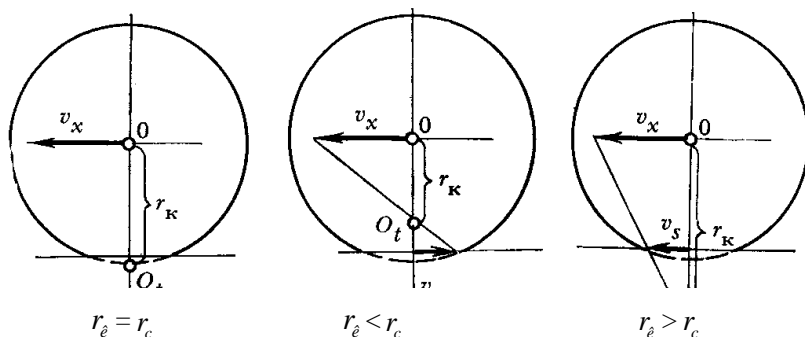


Рис. 2. Положення миттєвих центрів обертання колеса

Ковзання колеса зручно характеризувати коефіцієнтом ковзання s . У ведучому режимі:

$$s = \frac{r_{\bar{n}} - r_e}{r_{\bar{n}}}; \quad (7)$$

у гальмівному режимі:

$$s = \frac{r_e - r_{\bar{n}}}{r_e}. \quad (8)$$

Коефіцієнт ковзання може змінюватися від нуля до одиниці. Так, при ведучому і гальмівному режимах за відсутності ковзання ($r_e = r_{\bar{n}}$) коефіцієнт ковзання рівний нулю, а при повному ковзанні – одиниці. При ведучому режимі повне ковзання буде при буксуючому

колесі і нерухомому автомобілі ($r_e = 0$), а при гальмівному режимі – у разі руху колеса юзом ($r_e = \infty$).

На рис. 3 наведений графік залежності коефіцієнта поздовжньої сили k_x від коефіцієнта ковзання s . При певному значенні коефіцієнта ковзання (0,1...0,15) поздовжня реакція дороги досягає максимального значення. Робота колеса на цій ділянці є стійкою: при збільшенні передавального моменту зростає і поздовжня реакція дороги.

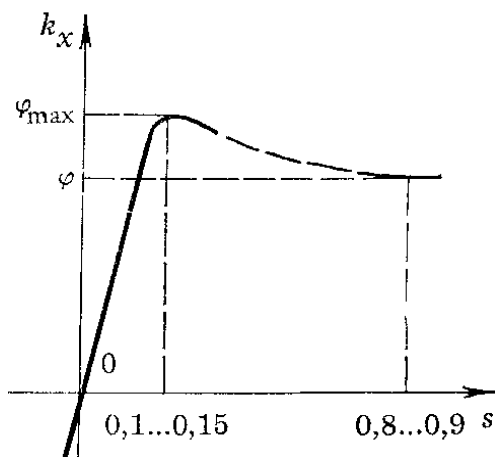


Рис. 3. Характерна залежність коефіцієнта поздовжньої сили k_x від коефіцієнта ковзання s

При подальшому збільшенні крутного моменту починають ковзати всі точки колеса в зоні контакту його з дорогою. Це супроводжується зменшенням поздовжньої складової реакції дороги і коефіцієнта поздовжньої сили колеса, оскільки визначним стає тертя ковзання, менше, ніж тертя спокою. В результаті у ведучому режимі має місце швидкий розгін колеса (буксування), а в гальмівному – його зупинка, тобто робота колеса на даній ділянці є нестійкою.

Коефіцієнт поздовжньої сили колеса при повному ковзанні (коефіцієнт зчеплення φ) характеризує той крутний момент, який може бути реалізований колесом в таких дорожніх умовах за умовами зчеплення його з дорогою. Максимальне значення коефіцієнта поздовжньої сили колеса визначає максимальний момент, що

реалізується колесом, і називається максимальним коефіцієнтом зчеплення φ_{\max} .

Під час динамічних розрахунків трактора у ряді випадків виникає необхідність враховувати зміну коефіцієнта подовжньої сили колеса залежно від швидкості руху. Якщо нема точніших даних, то в першому наближенні можна скористатися співвідношенням:

$$\varphi = \varphi_0(1 - A), \quad (9)$$

де φ_0 – коефіцієнт зчеплення за малої швидкості;

A – коефіцієнт, що залежить від типу шин і дорожніх умов.

Коефіцієнт зчеплення залежить від навантаження на колесо і тиску повітря в шині. На дорогах з твердим покриттям збільшення навантаження на колесо приводить до зменшення коефіцієнта зчеплення, причому на засніженій дорозі і при ожеледиці відносна зміна коефіцієнта зчеплення більша, ніж на дорогах з асфальтовим покриттям.

Для кожної шини коефіцієнт зчеплення має максимальне значення при певному тиску повітря в ній. Під час руху по м'яких поверхнях коефіцієнт зчеплення зростає із зменшенням тиску повітря в шині завдяки збільшенню площі контакту і поліпшенню характеристик взаємодії колеса з ґрунтом. У цих умовах шини з низьким тиском повітря мають вищий коефіцієнт зчеплення, ніж шини з високим тиском. Але цієї умови не достатньо для покращення зчіпних властивостей, тому потрібно додатково встановити підштовхувачі, або ґрунтозачеми (рис. 4). Додаткові металеві ґрунтозачеми [5], як правило, не знижують питомого тиску на ґрунт і не зменшують глибину сліду, що залишається від колеса на ґрунті, тому їх застосовують у польових роботах за крайньої необхідності, а в основному використовують під час руху на слизьких ґрунтових або вологих лісових дорогах, де вони істотно підвищують прохідність трактора.

Ґрунтозачеми можуть бути у вигляді видвижних або накладних лопаткових утворень, розміщених з боку колеса, закріплених до диска (рис. 4, а), та накидних на шину, при цьому шарнірно з'єднаних між собою (рис. 4, б).

Беручи до уваги вищевикладений матеріал, можна зробити дообладнання приводного колеса (звичайна шина) ґрунтозачемами, встановити здвоєні шини або легкі еластичні бандажні гусениці [3], тобто в загальному провести заміну спеціальної лісогосподарської техніки колісними тракторами загального призначення.

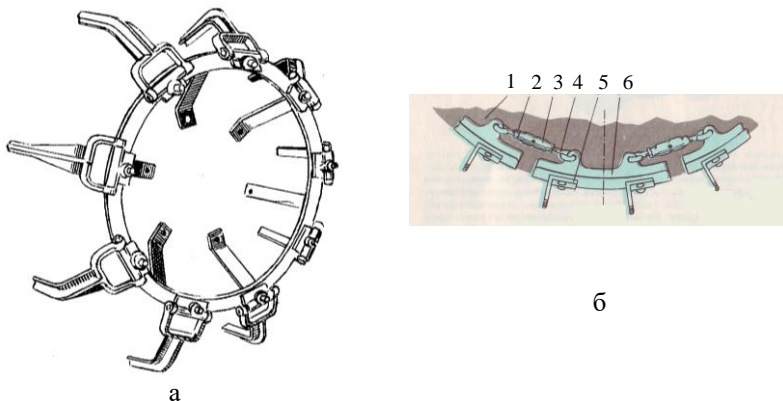


Рис. 4. Грунтозачеви: а – накладні на суцільному металевому диску; б – накидні, шарнірно закріплені на шину колеса: 1 – шина, 2 – контргайка, 3 – двостороння гайка, 4 – зтягуючий гак, 5 – шпори, 6 – грунтозачеп

Висновки. Теоретичні дослідження зчіпних властивостей тракторів загального призначення для лісгосподарського використання уможливили заміну спеціальної лісгосподарської техніки. Покращення зчіпних властивостей колісних тракторів під час транспортування лісосировини в умовах бездоріжжя досягається зменшенням тиску у шинах коліс, здвоєнням шин, додатковим встановленням на приводні колеса металевих грунтозачепів відповідного варіанта або легких еластичних бандажних гусениць.

У перспективі використання техніки для транспортування лісосировини потрібно розглядати з врахуванням побудови лісових доріг. Такий підхід дозволить суттєво зменшити кількість техніки для транспортування лісосировини та покращить можливість догляду за лісом. Також представники лісозаготівельних підприємств отримають можливість з меншими затратами підбирати та купувати комплекс машин для транспортування лісосировини на пункти зберігання і переробки.

Література

1. Винокуров В.Н., Еремін Н.В. Система машин в лесном хозяйстве: Учебник для вузов. – М.: Издательский центр Академия, 2004. – 320 с.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.: ил.

3. Маслай С.В., Борис М.М., Євтушенко А.Я. Перспективи застосування і параметри колісних тракторів для лісового господарства// Наук. вісник НАУ. – К.: НАУ, 2007. – Вип. 172. – С. 22–28.

4. Хайлис Г.А. Расчет рабочих органов почво-обрабатывающих машин: Учеб. пособие. – К.: УМК ВО, 1980. – 83 с.

5. Тяговые характеристики сельскохозйственных тракторов. Альбом–справочник. – М.: Россельхозиздат, 1979. – 240 с.: ил.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

УДК 631. 632. 4

© В. Ф. Довгополок, О. Л. Галапац
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ ТРАНСПОРТЕРА ПОДАЧІ КАРТОПЛІ НА СОРТУВАЛЬНУ ПОВЕРХНЮ

В статті проведено аналітичний розрахунок залежності руху бульб по робочій вітці транспортера від довжини транспортера, кута нахилу до горизонту та маси бульби.

ТРАНСПОРТЕР, СЕПАРАТОР, ШВИДКІСТЬ, МОМЕНТ, ТЕРТЯ, КОВЗАННЯ, ПРИСКОРЕННЯ, МАСА, ВАГА.

Постановка проблеми. При обґрунтуванні конструкції і кінематичних параметрів сепаратора для сортування картоплі на фракції необхідно визначити взаємне розміщення робочої поверхні вальців сепаратора і падаючого транспортера, допустиму швидкість і силу реакції в момент падіння бульб на робочу поверхню вальців.

Відомо, що конвеєри для подачі картоплі в картоплексовищах, для перебирання картоплі і в картоплексортувальних пунктах працюють в режимі тихохідного руху, при якому віддаль між полосами (ведучим і веденим барабанами) значно більша за радіус барабана ($L \gg R_0$).

При тихохідному режимі швидкість стрілки і висота падіння бульб порівняно невелика, однак сила вдарення з поверхнею сепаратора може бути високою, так як вона визначається не тільки висотою падіння, але і складовою абсолютної швидкості центру маси бульби направленою перпендикулярно до площини робочої поверхні сепаратора. Так як при цьому бульби можуть пошкоджуватись більше,

то необхідно розробити аналітичні залежності руху картоплі по робочій вітці транспортера, тобто визначити його режим роботи.

Аналіз досліджень і публікацій. В роботах [2, 3, 4] розглядалися питання кінематичного режиму стрічкового конвеєра, але їх розрахункові схеми враховували падіння бульб на нерухому або рухому плоску поверхню. В нашому випадку бульби падають на циліндричні вальці, напрямком обертання яких перпендикулярний напрямку руху бульб. Для спрощення в цих роботах не враховувались сили Кориоліса, форма і розміри бульб.

Тому **метою дослідження** є підбір параметрів і режимів роботи пристосувань для гасіння динамічних перевантажень та запобігання пошкоджень продукції, необхідно розробити аналітичні залежності які б характеризували взаємодію бульб картоплі з робочими органами, а саме з робочою віткою транспортера.

Результати аналітичних розрахунків. При визначенні швидкості стрічкових транспортерів необхідно забезпечити одночасно з пропускною здатністю рух бульб по ньому без ковзання і мінімальних пошкоджень їх в результаті падіння на робочу поверхню сепаратора. Доцільно забезпечити швидкість стрічки транспортера, рівну максимальній швидкості, яку може одержати матеріал (бульби), що знаходиться на транспортері. Довжина транспортера 4 (рис. 1) від місця поступання бульб до місця передачі на послідові робочі органи машини повинна бути дещо більшою або рівною розрахунковій довжині, за якої швидкість матеріалу і лінійна швидкість стрічки транспортера будуть рівними. Кут нахилу стрічки транспортера до горизонту повинен бути меншим або рівним критичному, за якого матеріал буде рухатись по стрічці без перекочування. Розрахункова схема руху бульб по транспортеру показана на рис. 1.

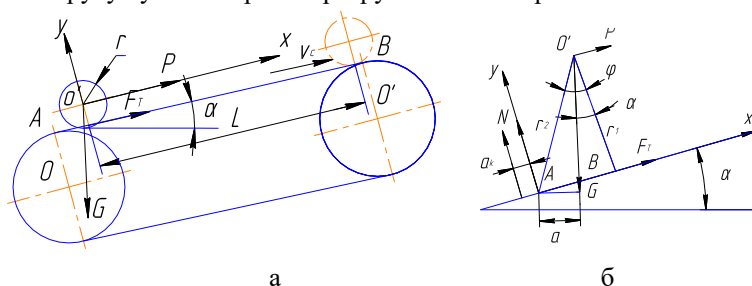


Рис. 1. Розрахункова схема руху бульби по стрічці транспортера: а–схема дії сил на бульбу; б–схема розподілу швидкостей

Відповідні розрахунки проведені в роботах Г. Д. Петрова [1], однак в них не враховано розміри бульб і момент сили інерції відносно миттєвого центра обертання (точка А).

Для розрахунків позначимо лінійну швидкість руху стрічки транспортера v_c , проекцію початкової швидкості на вісь x , яка направлена в сторону руху через v_0 , проекцію швидкості на вісь x в момент відриву від транспортера через v_x .

Розглядаючи рух бульби на стрічці як окремої частинки з центром маси в точці O' , проведемо осі координат з початком в точці А (рис. 2, а точка прикладання нормальної сили реакції – N). Вісь x направимо в сторону руху стрічки транспортера, вісь y – перпендикулярно до площини стрічки. Згідно з теоретичними і експериментальними дослідженнями (Л. И. Манпиля [4]), під час руху бульби на стрічці транспортера, деформація від власної ваги порівняно мала, площа контакту відповідно також мала. Враховуючи, що за кочення бульби еліпсоїдальної форми, точка прикладання реакції опорної площини буде змінювати величину в межах $-a_{k\min} \leq a_k \leq a_{k\max}$, (рис. 2, б). При розрахунках коефіцієнта тертя кочення f_k величину a_k можна не враховувати, так як вона мало впливає на величину коефіцієнта тертя, тобто плече a_k прикладання нормальної сили N відносно центра контакту (точки А) прирівнюємо до нуля.

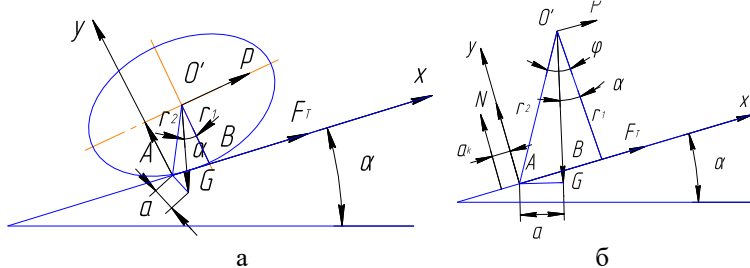


Рис. 2. Схема дії сил при переміщенні бульби по стрічці транспортера: а - схема розміщення осей координат; б- схема дії сил

Рахуватимемо, що рух бульби на похилій поверхні стрічки транспортера здійснюється в результаті дії сили ваги G , нормальної реакції стрічки N , сили тертя стрічки по бульбі F_T і сили P , яка надає бульбі прискорення.

Рівняння плоского руху бульби на стрічці транспортера матимуть вигляд:

$$P = F_D - G \sin \alpha ; \quad (1)$$

$$N - G \cos \alpha = 0 ; \quad (2)$$

$$J_A = G(a + a_k) + P \cdot r_1 \cdot \quad (3)$$

де $P = m \frac{d^2 x}{dt^2}$ – сила, яка діє на частинку в напрямку руху стрічки;

$F_D = N f_k = f_k G \cos \alpha = m g f_k \cos \alpha$ – реакція сили тертя бульби по поверхні стрічки; $G = m g$ – вага частинки (бульби); J_A – момент від сили інерції бульби відносно осі, яка проходить через точку контакту бульби з стрічкою транспортера; f_k – тангенс кута кочення бульби по стрічці; $d^2 x / dt^2$ – проекція прискорення центру маси бульби на вісь, що співпадає з напрямком руху стрічки транспортера; m – маса бульби; g – прискорення вільного падіння; α – кут нахилу стрічки транспортера до горизонту.

Підставивши значення у формули руху 1, 2 і 3 та зробивши деякі перетворення, одержимо:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = f_k m g \cos \alpha - m g \sin \alpha \quad ; \quad (4)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = N = G \cos \alpha = m g \cos \alpha \quad ; \quad (5)$$

$$J_A = m g (a + a_k) + (m g f_k \cos \alpha - m g \sin \alpha) \cdot r_1 \quad . \quad (6)$$

Скоротивши праву і ліву частину рівнянь на m та відповідно задавшись умовами руху бульби по транспортеру, одержимо:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = g (f_k \cos \alpha - \sin \alpha) \quad ; \quad (7)$$

$$m g (f_k r_1 \cos \alpha - r_1 \sin \alpha + a + a_k) = J_A \quad . \quad (8)$$

З рівнянь 7 і 8 видно, що рух бульби по стрічці транспортера буде здійснюватись за умови, що її права частина буде рівною або більшою від нуля і бульба буде рухатись в сторону руху транспортера та не буде скочуватись вниз при $J_A \geq 0$.

Висновок. Як видно з диференціальних рівнянь плоского руху, швидкість і прискорення центра мас бульби не залежать від швидкості руху транспортера, а тільки від довжини робочої вітки транспортера або часу знаходження бульби на транспортері, кута нахилу транспортера до горизонту та відношення розмірів бульби (в основному товщини – c і ширини – e).

Література

1. Петров Г. Д. Картофелеуборочные машины. – М.: Машиностроение, 1972.

2. Колчин Н. Н., Елизоренков А. С. К обоснованию основных параметров транспортеров для картофелехранилищ. – Тр. ВИСХОМа, 1972. - Вып. 73.

3. Колчин Н. Н., Трусов В. П. Машины для сортирования и послеуборочной обработки картофеля. – М.: Машиностроение, 1966.

4. Манпиль Л. И. Исследование путей повышения эффективности устройств стационарных картофелесортировальных пунктов. - М., 1979.

Рецензент д. т. н., проф. В. Ф. Дідух

УДК 633.521

© І.М. Дударев, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ МАТЕРІАЛУ СУШАРКОЮ

У статті представлені результати моделювання переміщення матеріалу сушильною камерою. Отримані залежності дозволяють обґрунтувати раціональні конструктивні та кінематичні параметри сушарки.

СУШАРКА, МОДЕЛЮВАННЯ, ПЕРЕМІЩЕННЯ, МАТЕРІАЛ.

Постановка проблеми. Сушіння рослинних матеріалів – це надзвичайно енергоємний процес. Зниження енерговитрат на сушіння досягається інтенсифікацією процесу. Одним із способів інтенсифікації є збільшення площі контакту матеріалу з сушильним агентом, що може досягатися шляхом постійного пересипання чи перемішування матеріалу. Таким чином, актуальним завданням є розробка конструкції сушарки, яка б забезпечувала інтенсифікацію процесу сушіння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У [1] запропонована конструкція сушарки, в якій інтенсифікація процесу сушіння досягається за рахунок постійного пересипання матеріалу. Для обґрунтування раціональних конструктивних та кінематичних параметрів запропонованої сушарки необхідно провести додаткові теоретичні дослідження.

Мета дослідження – змоделювати процес переміщення частинки матеріалу сушильною камерою.

Результати дослідження. Розглянемо процес переміщення матеріалу полицками сушарки [1]. Поличка, що утворена двома похилими гранями, здійснює поступальний рух. На гранях полицки передбачені спрямовувачі потоку матеріалу, що перпендикулярні граням. Полички приводяться в поступальний рух від колінчастого вала, який обертається зі сталою кутовою швидкістю ω . Для ефективної роботи сушарки необхідно, щоб матеріал зійшов з однієї полицки на іншу (сусідню) за час t_c . При цьому коліно вала має повернутися на кут $\varphi_c = \omega t_c$. Сходження матеріалу з полицки має завершитися у момент, коли коліно вала повернеться на кут $\varphi = \pi/4$, що забезпечить оптимальні умови сушіння матеріалу. Початок координат рухомої системи розмістимо в точці M (рис. 1), що відповідає крайньому верхньому положенню матеріалу на грані вздовж спрямовувача. Вісь y спрямовуємо вздовж спрямовувача вниз, а вісь x – вверх в площині грані полицки. Вісь z спрямуємо вверх перпендикулярно до площини грані, що розглядається.

Приймаємо частинку матеріалу за матеріальну точку. На частинку M діють такі сили: сила ваги mg (m – маса частинки матеріалу); відцентрова сила інерції $P = mr\omega^2$ (r – радіус коліна; ω – кутова швидкість обертання колінчастого вала); нормальна реакція поверхні полицки N_n ; нормальна реакція спрямовувача N_c ; сила тертя матеріалу по полицці F_n ; сила тертя матеріалу по спрямовувачу F_c . Дією повітряного потоку на частинку матеріалу нехтуємо, оскільки полицка не має перфорації. Відцентрова сила інерції P спрямована паралельно коліну вала вверх. Частинка матеріалу починає рух з крайнього верхнього положення M в момент, коли кут повороту коліна вала складає $\varphi = 0$. Складемо рівняння відносного руху частинки вздовж спрямовувача:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 x}{dt^2} &= N_c + P \sin \varphi \sin \alpha \sin \beta - P \cos \varphi \cos \beta - mg \sin \alpha \sin \beta; \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} &= mg \sin \alpha \cos \beta - P \cos \varphi \sin \beta - P \sin \varphi \sin \alpha \cos \beta - F_n - F_c; \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} &= N_n + P \sin \varphi \cos \alpha - mg \cos \alpha; \end{aligned} \right\} (1)$$

де φ – кут повороту колінчастого вала; α – кут нахилу грані полицки до горизонталі; β – кут нахилу спрямовувача.

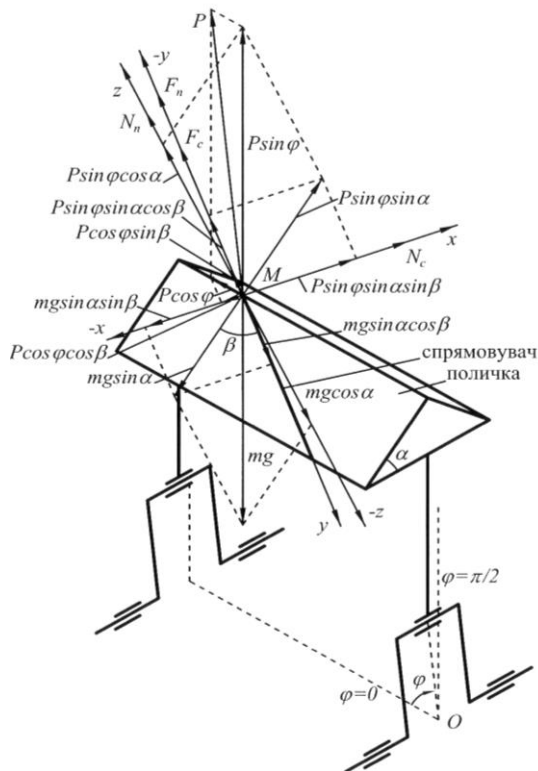


Рис. 1. Розрахункова схема для дослідження руху частинки матеріалу полічкою сушарки

Припустимо, що частинка матеріалу рухається вздовж спрямовувача, тоді $\frac{d^2x}{dt^2} = 0$; $\frac{dx}{dt} = 0$; $x = 0$; $\frac{d^2z}{dt^2} = 0$; $\frac{dz}{dt} = 0$; $z = 0$.

Враховуючи припущення, з другого та третього рівняння системи (1) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} N_c &= P \cos \varphi \cos \beta + mg \sin \alpha \sin \beta - P \sin \varphi \sin \alpha \sin \beta; \\ N_n &= mg \cos \alpha - P \sin \varphi \cos \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Визначимо сили тертя частинки матеріалу поверхнями спрямовувача та полічки:

$$\left. \begin{aligned} F_c &= f_c N_c = f_c (P \cos \varphi \cos \beta + mg \sin \alpha \sin \beta - P \sin \varphi \sin \alpha \sin \beta); \\ F_n &= f_n N_n = f_n (mg \cos \alpha - P \sin \varphi \cos \alpha); \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де f_c, f_n – коефіцієнти тертя ковзання відповідно по спрямовувачу та грані полицки.

Підставляючи значення сил P, F_c, F_n в друге рівняння системи (1) та враховуючи, що $\varphi = \omega t$, матимемо:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = g[\sin \alpha (\cos \beta - f_c \sin \beta) - f_n \cos \alpha] - r\omega^2 \cos(\omega t)(\sin \beta + f_c \cos \beta) + r\omega^2 \sin(\omega t)[\sin \alpha (f_c \sin \beta - \cos \beta) + f_n \cos \alpha].$$

Інтегруючи двічі останнє рівняння за початкових умов $t = t_0 = 0, \frac{dy}{dt} = V_0 = 0$ та $y = y_0 = 0$, отримаємо:

$$\frac{dy}{dt} = V = gt[\sin \alpha (\cos \beta - f_c \sin \beta) - f_n \cos \alpha] + r\omega((1 - \cos(\omega t))[\sin \alpha (f_c \sin \beta - \cos \beta) + f_n \cos \alpha] - \sin(\omega t)(\sin \beta + f_c \cos \beta)); \quad (4)$$

$$y = \frac{gt^2}{2}[\sin \alpha (\cos \beta - f_c \sin \beta) - f_n \cos \alpha] + r((\cos(\omega t) - 1)(\sin \beta + f_c \cos \beta) + (\omega t - \sin(\omega t))[\sin \alpha (f_c \sin \beta - \cos \beta) + f_n \cos \alpha]). \quad (5)$$

З рівняння (5) визначимо час t_c сходження частинки матеріалу з полицки:

$$t_c = \left[2 \cdot (l_c - r \cdot ((\cos \varphi_c - 1)(\sin \beta + f_c \cos \beta) + (\varphi_c - \sin \varphi_c) \times [(f_c \sin \beta - \cos \beta) \sin \alpha + f_n \cos \alpha])) / g [(\cos \beta - f_c \sin \beta) \sin \alpha - f_n \cos \alpha] \right]^{1/2}, \quad (6)$$

де l_c – довжина спрямовувача потоку матеріалу (шлях сходження частинки матеріалу).

Кутова швидкість обертання колінчастого вала:

$$\omega = \varphi_c / t_c. \quad (7)$$

Швидкість частинки матеріалу, що в початковий момент займала крайнє верхнє положення на полицці, під час сходження з полицки становитиме:

$$V_{M1c} = gt_c[\sin \alpha (\cos \beta - f_c \sin \beta) - f_n \cos \alpha] + r\omega[(1 - \cos(\omega t_c))[\sin \alpha (f_c \sin \beta - \cos \beta) + f_n \cos \alpha] - \sin(\omega t_c)(\sin \beta + f_c \cos \beta)]. \quad (8)$$

Дослідимо процес падіння частинки матеріалу після сходження з полицки. Дією повітряного потоку на частинку матеріалу нехтуємо. Нехай падіння частинки матеріалу відбувається з полицки, яка знаходиться вище, на горизонтальну основу $ABCD$ полицки (сусідньої), яка знаходиться нижче (рис. 2). Розмістимо початок нерухокої системи координат $\eta\xi\varepsilon$ в точці M_1 , що відповідає положенню частинки матеріалу в момент сходження з полицки (розглядається загальний випадок, оскільки положення точки M_1 буде змінюватися зі зміною кута φ , тобто розміщення початку відрілку нерухокої системи $\eta\xi\varepsilon$ змінюється зі зміною кута φ). Вісь η спрямуємо вертикально вниз, вісь ξ – паралельно полицці в напрямку руху матеріалу сушильною камерою, а вісь ε – перпендикулярно полицці в напрямку від неї (в горизонтальній площині).

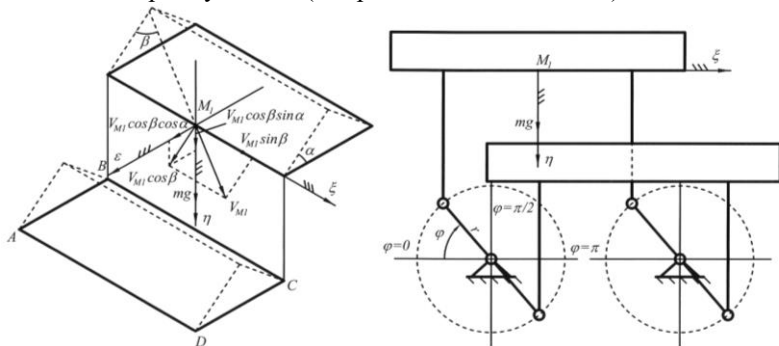


Рис. 2. Розрахункова схема для дослідження падіння частинки матеріалу з полицки

У загальному випадку рівняння руху частинки матеріалу після сходження з полицки мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{d^2 \eta}{d\tau^2} &= mg; \\ m \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} &= 0; \\ m \frac{d^2 \varepsilon}{d\tau^2} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де τ – час.

Двічі інтегруючи рівняння системи (9) за початкових умов $\tau = \tau_0 = 0$, $V_{0\eta} = V_{M1} \cos \beta \sin \alpha$, $V_{0\xi} = V_{M1} \sin \beta$, $V_{0\varepsilon} = V_{M1} \cos \beta \cos \alpha$, $\eta_0 = \xi_0 = \varepsilon_0 = 0$, отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\eta}{d\tau} &= g\tau + V_{M1} \cos \beta \sin \alpha; \\ \frac{d\xi}{d\tau} &= V_{M1} \sin \beta; \\ \frac{d\varepsilon}{d\tau} &= V_{M1} \cos \beta \cos \alpha; \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{g\tau^2}{2} + V_{M1}\tau \cos \beta \sin \alpha; \\ \xi &= V_{M1}\tau \sin \beta; \\ \varepsilon &= V_{M1}\tau \cos \beta \cos \alpha; \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

де V_{M1} – швидкість частинки матеріалу в момент сходження з полицки, що визначається з рівняння (4), враховуючи початкове розміщення частинки.

Траєкторія падіння частинки матеріалу з полицки представлена на рис. 3.

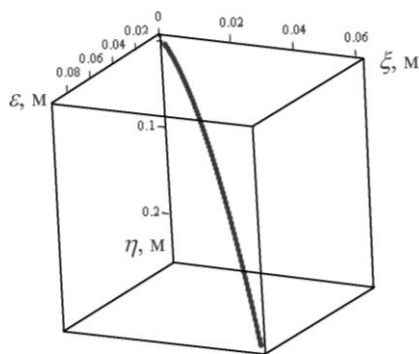


Рис. 3. Траєкторія польоту частинки матеріалу, що зійшла з полицки ($\varphi_c = \pi/4$; $r = 0,05$ м; $\alpha = \pi/6$; $\beta = \pi/6$; $f_c = f_n = 0,3$)

Для руху частинки матеріалу вперед вздовж сушильної камери необхідно, щоб виконувалася умова:

$$l_c > 4r / \sin \beta. \quad (12)$$

Висновки. Рівняння (4) та (5) дозволяють дослідити рух частинки матеріалу полицкою сушарки, а рівняння (10) та (11) – дослідити політ частинки після сходження її з полицки. Залежність (7) та нерівність (12) дозволяють обґрунтувати раціональні кінематичні та конструктивні параметри сушарки.

Література

1. Дударєв І.М., Матвійчук М.П. Обґрунтування конструкції сушарки костриці льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 19. – Луцьк: Ред.–вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 54–58.

2. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.

Рецензент д.т.н., проф. В. Ф. Дідух

УДК 631.365:615.32

© І.М. Дударєв, к.т.н., Ю.І. Васильєва
Луцький національний технічний університет

ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПЕРЕСУВНОЇ СУШАРКИ ЛІКАРСЬКИХ ТРАВ

У статті обґрунтовано доцільність підсушування лікарських трав у пересувних сушарках в господарствах з подальшим сушінням в стаціонарних сушарках на пунктах переробки сировини. Запропоновано конструкцію пересувної сушарки лікарських трав.

СУШАРКА, ЛІКАРСЬКІ ТРАВИ, СУШІННЯ, СИРОВИНА.

Постановка проблеми. Лікарські рослини – це велика група рослин, органи чи частини яких є сировиною для отримання сполук, які використовуються в медицині чи ветеринарній практиці із лікувальними чи профілактичними цілями. Найбільш широко лікарські рослини використовують в народній медицині. Як лікарські рослини широко застосовують звіробій, календулу, ромашку, мати-й-мачуху, шипшину, подорожник, м'яту, малину, петрушку та ін. [1].

З рослинної сировини використовують: цілі рослини, насіння, плоди, квіти, листя, суцвіття, бруньки, стебла, кору, коріння, кореневища, коренеплід тощо. Застосовують також окремі речовини, які виділяються з рослин, наприклад камеді, бальзами, згущені соки.

Багато лікарських рослин ефективніші тоді, коли їх використовують без обробки, в природному стані. Саме в живій рослині перебувають в активному стані всі діючі речовини, включаючи і ферменти. Після зрізування рослин ферментні процеси відразу ж сповільнюються.

У різних частинах лікарських рослин, залежно від їхньої функції і будови, а також стадії розвитку, накопичуються неоднакові за якостями і в різній кількості діючі речовини. У зв'язку з цим заготовляють окремі частини рослин у певні періоди їхнього життя. Запізнілий або передчасний збір рослин, сушіння у вологому або погано провітрюваному приміщенні так само можуть зіпсувати сировину. Перед сушінням рослинну сировину необхідно відсортувати, видалити випадково взяті частини інших рослин, частини цієї ж рослини, що не передбачені заготівлею (наприклад, листя в квітковій сировині), а також бурі, в'ялі й ушкоджені частини рослини разом із бур'янами. Чим краще буде проведена первинна обробка сировини перед сушінням, тим менше буде домішок у висушеній сировині і вища її якість.

Тільки незначну частину лікарської сировини використовують в свіжому вигляді. Основну її частину сушать після первинної обробки, так як без цього вона швидко втрачає діючі речовини і псується. Частини рослин після збору деякий час залишаються живими і в них проходять фізіологічні процеси. На вологій сировині, особливо коли вона складена товстим шаром і самозгрівається, інтенсивно розмножуються мікроорганізми, що призводить до її гниття. Тому основним завданням сушіння є видалення вологи із сировини, в результаті чого зупиняються життєві процеси і дія ферментів. Чим швидше сушиться сировина, тим краща її якість [2]. Саме тому обґрунтування раціональної послідовності операції під час заготівлі лікарських трав є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сушіння зібраних лікарських рослин є дуже важливим процесом для отримання повноцінної сировини. Є декілька варіантів сушіння лікарських рослин. Перший – це повітряно-тіньове сушіння, що відбувається у добре провітрюваних приміщеннях. У сприятливу погоду сушіння проходить на відкритому повітрі, але в тіні під навісами. Так можна сушити траву, листя, цвіт. Другий – це повітряно-сонячне сушіння. Воно застосовується для коренів і кореневищ, які мають дубильні речовини, алкалоїди, а також для соковитих плодів. На сонці сировина підсушується, а деяка сушиться до готовності. Підв'ялені корені й кореневища можна досушувати при тепловій сушці з примусовим

підігрівом. Третій – це сушіння сировини шляхом активного вентилявання. У таких сушарках температура сушіння регулюється, тому цей спосіб є оптимальним для всіх видів лікарської рослинної сировини. Трави, листя, квітки, коріння, кореневища і цибулини сушать при температурі 50...60°C, плоди й насіння – при температурі 70...90°C, а сировину з вмістом ефірних олій – при 35...40°C [3,4].

Сухі плоди й насіння втрачають вологу ще до обмолоту, тому їм майже не потрібне сушіння. Якщо є потреба, то їх досушують на відкритому повітрі (на ніч забирають) або ж у приміщенні. Бруньки необхідно сушити дуже обережно, тривалий час і в прохолодному сухому приміщенні, тому що в теплі вони швидко розкриваються.

Штучне сушіння проходить в сушарках різних типів. Перевага такого виду сушіння полягає в тому, що сировина сохне швидше, має хорошу якість, але обходиться значно дорожче, ніж сушіння з використанням сонячного тепла. Існують різні типи сушарок. Повітряна сушарка складається із каркаса, що всередині обладнаний стелажми. На стелажі поміщають сита, які обтягнуті металічною сіткою чи марлею. Сировину розкладають на сита тонким шаром і в процесі сушіння перевертають. Збірно–розбірна повітряна сушарка складається із каркаса з дерев'яними жалюзійними решітками, на яких розміщені сита, що обтягнуті сіткою. Лікарська рослинна сировина в такій сушарці висушується під дією руху повітря через жалюзійні решітки, а також потоком повітря, який створюється за допомогою вентилятора з електродвигуном.

Висушена сировина стає легкою, корені, кора, кореневища, стебла при стискуванні ламаються з тріском. Листя, квіти, суцвіття розтираються на порошок, а соковиті плоди, стиснуті в руці не липнуть і не збиваються в грудки. Вихід сировини залежить від вологості рослини та її будови. Чим більше води було до сушіння, тим менший вихід сухої сировини, і навпаки. Різні органи рослин містять 40...95% води, а в сухій сировині приблизно однакова кількість – 10...18%. Маса трави під час сушіння зменшується на 70%, квітів – на 75%, коріння – на 65%, кори – на 40% [3,4]. У результаті помітно змінюється і весь вигляд рослин, об'єм, твердість, інколи запах і смак. Висушену сировину поміщають для зберігання в паперові чи полотняні мішки та зберігають у сухому місці не більше 1...1,5 років.

Мета дослідження – обґрунтувати доцільність підсушування лікарських трав у пересувних сушарках в господарствах з подальшим сушінням в стаціонарних сушарках на пунктах переробки сировини.

Результати дослідження. В Україні в основному заготівля лікарських трав здійснюється населенням. Тому контролювати

дотримання вимог переробки сировини майже неможливо, а від дотримання технології переробки залежить збереження властивостей лікарських трав. Однією з проблемних ланок механізованої технології переробки трав у господарствах є відсутність сушильної техніки без якої неможливо в допустимі терміни переробляти сировину. Стационарні сушарки, що використовуються для сушіння трав, є дороговартісними, і тому встановлювати їх у всіх господарствах, що спеціалізуються на вирощуванні лікарських трав, не є доцільним внаслідок періодичності їх використання (сезонні роботи). Більш раціонально встановлювати такі сушарки на пунктах зберігання та переробки сировини. Відповідно, сировину з господарств необхідно звозити на ці пункти. Для того, щоб під час транспортування сировини на значні відстані не було її втрат внаслідок злежування та зігрівання вологої рослинної маси, її необхідно підсушувати безпосередньо в господарствах. Це можна робити в пересувних сушарках. Після доставки на пункт переробки, необхідно завершити сушіння сировини в стаціонарних сушарках.

Схема пересувної сушарки, що пропонується для підсушування лікарських трав, представлена на рис. Сушарка складається з бункера для вологої сировини, подавальних транспортерів, шароформувача, сушильної камери, повітро-розподільної системи, бункера підсушеної сировини та розвантажувального механізму. Сушильна камера виконана у формі конфузора, що забезпечує інтенсивнішу циркуляцію сушильного агента через шари матеріалу. У сушильній камері розміщені три горизонтальні транспортери, якими переміщується сировина під час сушіння. Повітророзподільна система включає теплогенератор, вентилятор та повітропроводи.

Під час роботи сушарки волога рослинна маса завантажується в бункер з якого транспортерами подається у сушильну камеру. На початку верхнього транспортера сушильної камери передбачено шароформувач, що забезпечує необхідну висоту шару матеріалу на транспортері. Рослинна маса, пройшовши усіма транспортерами сушильної камери, вивантажується з неї в бункер підсушеної сировини. У сушильну камеру під транспортери повітророзподільною системою подається сушильний агент. Відпрацьований сушильний агент, що пройшов через матеріал, викидається в атмосферу. Тривалість сушіння сировини регулюється зміною швидкості транспортерів та подачею сушильного агента. Бункер підсушеної сировини виконано перфорованим, що забезпечує її охолодження. З бункера підсушена сировина вивантажується в транспортний засіб.

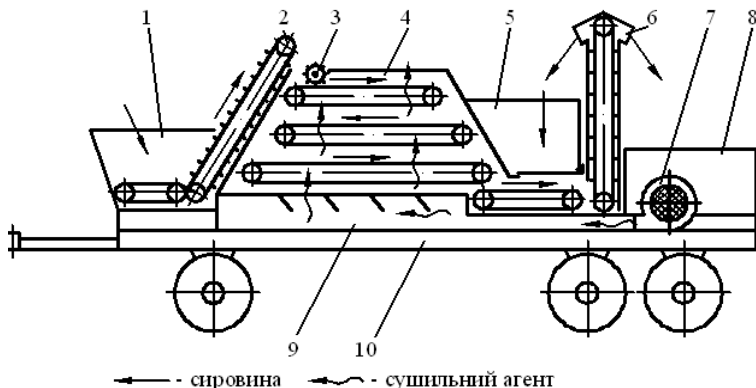


Рис. Схема пересувної сушарки: 1–бункер для вологої сировини; 2–подавальний транспортер; 3–шароформував; 4–сушильна камера; 5–бункер для підсушеної сировини; 6–розвантажувальний механізм; 7–вентилятор; 8–теплогенератор; 9–повітророзподільна система; 10–ходова частина

Висновок. Використання запропонованої пересувної сушарки безпосередньо у господарствах, що займаються вирощуванням лікарських трав, дозволяє забезпечити збереження якісних властивостей сировини, зменшити її втрати та більш раціонально організувати процес заготівлі.

Література

1. Лекарственные растения [Електронний ресурс]. – Режим доступу: ru.wikipedia.org.
2. Ивашин Д.С. Лекарственные растения Украины / Ивашин Д.С., Катина З.Ф. и др. – К.: Урожай, 1978. – 320 с.
3. Способы сбора, сушки и хранения. Приготовление лекарственных форм [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.obzortrav.ru/24.html.
4. Сбор, сушка, хранение растений. Лекарственные растения [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.bibliotekar.ru.

Рецензент д. т. н., проф. В. Ф. Дідух

УДК 62–7:631.354.2

© К.М. Думенко, к.т.н.

Миколаївський державний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Наведено результати теоретичних досліджень визначення функції готовності підсистем зернозбиральних комбайнів. Побудована стохастична модель станів і переходів підсистем урахуванням впливу розвитку сфери технічного сервісу. Отримані результати дають можливість вирішувати важливі завдання пов'язані, зі старінням зернозбиральної техніки. У складних економічних умовах прогнозувати і підвищувати значення коефіцієнта готовності старіючих систем за допомогою технічного обслуговування (сервісу), що зазнає оновлення.

КОМБАЙН, ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС, СИСТЕМА, ДОСЛІДЖЕННЯ.

Постановка проблеми. Аграрний сектор – одна з найважливіших сфер матеріального виробництва. Від його розвитку залежить нормальне функціонування всього господарства країни і добробут людей. Розвиток же самого аграрного сектору залежить від тієї частки економічних відносин, які складаються в ньому. Об'єм виробництва аграрного сектору щорічно складає біля 15% внутрішнього валового продукту. Значимість аграрного сектору насамперед обумовлена природними ресурсами і можливостями країни. Однак у рослинництві є ще багато невирішених проблем з точки зору інженерії. Якщо ступінь механізації обробітку ґрунту і посіву можна вважати задовільним, то механізація збирання врожаю ще потребує значної уваги. Частково проблеми збирання врожаю породжені тим, що за радянських часів республіка не випускала своєї якісної зернозбиральної техніки. Відповідно недостатньо було науково-інженерних кадрів, що професійно займалися дослідженнями і організацією виробництва зернозбиральних машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За часи незалежності зроблено також дуже мало [1, 2]. Спроби створити і налагодити виробництво вітчизняного зернозбирального комбайну на рівні кращих зарубіжних аналогів хоча б для того, щоб задовольнити потреби свого сільського господарства, не привели до очікуваних результатів. У той час середній щорічний об'єм врожаю зернових сягає в Україні близько 40 млн тонн. Сільське господарство України з кожним роком все більше набуває ознаки експортно-орієнтованої

галузі. Спостерігається тенденція зростання витратності виробництва сільгосппродукції. Однією з причин цього є недостатній ступінь механізації робіт, у тому числі і при збиранні врожаю зернових.

На сьогодні технологічна потреба в зернозбиральних комбайнах складає близько 120 тис. машин. Тільки половина від потреби (~ 61 тис.) утворює дійсний їх парк, третя частина яких знаходиться у ремонті. При цьому необхідна структура комбайнового парку показана на рис. 1.

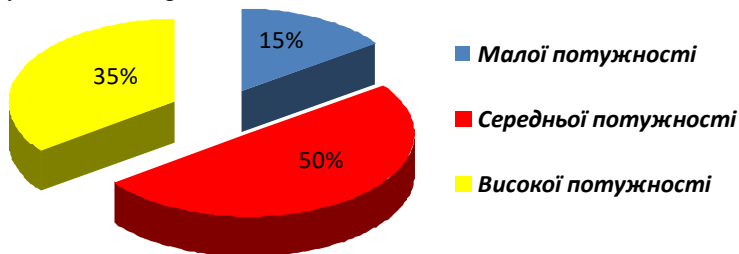


Рис. 1. Необхідна структура комбайнового парку машин України

Найбільше розповсюдження знайшла технологія збору зернових прямим комбайнуванням. Вона передбачає переміщення комбайну полем, зрізання жнивваркою (хедером) хлібостою, подачу його в молотильний барабан, відокремлення соломи і відокремлення зерна від вороху системою очистки. За цим принципом працює більшість комбайнів. Різними можуть бути тільки підходи до використання незернової частини врожаю. Розглянута технологія прямого збору врожаю зернових потребує точного визначення початку робіт, які повинні бути проведені в короткий термін. Неповна забезпеченість технікою в період збирання врожаю приводить до розтягування строків, а значить і до додаткових витрат врожаю (рис. 2).

Однією з гострих проблем в аграрному секторі країни є оновлення техніко-технологічної бази виробництва. Коли біля 73 ... 98% зернозбиральних комбайнів відпрацювали свій ресурс і підтримуються в роботоздатному стані в період збирання тільки за рахунок ремонтних робіт.

Зернокомбайновий парк складається в основному (на 70 %) з комбайнів СК-5 «Нива», які вже морально і фізично застаріли. Парк машин фактично скорочується до критичної межі у 30 тис. штук.

На підставі аналізу стану і розрахунків вважається, що кожен рік комбайновий парк країни необхідно поповнювати на 5 тис. одиниць.

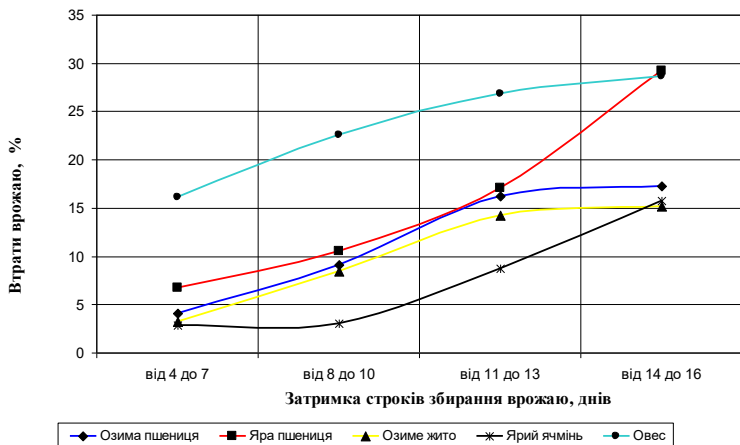


Рис. 2. Втрати врожаю від затримки строків збирання

Враховуючи, що оптимальний строк збирання врожаю складає 10 днів, а його перебільшення веде до значних втрат, розрахункова кількість необхідних Україні комбайнів складає 50...52 тис. штук, класу 9 кг/с. Якщо не брати до уваги можливі прості машин, які пов'язані з технічним обслуговуванням, ремонтом і планованими роботами. Втрати зерна від простоїв комбайнів у ремонті коливаються для вітчизняної техніки у досить значних межах (рис.3).

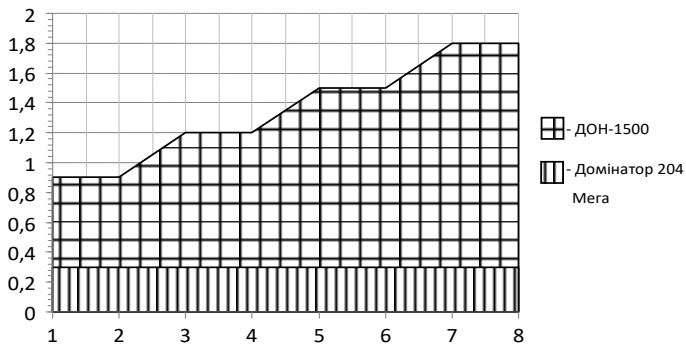


Рис. 3. Втрати зерна від простоїв комбайнів у ремонті

Зернозбиральні комбайни працюють у складних польових умовах виконуючи безпосередньо операції скошування або підйому з валків хлібної маси, обмолоту її, відділення зерна від соломи і сепарації його від вороху. Тому специфічні умовами експлуатації комбайнів призводять до:

- виникнення аварійних пошкоджень при попаданні сторонніх предметів;
- перевантаження механізмів, вузлів у наслідок нерівномірної подачі матеріалу;
- наявності повітряного середовища з високим вмістом абразивних часток і запиленістю домішками органічного походження.

На сьогодні забезпечення надійності складної техніки у тому числі і сільськогосподарської потребує особливої уваги. Підхід, що базується тільки на раціональному проектуванні, виходячи з інтуїтивних уявлень і досвіду конструктора, вже не є достатній для розробки сучасних складних машин. Про необхідність виділення питань забезпечення надійності сучасних машин, їх комплектів і систем в окремий науковий напрямок говорить наступне:

1. Постійне ускладнення машин у напрямку підвищення багатоопераційності і продуктивності, що потребує приділення особливої уваги проблемі їх розробки на стадії проектування.

2. Скорочення термінів розробки і економічні обмеження, що унеможливають використання в повному обсязі результатів багаторічної експлуатації машин і їх систем.

3. Необхідність урахування людського фактору при експлуатації складної техніки в реальних умовах обмеженості часу на прийняття управлінського керуючого рішення.

4. Успіхи теорії і практики науки про надійність технічних систем досягнуті за останні роки в механіці та інших розвинутих в цьому напрямку галузях промисловості.

Метою даного дослідження є встановлення функції готовності механічних систем, рівень надійності яких знижується зі збільшенням наробітку.

Результати дослідження. Надійності технічних систем і комплексів присвячено багато досліджень, що охоплюють як відновлювані, так і невідновлювані системи. В той же час, як відомо, основною структурною схемою надійності механічних систем є послідовне з'єднання елементів, в результаті якого загальний рівень надійності системи без вживання спеціальних заходів знижується. А ймовірність безвідмовної роботи в такому випадку визначається згідно із формулою:

$$P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t), \quad (1)$$

де $P_i(t)$ – ймовірності безвідмовної роботи складових підсистем; $i=1 \dots n$ – порядковий номер підсистеми.

Заходами із забезпечення необхідних показників надійності складних систем можуть бути підвищення рівня надійності окремих

підсистем (елементів) або розробка нових конструктивних рішень (структур) системи.

У першому напрямку запропоновано достатньо багато різноманітних методів підвищення надійності, насамперед, окремих елементів, що лімітують загальну надійність виробу. До нього відносяться методи зміцнення робочих поверхонь тертя різними матеріалами і технологіями. На сьогодні існує велика їх кількість. Наукове завдання застосування методів, матеріалів і технологій зміцнення полягає у виборі кращих для реалізації в тих чи інших деталях і вузлах з урахуванням конкретних умов експлуатації.

Другий напрямок забезпечення надійності систем пов'язаний з розробкою таких структурних систем, які б забезпечували необхідний рівень надійності при помірних додаткових витратах. Цей підхід потребує знаходження творчо нових конструктивних рішень з розробкою і використанням аналітичних методів виявлення оптимальних структур виробу, що задовольняють вимоги надійності. Рішення цієї проблеми можливе на основі графічного моделювання стану систем і розрахунку ймовірностей знаходження їх в тому чи іншому (працездатному або за різними причинами у непрацездатному) стані.

У цьому напрямку інші галузі машино і приладобудування мають відповідні напрацювання реалізовані в конкретних виробих і їх комплексах. Особливо це стосується електроніки, де схемні рішення і елементна база допускають більш гнучку реалізацію різних видів резервувань.

Механічні системи більш консервативні стосовно забезпечення надійності і удосконалення структури виробу. Але вони також, як правило, допускають можливу різноманітність рішень.

Розробка систем з урахуванням необхідного рівня надійності передбачає:

- обґрунтування рівня надійності (показників надійності). Для цього необхідно вирішити питання основної структури системи і принципів її побудови;

- аналіз можливих способів досягнення поставленого рівня надійності і на підставі цього вибір найбільш ефективних методів їх досягнення;

- кінцеве розрахунок надійності з метою перевірки отриманих результатів.

Таким чином, структурний аналіз повинен бути початковим етапом при розробці нової техніки і визначати основні елементи системи, взаємозв'язок між ними, що в свою чергу надає системі

притаманні їй ознаки. Результатом структурного аналізу є визначення множини можливих несумісних станів, яка включає як працездатні, так і непрацездатні.

Для багатьох підсистем зернозбиральних комбайнів типовою ситуацією з позицій надійності є поступове збільшення інтенсивностей відмов при відсутності резервувань. У таких випадках формування потоків відмов не може бути описано як марківський випадковий процес переходів систем в різні можливі (працездатні чи непрацездатні) стани. Для аналітичного опису поведінки систем в роботі пропонується введення додаткових фіктивних станів. При цьому немарківські процеси замінюються на марківські, але ускладнюється математичний опис поведінки систем внаслідок збільшення їх можливих станів.

Граф станів і переходів систем, у яких з часом наробинок на відмову зменшується, а інтенсивність відмов відповідно збільшується (старіючих систем), приведений на рис. 4.

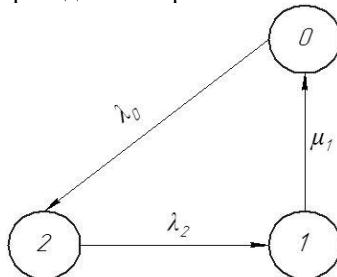


Рис. 4. Граф станів і переходів системи у якій інтенсивність відмов збільшується: “0” – працездатний стан; “1” – непрацездатний стан (відновлення); “2” – проміжний (фіктивний стан); $\lambda_0, \lambda_2, \mu_1$ – відповідні інтенсивності переходів

На підставі побудованого графу переходів складені диференційні рівняння динамічного балансу для ймовірностей станів підсистем комбайна:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_0(t) = -\lambda_0 P_0(t) + \mu_1 P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = -\lambda_2 P_2(t) + \mu_1 P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_2(t) = -\lambda_0 P_0(t) + \mu_2 P_2(t), \end{cases} \quad (2)$$

де $P_0(t)$ – ймовірність знаходження системи в працездатному стані;
 $P_2(t)$ – ймовірність знаходження системи в проміжному стані; $P_1(t)$ –
 ймовірність знаходження системи в непрацездатному стані.

Граф переходів для «старіючих» підсистем комбайнів і «старіючих» баз їх технічного обслуговування представлений на рис. 5. На представленому графі показано, що підсистема має один працездатний стан «0» і один непрацездатний «1». Фіктивний непрацездатний стан позначений – «1'» і фіктивний працездатний стан позначений – «0'». З відповідними інтенсивностями переходів та диференціальними рівняннями для ймовірностей станів системи.

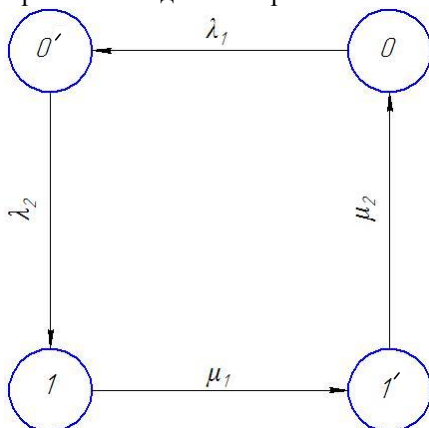


Рис. 5. Граф станів і переходів «старіючих» підсистем зернозбирального комбайна при «старіючих» базах їх технічного обслуговування: λ_1 – інтенсивність переходу з працездатного стану в фіктивний працездатний; λ_2 – інтенсивність переходу з фіктивного працездатного стану в непрацездатний; μ_1 – інтенсивність переходу з непрацездатного стану в фіктивний непрацездатний; μ_2 – інтенсивність переходу з фіктивного непрацездатного в працездатний

У відповідності з побудованим графом переходів підсистем записуються диференціальні рівняння для ймовірностей станів:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} P_0(t) = \mu_2 \cdot P_1'(t) - \lambda_1 \cdot P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P_0'(t) = \lambda_1 \cdot P_0(t) - \lambda_2 \cdot P_0'(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = \lambda_2 \cdot P_0'(t) - \mu_1 \cdot P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_1'(t) = \mu_1 \cdot P_1(t) - \mu_2 \cdot P_1'(t), \end{array} \right. \quad (3)$$

де $P_1'(t)$ – ймовірність знаходження системи в фіктивному непрацездатному стані; $P_0'(t)$ – ймовірність знаходження системи у фіктивному працездатному стані.

Розглядаючи ситуацію, коли машини поступово знижують свій технічний рівень, а ремонтна база, що пов'язана з їх технічним обслуговуванням, навпаки, нарощує свої потенційні можливості. У результаті як одна, так і друга підсистеми знаходяться в умовах змінних інтенсивностей протікання подій, що формують свої особливі потоки.

Ці потоки внаслідок змінних інтенсивностей не можуть розглядатися як найпростіші, а значить для математичного опису потребують спеціальних заходів. “Старіюча” підсистема техніки, що експлуатується, формує ерлангівський розподіл часу безвідмовної роботи. Навпаки, “молодіюча” підсистема, що пов'язана з технічною базою обслуговування машин, у своєму розвитку формує потік з гіперекспоненціальним розподілом часу відновлень. Для математичного опису таких зустрічнонаправлених потоків і встановлення показників надійності підсистем комбайнів побудовано відповідний граф станів і переходів (рис. 6).

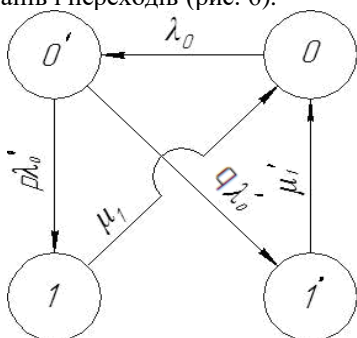


Рис. 6. Граф станів і переходів для “старіючих” технічних систем і “молодіючої” бази їх технічних обслуговувань

Таким чином, переходи із стану “0” в суміжні стани “1” і “1’” відбуваються пропорційно до вказаних ймовірностей p і q . З положень відновлень “1” і “1’” система при інтенсивностях μ_1 і μ_1' повертається знову в працездатний стан “0”.

У цілому граф описує всі можливі стани і переходи системи, що відповідають реальним можливим положенням зернозбиральної техніки. Відмінністю графу є те, що він відображає послідовність подій для “старіючих” підсистем машин і паралельність подій для “молодіючої” підсистеми сфери технічного обслуговування.

Побудований граф станів і переходів допускає математичну формалізацію подій, що відбуваються з системами.

Це можливо за допомогою диференціальних рівнянь динамічного балансу ймовірностей (рівнянь Колмагорова):

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_0(t) = \mu_1 \cdot P_1(t) + \mu_1' P_1'(t) - \lambda_0 \cdot P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P_0'(t) = \lambda_0 \cdot P_0(t) - p \cdot \lambda_0' P_0'(t) - q \lambda_0' \cdot P_0'(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = p \lambda_0' \cdot P_0'(t) - \mu_1 P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_1'(t) = q \lambda_0' \cdot P_0'(t) - \mu_1' P_1'(t). \end{cases} \quad (4)$$

Нормуючою умовою для системи, що розглядається, є рівність:

$$P_0(t) + P_0'(t) + P_1(t) + P_1'(t) = 1. \quad (5)$$

Таким чином, для якісного аналізу зміни функції готовності від часу експлуатації технічної системи надається можливість графічної побудови функцій готовності (рис. 7) та відновлення (рис. 8).

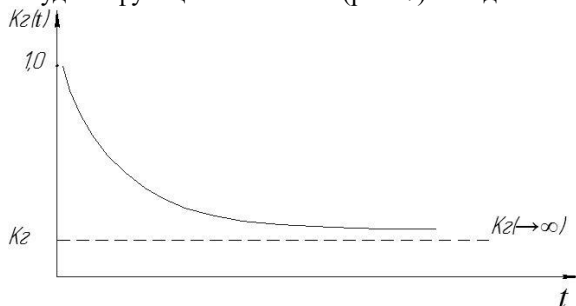


Рис. 7. Зміна функції готовності від часу експлуатації підсистем зернових комбайнів в умовах зростання потенціалу бази технічного обслуговування

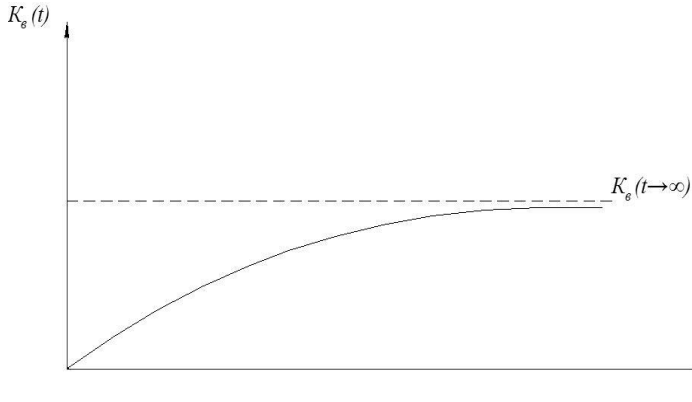


Рис. 8. Залежність функції відновлення від часу для підсистем зернозбирального комбайна за умов розвитку бази технічного обслуговування (сервісу)

Якщо прийняти, що фактор часу прямує до нескінченності ($t \rightarrow \infty$), то функція готовності набуває сталого значення, вираженого першою складовою:

$$K\tilde{a}(t \rightarrow \infty) = \frac{\mu_1 \mu_1' + \lambda_0 \mu_1 + \lambda_0 \mu_1'}{\mu_1 \mu_1' + \lambda_0 (\mu_1' + \mu_1) + \lambda_0 (\mu_1 + \lambda_0 + \mu_1')} \quad (6)$$

Аналіз функції відновлення показує, що при необмеженому часі ($t \rightarrow \infty$) вона приймає значення постійної величини, яка є асимптотою. При цьому коефіцієнт простою системи записується наступним чином:

$$K\hat{a}(t \rightarrow \infty) = \frac{p \lambda_0' \lambda_0 \mu_1'}{\mu_1 \mu_1' + \lambda_0 (\mu_1' + \mu_1) + \lambda_0' (\mu_1 + \lambda_0 + \mu_1')} \quad (7)$$

Висновок. Побудована стохастична модель станів і переходів підсистем з урахуванням впливу розвитку сфери технічного сервісу дають можливість вирішувати важливі завдання, пов'язані зі старінням зернозбиральної техніки; у складних економічних умовах прогнозувати і підвищувати значення коефіцієнта готовності старіючих систем за допомогою оновлюваного технічного обслуговування (сервісу).

Література

1. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. – 2003. – № 7. – С.4–7.

2. Собчук М., Коваль С., Погорілий В., Горбатов В., Афанасьєва С. Науково–методичні принципи забезпечення надійності вітчизняних зернозбиральних комбайнів / М. Собчук // Техніка АПК – 2004. – № 4–5. – С. 8–16.

3. Бойко А.І. Дослідження функції готовності механічних систем при накопичуванні пошкоджень / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Збірник наукових праць. Дніпропетровський національний університет. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – Вип.14. – С. 72–78.

4. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем / И.А. Ушаков. – М.: Дрофа, 2008. – 239 с.

Рецензент д. т. н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 621.436 – 634.5.504

© В.І. Захарчук, к.т.н.; В.В. Ткачук
Луцький національний технічний університет

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ІЗОПРОПІЛОВОГО ЕФІРУ РІПАКОВОЇ ОЛІЇ В ЯКОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

Наведені показники експлуатаційних властивостей біодизельних палив та результати досліджень показників дизеля при його роботі на різних паливах.

БЮДИЗЕЛЬНЕ ПАЛИВО, ІЗОПРОПІЛЛОВИЙ ЕФІР РІПАКОВОЇ ОЛІЇ, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ.

Постановка проблеми. На сучасному етапі розвитку економіки в Україні стрімко зростає потреба в альтернативних паливах, використання яких дозволить підвищити незалежність України від імпорту енергоносіїв. В такій ситуації використання альтернативних палив стає економічно виправданим. Крім того, автотракторна техніка є одним з найбільших забруднювачів навколишнього середовища. Тому застосування альтернативних палив дозволить помітно зменшити шкідливі викиди відпрацьованих газів

дизелів і покращити екологічну ситуацію в містах і сільських населених пунктах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним з основних шляхів виходу з цієї ситуації є адаптація дизелів до роботи на альтернативних паливах. Такими паливами є компримований (стиснутий) природний газ (КПГ), диметиловий ефір (ДМЕ) та біопалива, зокрема метиловий ефір ріпакової олії (МЕРО). Природний газ приблизно в два рази дешевший за дизельне паливо. Однак для забезпечення роботи дизеля на природному газі вимагається його суттєве переобладнання в газодизель або в газовий двигун з іскровим запалюванням. На думку експертів, диметилефір (ДМЕ) є перспективним альтернативним паливом для дизелів. Сировиною для його отримання є природний газ. Позитивними його якостями є високе цетанове число та повнота згоряння, що забезпечує малий вміст сажі у відпрацьованих газах. Недоліками ДМЕ є менша в 1,5 раза теплота згоряння, що призводить до збільшення його витрати при роботі двигуна, низька кінематична в'язкість, а також низькі мастильні властивості. Оскільки ДМЕ виробляється з природного газу, то його вартість є вищою за вартість газу.

Останнім часом все більш широке застосування знаходять альтернативні біопалива на основі рослинних олій. До таких палив належить біодизельне паливо, яке являє собою метилові та етилові ефіри рослинних олій, найбільш поширеною з яких є ріпакова олія. Дослідження палив, виготовлених з рослинних олій проводять відомі двигунобудівні фірми США, Великобританії, Німеччини, Швеції, Японії. В даний час в Європі виробляється більше 6,5 млн. т біопалива. Ведуться роботи щодо застосування ефірів рослинних олій як дизельного палива на теренах колишнього СРСР. Варто відзначити роботи МВТУ ім. Баумана, МДАУ ім. Горячкіна, Клайпедського університету, Національного університету біоресурсів і природокористування України, ХПІ та ін.

Мета дослідження. Дана публікація має за мету аналіз показників експлуатаційних властивостей нового біопалива та показників дизеля при його роботі на різних біопаливах.

Результати дослідження. Застосування біодизеля не вимагає ніяких змін в конструкції двигуна. Випробування показали збільшення витрати біодизельного палива до 10%, що пояснюється меншою теплотою згоряння. В той же час зменшуються викиди з відпрацьованими газами деяких шкідливих речовин [1].

Останні дослідження показали, що біологічне паливо може використовуватись в дизелях за двома способами: у вигляді

біодизельного палива (метилового або етилового ефіру рослинних олій) і у вигляді сирих рослинних олій. В першому випадку потрібне спеціальне обладнання для виготовлення ефірів рослинних олій, яке включає пристрої для нагріву олії, перемішування її зі спиртами (метанол або етанол), видалення гліцерину і очищення біодизельного палива, потрібні затрати енергії та людської праці для виготовлення цього палива, а також необхідно купувати спирти та реактиви (каталізатор) для здійснення реакції етифікації. Тому в даний час вартість ефірів рослинних олій є більшою за вартість дизельного палива.

Крім того, традиційне біодизельне паливо виробляється із застосуванням метилового спирту, який є високотоксичним та небезпечним для здоров'я людей. Це суттєвий негативний фактор з точки зору екологічної безпеки при виробництві біопалива (особливо в умовах сільськогосподарського виробництва) та його використанні, адже через ефекти деструкції можливе виділення з біопалива метилового спирту, особливо при відхиленні від нормальної роботи паливної системи двигуна. Суттєвим недоліком метилового ефіру є те, що він є досить агресивною речовиною по відношенню до матеріалів деталей двигуна (метали, гума).

Тому в ЛНТУ створене нове біодизельне паливо з використанням замість метилового ізопропілового спирту, який має незначну токсичність та агресивність. Нове паливо має кращі споживчі властивості, зокрема, нижчу температуру застигання. На нове паливо отримано токсиколого-гігієнічний паспорт, розроблено та затверджено технічні умови. На приватному підприємстві «Лімекс Інвест» здійснено промислову апробацію виробництва запропонованого біопалива. В найближчому майбутньому будуть проводитись стендові випробування дизеля на такому паливі.

Було визначено елементарний склад (вміст вуглецю С, водню Н та кисню О) ізопропілового ефіру ріпакової олії (ІЕРО) відповідно до вмісту кислот у ріпаковій олії [2]: ефіру ерукової кислоти – 50,0 %, олеїнової – 29,0 %, лінолевої – 15 %, решта ефіри інших кислот. Експериментальні значення експлуатаційних властивостей біодизельних палив порівнювались з вимогами ДСТУ для дизельного палива марки «Л» (таблиця).

Для порівняння та оцінки ефективних показників дизеля Д-240 в процесі його роботи на нафтовому дизельному паливі та біодизельних паливах за умови однакового середнього ефективного тиску на комп'ютері виконаний розрахунок його робочого циклу для номінального режиму.

Таблиця. Порівняльна характеристика показників експлуатаційних властивостей дизельного та біодизельних палив

№ з/п	Найменування показника	Метод випробування	Норма за ДСТУ3868–99	Дизель–не паливо	МЕРО	ІЕРО
1.	Цетанове число	ДСТУ 3868–99	Не нижче 45	47	48	49
2.	Густина, г/см ³ при 15 °С	ГОСТ 3900–99	Не більше 0,860	0,84	0,88	0,88
3.	В'язкість кінематична при 40 °С, сСт	ДСТУ 33–00	3,0–6,0 при 20 °С	5,4	5,6	16,1
4.	Кислотність, мг КОН на 100 см ³	ГОСТ 5985–79	Не більше 5,0	2,7	Відс.	Відс.
5.	Температура застигання, °С	ГОСТ 20287–91	Не вище	–14	–12	–22

Як видно з розрахунків, менша частина вуглецю в молекулах біодизельних палив призводить до зменшення їх нижчої теплоти згоряння. Тому для отримання однакової ефективної потужності дизеля при його роботі на нафтовому дизельному паливі та біодизельних паливах питома ефективна витрата палива є більшою у випадку використання біопалив. Крім того, до деякого погіршення показників дизеля в процесі роботи на біодизельних паливах призводить більша їх в'язкість порівняно з нафтовим паливом. Наслідком цього є дещо гірше розпилювання цього палива форсунками. Тому деякі дослідники рекомендують використовувати біодизельне паливо в сумішах з дизельним паливом (30% біодизельного і 70% ДП).

Але з-поміж біодизельних палив найбільша теплота згоряння та найменша витрата палива у ІЕРО, що вигідно відрізняє його від МЕРО і ЕЕРО. Наявність кисню в молекулах біодизельних палив дозволяє інтенсифікувати процес згоряння. Інші ефективні показники двигуна за умови збільшення питомої ефективної витрати палива є однаковими.

В'язкість ІЕРО вища порівняно з відповідним значенням нормативних вимог, що може ускладнити проходження палива через

фільтри, подачу палива форсунками та погіршити сумішоутворення. Це можна вважати недоліком ІЕРО. Тому при низьких температурах таке паливо доцільно використовувати в сумішах з нафтовим дизельним паливом або застосовувати двопаливну систему живлення (рис.), розроблену в ЛНТУ.

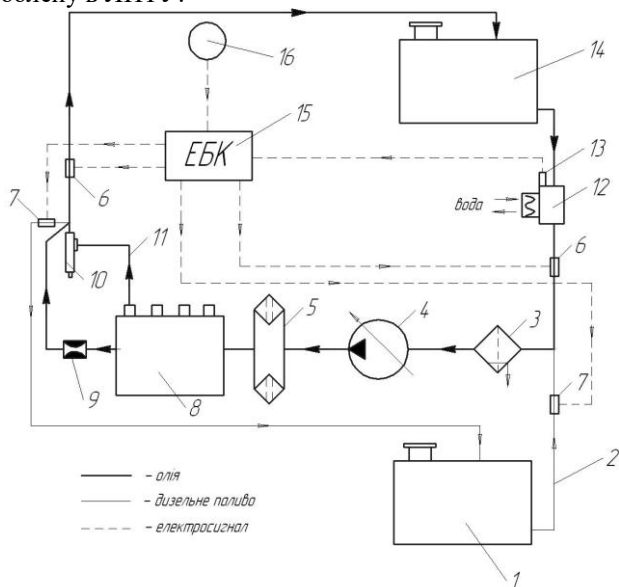


Рис. Схема двопаливної (біодизельне паливо і нафтове дизельне паливо) системи живлення дизеля

До системи живлення дизеля, що складається з паливного бака 1, фільтрів грубої 3 та тонкої 5 очистки палива, паливопідкачуючого насоса (ППН) 4 та паливного насоса високого тиску (ПНВТ) 8, дроселя 9, форсунок 10 та трубопроводів 2 підключають паралельно лінію живлення двигуна біопаливом, до складу якої входять бак 14 та теплообмінник підігріву біопалива 12 з датчиком температури олії 13. ПНВТ, ППН, форсунки та фільтри є спільними для обох ліній живлення. Для забезпечення керування системою встановлюють електронний блок керування (ЕБК) 15 та електромагнітні клапани подачі та зливу біопалива та дизельного палива 6 і 7 відповідно.

Робота дизеля з такою системою живлення здійснюється таким чином. Двигун запускається і працює після запуску на дизельному паливі. Після прогріву двигуна та нагріву біопалива в теплообміннику 12 за рахунок теплоти рідини, яка поступає від системи охолодження

двигуна, розігрітого у процесі роботи до потрібної температури, сигнал від датчика 13 передається до ЕБК 15, який в свою чергу відкриває електромагнітні клапани 6 подачі та зливу олії та закриває клапани 7 подачі та зливу дизельного палива. Біопаливо прокачується ППН 4 з бака 14 крізь теплообмінник 12, відкритий клапан 6 і фільтр грубої очистки 3, де паливо проходить попереднє очищення, далі до фільтра тонкої очистки 5 і ПНВТ 8. В свою чергу ПНВТ по трубопроводам високого тиску 11 подає паливо до форсунок 10, а невикористана частина палива зливається по зливному паливопроводу назад в бак 14 крізь відкритий електромагнітний клапан 6.

Особливістю експлуатації системи в холодну пору року є те, що водій перед довготривалою зупинкою переключає систему паливоподачі на дизельне паливо і промиває трубопроводи, канали ПНВТ та форсунок дизельним паливом для попередження застигання в них біопалива. Для цього водій з допомогою ручного перимикача 16, що знаходиться в кабіні, переключає ЕБК 15 на режим подачі дизельного палива, електромагнітні клапани подачі біопалива 6 при цьому закриваються, а клапани 7 подачі дизельного палива відкриваються, паливо до форсунок буде подаватись ПНВТ з лінії живлення дизельним паливом. Після промивки каналів системи паливоподачі двигун може бути заглушений.

Проте підвищена в'язкість палива забезпечить добре мащення деталей паливної апаратури дизеля. Температура застигання ІЕРО вдвічі нижча, ніж в МЕРО, і в 2,2 раза нижча, ніж вимагає ДСТУ для нафтового дизельного палива марки «Л». Це важлива перевага нового продукту над існуючими аналогами, адже вона дає можливість використовувати таке паливо в зимовий період при температурі до -22°C , тоді як еталонне до -12°C . Кислотність у ІЕРО відсутня, тобто воно не є корозійно активним. Зольність ІЕРО в межах норми, що свідчить про низький вміст у біодизельних паливах мінеральної золи.

Біодизельне паливо, і в першу чергу ІЕРО, є більш безпечним з точки зору екології. Як показали досліді, біодизель при попаданні у воду не спричиняє шкоди живим організмам. Крім того, він повністю біологічно розпадається в ґрунті або у воді мікроорганізмами за 28 днів. Проведені токсиколого-гігієнічні дослідження ІЕРО дозволили зробити висновок, що це паливо належить в цілому до 4 класу небезпеки (найнижчий клас).

В біодизельному паливі практично не міститься сірки, завдяки чому двигун, працюючий на цьому паливі, має практично нульовий рівень викидів SO_2 , що вигідно відрізняє його від дизеля, в якого викиди оксидів сірки наносять суттєву шкоду екології. Це особливо

актуально для нашої держави, тому що в дизельному паливі, яке виробляється на наших нафтопереробних заводах вміст сірки в декілька разів перевищує допустимі норми. Важливою перевагою двигунів, які працюють на біодизельному паливі, є малі викиди в атмосферу двооксиду вуглецю CO_2 , який сприяє утворенню парникового ефекту на Землі. Це пояснюється тим, що в біодизельному паливі міститься менше вуглецю, ніж в нафтових паливах.

Висновок. Аналіз експлуатаційних властивостей біодизельних палив свідчить про те, що нове біодизельне паливо має нижчу температуру застигання, ніж метиловий ефір ріпакової олії, має низьку токсичність та агресивність, чим є подібним до етилового ефіру ріпакової олії, але значно дешевше за нього.

Література

1. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. –Х.: Новое слово, 2007. – 452 с.
2. Физер Л., Физер М. Органическая химия. – М.: Химия. – 1966. –782 с.
3. Захарчук В.І. Застосування альтернативних палив в автотракторних дизелях// Энергосбережение. – 2010. – № 2. – с. 26–28.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 637.04.133.7

© В.М. Карпюк, к.б.н.
Луцький національний технічний університет

ВЛАСТИВОСТІ ЗАГОТІВЕЛЬНОГО МОЛОКА ЛІСОСТЕПОВОЇ ЗОНИ ВОЛИНСЬКОЇ ОБЛАСТІ

У підведеному регіоні Волинської області досліджено хімічний склад і властивості заготівельного молока з метою уточнення технології його переробки.

МОЛОКО, ЗАГОТІВЛЯ, ЯКІСТЬ, ПРОБА, ПЕРЕРОБКА.

Постановка проблеми. Подальше збільшення виробництва молока в області вимагає особливої уваги до вирішення питань щодо підвищення його якості.

Будучи цінним харчовим продуктом, молоко в той же час є поживним середовищем для розвитку мікроорганізмів, які в ньому швидко розмножуються і змінюють його якість. Отже молоко продукт не стійкий, швидко псується. Тому, щоб одержати високоякісне молоко та зберегти його цінні властивості, необхідно суворо дотримуватись правил при його виробництві, зберіганні, транспортуванні на переробку.

Мета дослідження. Вивчити хімічний склад і властивості заготівельного молока Лісостепової природно-кліматичної зони Волині. На основі аналізу діючих норм сировини розробити рекомендації щодо набору асортименту молочних продуктів із урахуванням якості молока як сировини для молокоперобних підприємств.

Методика досліджень Об'єктами досліджень були середньодобові проби молока, яке надходило на молокопереробні підприємства із агроформувань та господарств населення Іваничівського, Володимир–Волинського та Горохівського районів. В день відбору проб по кожній партії складали середньозважену добову пробу і визначили густину, вміст жиру, білка та сухих речовин.

Результати досліджень Середньомісячні показники жиру, білка, сухих речовин, густини та ґатунок молока в осінній та зимовий період подані в таблицях 1 і 2.

Таблиця 1. Середньомісячні показники якості заготівельного молока в осінній період

Господарства районів	Середньомісячний вміст %			Густина молока; А	Ґатунок молока %			
	Жиру	Білка	Сухої речовини		Ви-щий	I	II	Неґ.
Іваничівський:								
агроформування	3,9	2,99	11,8	28,5	57,8	42,2		
населення	3,83	2,94	11,75	28,2	–	–	100	
Володимир–Волинський:								
агроформування	3,93	2,89	11,7	28,3	31,3	68,7		
населення	3,9	2,9	11,6	28,1	–	–	100	
Горохівський:								
агроформування	3,89	2,9	11,6	88,4	30,2	69,8		
населення	3,76	3,02	11,55	28,3	–	–	100	
Середнє:								
агроформування	3,9	2,9	11,7	28,4	99,8	60,2	–	
населення	3,83	2,95	11,6	28,2	–	–	100	

Таблиця 2. Середньомісячні показники якості заготівельного молока в зимовий період

Господарства районів	Середньомісячний вміст %			Густина молока; А	Гатунки молока %			
	Жиру	Білка	Сухої речовини		Вищий	I	II	Нег.
Іваничівський:								
агроформування	3,56	3,07	11,7	28,4	70,3	29,7		
населення	3,8	2,96	11,9	28,35	–	–	100	
Володимир–Волинський:								
агроформування	3,68	2,99	11,8	28,4	25,6	74,4		
населення	3,8	3,05	11,9	28,6	–	–	100	
Горорхівський:								
агроформування	3,6	3,0	11,8	28,4		100		
населення	3,7	3,09	11,85	28,0	–	–	100	
Середнє:								
агроформування	3,6	3,02	11,76	28,5	32,0	68,0	–	
населення	3,7	3,03	11,88	28,3	–	–	100	

Найбільшу жирність молока за період досліджень одержано в господарствах Володимир–Волинського району, яка склала 3,83% в тому числі в осінній період 3,91% і в зимовий період – 3,76%. Найнижча жирність молока направлялась на переробку із господарств Горорхівського району.

В цілому в господарствах в осінній період жирність молока вища порівняно із зимовим періодом відповідно 3,86% і 3,71%. Разом з тим потрібно відмінити, що жирність молока, яке поступило від населення, порівняно з молоком, яке поступило від агроформувань, в зимовий період була вищою на 0,15% (3,79 і 3,64), а осінній період – нижчою на 0,07 (3,83% і 3,9).

Середньомісячний вміст білка в молоці був близьким до базисної величини. Проте в осінній період він був менший і склав 2,92% , а зимовий період більший і склав – 3,02% , проте в молоці , яке поступило від населення, масова частка білка як в осінній, так і в зимовий період була вищою порівняно з молоком, яке поступило від агроформувань.

Кількість сухих речовин у заготівельному молоці в середньому за дослідний період склала 11,73%. Вищу кількість сухих речовин у заготівельному молоці відмічено в зимовий період (11,82%) порівняно із осіннім періодом (11,65%). В цілому характер сезонних змін щодо

вмісту сухих речовин однаковий для молока як від агроформувань, так від господарств населення.

Збільшення вмісту сухих речовин в зимовий період пояснюється зниженням надоїв. В зимовий період більшість дійних корів перебувають в другій половині лактації, коли продукується молоко з більш високим вмістом сухих речовин.

Середньомісячні значення густини заготівельного молока в досліджуваній період становили в межах 28,2–28,4⁰ А.

В цілому характер сезонних змін густини заготівельного молока від агроформувань і від населення однаковий і відповідає характеру сезонних змін сухих речовин молока.

Щодо гатунку молока, то, як видно із таблиці, вищий і перший гатунки молока поступає на переробку із господарств агроформувань. Це пояснюється тим, що в агроформуваннях відповідний рівень технологічного обладнання одержання молока в молочних залах.

Тут встановлено сучасні молокопроводи Швейцарської фірми «Де–лаваль», де для обслуговування 100 корів достатньо двох доярок та одного оператора. До того ж молоко відразу охолоджується, як наслідок, переробник одержує сировину високої якості. А в господарствах населення, як правило, одержують молоко за допомогою ручного доїння у відкриті відра безпосередньо в приміщеннях.

Висновки. В результаті досліджень отримано дані щодо хімічного складу молока і його гатунковості, а також визначено характер його сезонних змін. Отримані дані будуть використані для уточнення параметрів технологічних процесів і норм витрат сировини при виробництві окремих видів молочної продукції і розроблені рекомендації щодо підбору асортименту молочних продуктів на переробних підприємствах.

Література

1. Горбатова К.К. Биохимия молока и молочных продуктов – М: Легкая пищевая промышленность, 1984.
2. Машкін М.І. Молоко і молочні продукти. – К.: Урожай 1996.
3. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л. Загальна технологія харчових виробництв. - К., 2005.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.01:531.395

© О.М. Клімішин, А.В. Силивонюк
Луцький національний технічний університет

ВІРТУАЛЬНЕ ПРОТОТИПУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Інтенсивна конкуренція чинить тиск на вітчизняних машинобудівників і вимагає від них створювати машини з більшою високою продуктивністю та ефективністю, більшою функціональністю і пропускною здатністю, низьким ступенем експлуатаційних витрат, а також диференціювати свої машини від конкурентних. З цієї причини віртуальний прототип набуває все більшої популярності серед студентів, вчених та інженерів, стає все більш досконалим у міру того, як інтегруються всі концептуальні, механічні та електричні проектні дані. Використовуючи NI SoftMotion та SolidWorks практично, відпадає необхідність створювати дорогі дослідні зразки, так як всі випробування і тести виконуються у віртуальному графічному середовищі.

ВІРТУАЛЬНИЙ ПРОТОТИП, ТВЕРДОТІЛЬНА МОДЕЛЬ, LABVIEW, SOLIDWORKS, NI SOFTMOTION.

Постановка проблеми. Віртуальний прототип (ВП) – це цифровий макет виробу, який використовується для випробування його функцій і форми. ВП набуває все більшої популярності серед студентів, вчених та інженерів, стає все більш досконалим у міру того, як інтегруються всі концептуальні, механічні та електричні проектні дані. Повний ВП є віртуальним досвідним зразком готового виробу і служить для його оптимізації та перевірки. Це зменшує потребу у виготовленні дорогих фізичних дослідних зразків.

Ця технологія дозволяє дизайнерським, проектним і виробничим підрозділам можливість на практиці вивчити виріб, перш ніж він стане реальністю. За допомогою даної технології виробники можуть створювати проекти, перевіряти, оптимізувати їх та управляти ними з моменту створення концепції до стадії виготовлення. Використання віртуальної моделі під час розробки проекту допомагає конструкторам обмінюватися інформацією, швидше виводити продукцію на ринок, робити її все більш сучасною. Практично, відпадає необхідність створювати дорогі дослідні зразки, так як всі випробування і тести виконуються у віртуальному графічному середовищі.

Крім того, над ВП тепер можна проводити найрізноманітніші тести та випробовування мінімізуючи при цьому ризики зношування компонентів при надмірному фізичному тестуванні (у випадку реального прототипу), що дозволяє досягти бажаної продуктивності в стислий проміжок часу. ВП може додатково сприяти залученню менеджменту, продаж, персоналу і споживачів на ранніх етапах проектування. Таким чином, ВП отримав визнання при проектуванні механічних виробів, систем у низці провідних секторів промисловості (автомобільної, авіаційної, залізничної, медичної та в сфері загального машинобудування).

За допомогою NI SoftMotion [1] та SolidWorks [2] інженери-механіки та інженери з автоматизованих систем управління можуть співпрацювати в тандемі і оцінити функціональні можливості побудованої моделі. Завдяки цьому можна використовувати ВП для візуалізації реалістичних операцій машини і аналізувати ефективність циклу та визначати, на якій стадії машина (механізм) потребує доопрацювання і дозволяє отримати важливу інформацію про динаміку поведінки конструкції.

Це створює фундамент для нового етапу в машинобудуванні, дозволяючи конструкторам кількісно оцінити продуктивність запропонованої конструкції, при цьому мінімізуючи затрати за рахунок посередників і фізичних прототипів.

Незважаючи на значний попит у промисловості, для студентів підготовку в напрямку «машинобудування», ознайомлення з програмами NI SoftMotion та SolidWorks не проводять, через надмірну вартість програмного забезпечення, а при прийнятті на високооплачувану роботу знання їх є величезною перевагою.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз останніх досліджень та публікацій показав [1–5], що технологія віртуального прототипування сільськогосподарських машин динамічно розповсюджується в наукових установах та організаціях за кордоном. У вітчизняній літературі навіть не згадується можливість застосування даної технології на практиці.

Мета дослідження. Мета дослідження полягає в тому, щоб у повній мірі висвітлити послідовність створення віртуального прототипу, починаючи з моделі та закінчуючи фізичним, реальним прототипом сільськогосподарської машини.

Результати дослідження. Щоб побудувати ВП, потрібно було вибрати 3D систему автоматичного проектування (САПР) та середовище обробки і збору даних, візуалізації графічних даних з можливістю управління технічними об'єктами та технологічними

процесами. Важливо було також те, щоб дві ці незалежні програми інтегрувались одна з одною і мали зрозумілий та інтуїтивний графічний інтерфейс.

Під час вибору САПР складності не виникло. З сучасних CAD пакетів (таких як SolidWorks, SolidEdge, Pro/Engineer та ін.), які підтримують модуль для роботи з механічними системами, найкраща, на наш погляд, – SolidWorks. SolidWorks має модуль для роботи з динамікою та кінематикою під назвою Cosmos Motion.

При виборі середовища для роботи з CAD було вибрано LabVIEW. Починаючи з версії 2009 LabVIEW підтримує роботу з SolidWorks Cosmos Motion через пакет доповнень NI SoftMotion. Тісна інтеграція модуля LabVIEW NI SoftMotion з DS SolidWorks дозволило отримати програмне забезпечення, яке ідеально підходить для створення ВП сільськогосподарської машини.

До LabVIEW легко підключаються існуючі SolidWorks CAD моделі до якого в свою чергу автоматично можна підключати двигуни і датчики положення визначені в моделі. Задаючи рівняння руху початкових ланок механізму за допомогою функцій в середовищі LabVIEW NI SoftMotion, можна легко отримати складні рухи вихідної ланки. За допомогою датчиків можна створювати системи з зворотними зв'язками.

Щоб знизити витрати і ризики при конструюванні машин, Dassault Systèmes і National Instruments створили високо інтегроване програмне середовище орієнтоване на створення ВП для конструкторів та інженерів з автоматизованих систем управління.

У LabVIEW і SolidWorks конструктори можуть створювати реалістичні моделі систем управління рухом промислового класу і можливість їх аналізу в LabVIEW за допомогою потужних функцій і алгоритмів. Це дозволяє розвивати логіку управління 3D моделю машини, оцінювати поведінку і продуктивність системи, перевірити її роботу в програмному забезпеченні до того, як будуть затрачені кошти на покупку матеріалів і компонентів, які необхідні при створенні реального прототипу.

Як тільки буде створена CAD модель машини, інженери з автоматизованих систем управління можуть починати роботу над розробкою алгоритму її роботи і системою керування.

LabVIEW надає просту у використанні, високого рівня мову програмування функціональними блоками для створення системи управління, які є досить легкі для освоєння користувачами з невеликим досвідом програмування. Інтеграція LabVIEW з SolidWorks допомагає розробляти алгоритми руху машини, контролювати і використовувати

створені в CAD SolidWorks 3D – моделі, оцінити поведінку і продуктивність системи. Завдяки реалістичній системі керування рухом можна моделювати реальні умови роботи машини, здійснювати перевірку на предмет перетинання суміжних деталей чи вузлів, виводити чисельні і графічні дані, а також використовувати модель CAD 3D для візуалізації.

Завдяки LabVIEW інженери з автоматизованих систем управління можуть легко аналізувати алгоритми керування об'єктом на основі ПЛІС платформи. CompactRIO забезпечує в режимі реального часу управління модулями вводу/виводу для прямого підключення до промислових датчиків, приводів і двигунів, та може використовувати програму (FirmWare) розроблену і випробувану в результаті віртуального прототипування і підключати її до фізичного прототипу.

Послідовність створення ВП сільськогосподарської машини можна охарактеризувати декількома стадіями:

- створення твердотільної 3D моделі в SolidWorks системі;
- створення алгоритму управління 3D моделлю за допомогою LabVIEW.

Сучасні CAD системи дозволяють представляти 3D моделі в наступних трьох типах: каркасна модель, поверхнева модель і твердотільна модель.

Найкращим типом моделі на сьогоднішній день вважається твердотільна модель.

На рис.1. зображена твердотільна 3D модель вузла сільськогосподарської машини для переміщення робочого органу. Вузол складається з корпусу 1, рухомої платформи 2, яка переміщується по шарикових направляючих 3, крокового двигуна 4, який через муфту 5 з'єднаний з гвинтом подачі 6.

Кроковий двигун кріпиться до корпусу за допомогою гвинтів. Рух платформи 2 здійснюється в строго вертикальному напрямі. Кінцеві вимикачі 7 використовуються для обмеження руху платформи верх і вниз відповідно.

Для правильного функціонування твердотільної моделі слід для неї задати правильні взаємозв'язки. Для цього загальну збірку було розбито на три підзборки (рис.1): корпус, рухома платформа та гвинт подачі. Платформа і корпус взаємозв'язані за ширеною і концентричністю; гвинт подачі з корпусом зв'язаний за допомогою співпадиння і концентричності, а платформа з гвинтом подачі зв'язана за допомогою взаємозв'язку типу гвинт. Слід також відмітити, що для кожного взаємозв'язку можна задати додатковий аналіз, тобто

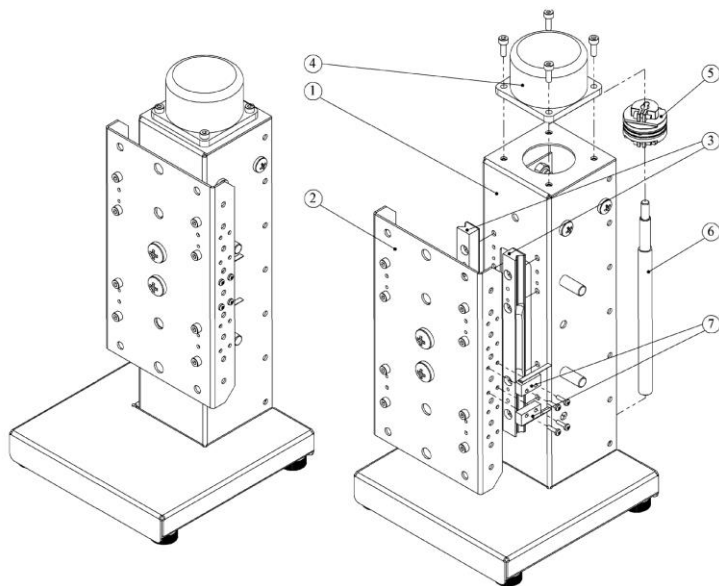


Рис.1. Твердотільна 3D модель вузла сільськогосподарської машини

коефіцієнти тертя, жорсткість, коефіцієнт демпфування, початкову силу чи момент.

Після того, як встановлено всі взаємозв'язки, слід активувати SolidWorks Motion. Потім необхідно вибрати вкладку «Исследование движения» і зліва на цій вкладці у випадаючому меню «Тип исследования» вибрати пункт «Анализ движения». Задаючи двигун, слід мати на увазі, що він повинен буди двигуном положення.

Після того, як створені двигуни в SolidWorks, можна приступити до створення профілів руху в LabVIEW за допомогою функцій NI SoftMotion. Щоб додати твердотільну 3D модель в LabVIEW Project, потрібно скористатись рекомендаціями [3]

Перерахована послідовність дій дозволяє створювати машину з приводом, в якій лише відсутній алгоритм управління останнім. В даній статті було використано приклад управляючої програми, який знаходиться в LabVIEW з невеликим доопрацюванням. До управляючої програми було добавлено модуль управління пристроєм збору даних m-DAQ[4], який підключається до комп'ютера через USB кабель. Виводи m-DAQ підключаємо до драйвера управління кроковим двигуном [5].

Було проведено комплексне дослідження процесу створення віртуального прототипу в середовищі SolidWorks та LabVIEW. Отримано графічну імітацію роботи віртуального пристрою та отримано алгоритм управління реальною моделлю і візуалізація руху в середовищі SolidWorks. Проведено експериментальне дослідження на реальній моделі та отримано залежність прискорення робочого органу від часу. Приведені рекомендації щодо створення віртуального прототипу в середовищі SolidWorks та LabVIEW.

Висновки. Хоча протягом багатьох років постійно говорилося про переваги використання ВП, вартість програмних засобів для створення та тестування останнього залишається недосяжною для більшості машинобудівних підприємств країни. Рішення, в яких реалізується технологія віртуального прототипування, дорого коштують, вимагають ретельного налаштування і тому доступні тільки для великих організацій. Без додаткового налаштування в більшості 3D програмах для моделювання не можливо в повній мірі використовувати функціональні можливості, які необхідні для створення повного ВП.

Згідно із незалежним дослідженням [6] компанії Aberdeen Group, найкращі машинобудівні підприємства, що використовують цифрові прототипи, створюють в два рази менше фізичних дослідних зразків, ніж у середньому по галузі. Вони випускають товари на ринок на 58 днів раніше середнього, витрачають на створення прототипів на 48% менше коштів і врешті-решт приносять значні нововведення у свою продукцію.

Література

1. NI LabVIEW Technical Resources . <http://www.ni.com/labvie>
2. SolidWorks Premium Data Sheet. <http://www.solidworks.com>
3. Develop Powerful Motion Applications with NI CompactRIO and SolidWorks. <http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/10099#toc2>
4. m-DAQ-микросистема сбора данных с интерфейсом USB. Руководство пользователя. <http://www.holit.ua/download/common/docs/hds/m-DAQ.pdf>
5. Інструкція по застосуванню контролера крокового двигуна SMD60-7. http://www.microdevice.com.ua/images1/SMD60-7_UA.pdf
6. Aberdeen Group, "The Transition from 2D Drafting to 3D Modeling Benchmark Report," September 2006.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 630*658.011.54

© Н.П. Ковальчук, к.с.–г.н.; Н.А. Голядинець
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНОГО ПРОЦЕСУ НА ҐРУНТИ ВОЛИНСЬКОГО ПОЛІССЯ

У статті подано результати аналізу впливу лісозаготівельного процесу на ґрунтовий покрив. Вперше проаналізовано негативний вплив лісозаготівлі на ґрунти Волинського Полісся.

ҐРУНТ, ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНИЙ ПРОЦЕС, ТРЕЛЮВАННЯ, ПОШКОДЖЕННЯ, ЛІСОВІ МАШИНИ, ЛІСИСТІТЬ.

Постановка проблеми. Лісозаготівельний процес – це інтеграція усіх дій, пов'язаних із зрізанням дерев, трелюванням і транспортуванням деревини для її подальшої переробки та використання. Сьогодні, поряд із лісоексплуатаційним значенням лісового середовища, необхідно враховувати також і його екологічні, рекреаційні, туристичні функції, важливість лісу як джерела недеревної продукції, його роль у збереженні біологічного розмаїття та культурного надбання. Тому ми вважаємо що, лісозаготівельні операції необхідно планувати із забезпеченням багатofункціональності використання лісів та мінімізацією впливу лісозаготівельного процесу на довкілля.

Актуальність наших досліджень зумовлюється, як свідчать літературні дані, необхідністю подальшого вивчення впливу лісозаготівельного процесу на довкілля з метою розроблення рекомендацій щодо раціонального ведення лісозаготівлі із мінімальним негативним впливом на лісове середовище.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час проведено багато досліджень, щодо впливу лісозаготівельного процесу на лісові екосистеми. Негативний вплив лісозаготівельного транспорту на довкілля розглянуто у працях вітчизняних авторів: О. Стиранівського „Основи екологізації лісозаготівлі та транспорту лісу”; Н. Библиока „Лісозаготівля та екологічна безпека”; М. Горшеніна, В. Пешка „Ерозія гірських лісових ґрунтів та боротьба з нею”; В. Коржова, В. Кудри, Р. Вітера „Дослідження лісівничо–екологічної ефективності тракторного трелювання в гірських лісах” та ін., однак ціла низка питань залишаються невирішеними.

Мета дослідження. Вивчення особливостей природно-кліматичних умов Волинського Полісся та його лісових фітоценозів, проведення аналізу лісозаготівельного процесу та його впливу на ґрунтовий покрив.

На даний час проведено багато досліджень щодо впливу лісозаготівлі на лісові фітоценози. Вивчення і узагальнення набутого досвіду є актуальним завданням з точки зору як екології, так і лісозаготівлі.

Результати дослідження. Головною тенденцією на сучасному етапі господарювання у лісах Волинської області поряд із забезпеченням безперервного, невиснажливого та раціонального використання лісових масивів є збереження і посилення рекреаційної, водоохоронної, захисної, кліматорегулювальної, санітарно-гігієнічної та інших корисних функцій лісових екосистем.

З усіх видів господарської діяльності на лісове середовище найбільший вплив здійснюють рубання головного користування, а застосовувані під час їх проведення технологічні процеси лісозаготівлі не завжди відповідають специфіці природно-кліматичних умов даного регіону.

Під час проведення лісосічних робіт відбувається процес перемішування, ущільнення та часткового переміщення ґрунту як під час влаштування волоків, так і в період заготівлі деревини. Зазвичай, найбільший вплив на лісові ґрунти здійснюють шляхи первинного транспортування деревини – волоки. Тому одним із основних заходів, спрямованих на забезпечення екологізації лісів Волинського Полісся, є раціоналізація первинного транспортування круглих лісоматеріалів, особливо пошук рішень з вибору оптимальних систем машин для наземного трельовання.

Аналізуючи лісистість території Волинської області, ми дійшли висновку, що найбільша залісненість характерна для Полісся.

У Поліській зоні області в породному складі дерев переважає сосна – близько 58%, дуб – 13%, вільха – 13% та береза – 12%, що в загальному становить 96%. Менші площі займають граб і осика, а ще менш поширеними є ялина та ясен.

Характерним типом для Полісся є чисті соснові ліси, які поширені на вододілах та давніх терасах річок, вкритих пісками, і належать до Любомльського, Шацького, Старовижівського, Любешівського та Маневецького районів, серед яких окремими масивами трапляються дубово-грабові насадження. У Ратнівському районі за р. Прип'ять ліс складається з ялини, сосни, граба, чорної вільхи, берези, ясена та клена [2].

Зрозуміло, що лісогосподарський комплекс Волинської області швидкими темпами розвивається саме у цих районах, а оскільки ґрунтова поверхня лісотранспортних шляхів зазнає значних пошкоджень від рушіїв лісових машин та деревини, що трелюється, величина цього пошкодження, у свою чергу, залежить від типу лісотранспортного засобу (наземний чи повітряний), виду рушія (колісний чи гусеничний), маси трелювального засобу з деревиною, так і в значній мірі від характеристик лісового ґрунту. Тому вважаємо доцільним проведення аналізу стану ґрунтів поліської зони області.

Для вищевказаної зони основними факторами ґрунтоутворення є наявність кислих безкарбонатних порід, рівнинний і слабохвилястий характер місцевості, вологий клімат. В результаті взаємодії цих чинників у поліській зоні основними є підзолистий, дерновий та болотний процеси ґрунтоутворення. Тому на підвищених елементах рельєфу утворилися дерново-підзолисті, опідзолені і чорноземні ґрунти. На відносно понижених елементах рельєфу при близькому заляганні до поверхні рівнів ґрунтових вод дернова стадія змінюється болотною [2].

Отже, для північної частини Волинської області характерною є наявність великих площ заболочених ґрунтів – як мінеральних, так і торфових.

В результаті активного ведення лісозаготівельного процесу у поліській зоні області особливо великої шкоди ґрунтовому покриву завдають прокладання і експлуатація лісотранспортних шляхів (доріг, трелювальних волоків). Як наслідок такого впливу, можна спостерігати ряд пошкоджень ґрунтового покриву. Найчастіше зустрічаються геомеханічні порушення – насипи та виїмки усіх форм локалізації: точкові, лінійні, площинні та об'ємні. Якщо виїмки і насипи є характерними для будь-яких промислових систем, де прокладають дорогу, то ерозії викликають занепокоєння, оскільки є потенційно найістотнішими негативними змінами у лісовому середовищі.

Розвитку ерозійних процесів у поліській зоні сприяє значне зволоження ґрунтового покриву, що спричинене частим випаданням опадів, поверхневим заляганням ґрунтових вод, підтопленням; непродумане ведення господарства, а саме знищення та непомірне вирубування лісів, що в свою чергу призводить до позбавлення ґрунту захисного покриву.

Лісова машина, рухаючись по ґрунтовій поверхні з низькою витримувальною здатністю, заглиблюється в ґрунт під дією сили власної ваги, а із збільшенням вологості витримувальна здатність ґрунту зменшується і процес заглиблення підсилюється. Повторні

проходи важких лісових машин тими ж маршрутами призводять до утворення колії, що і є характерним для торфових лісових ґрунтів поліської зони. Колієутворення спричинює значне ущільнення ґрунту. Під час руху лісові машини часто буксують, внаслідок чого руйнується опорна поверхня, зміщуються ґрунтові компоненти на глибину до 50 мм, пошкоджується коріння і на перезволожених ґрунтах може утворитися пульпа (текуча глина).

Трелювання деревини в зимовий період в умовах промерзлого ґрунту є ефективнішим, а саме призводить до менших пошкоджень ґрунтової поверхні і, вважаємо, є доцільним для використання в умовах Полісся.

Особливо незадовільним станом ґрунтової поверхні за одних і тих же способів трелювання деревини характеризується суцільне рубання, внаслідок якого площа пошкодженого ґрунту становить 40–85 % загальної площі лісосіки. На лісосіках з поступовим або вибірконим рубанням ґрунт пошкоджується вдвічі менше [1].

Пошкодження ґрунтового покриву призводить також і до фітоценотичних порушень, а саме пошкодження дерев, знищення підросту, видозміни трав'яної рослинності, що в значній мірі утруднює поновлення лісу, а також сприяє заміні цінних лісових порід малоцінними.

Висновок. У зв'язку із швидкими темпами росту лісозаготівельного процесу в поліській зоні Волинської області, який призводить до створення ряду факторів, які негативно впливають на лісове середовище, зокрема в значній мірі на його ґрунтовий покрив, вельми актуальним є комплексний підхід до вивчення негативних наслідків такого впливу з метою зменшення і запобігання руйнуванню лісових екосистем.

Для збереження ґрунтових умов під час лісозаготівлі необхідно враховувати системи рубок, топографічні і погодні умови, конструктивні особливості лісової машини та інтенсивність лісозаготівельних впливів.

Література

1. Стиранівський О. Основи екологізації лісозаготівлі та транспорту лісу: Навч. посіб. – Львів, 2008. – 105 с.
2. Шевчук М.Й., Зінчук П.Й., Колошко Л.К., Пучик О.В., Трускавецький Р.С., Фалюш В.В., Шворак А.М., Зінчук М.І., Бондарчук С.П., Павлюк В.М. Ґрунти Волинської області. – Луцьк, 1999. – 160 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

УДК 631.53.04

© В.П. Ковбаса, д.т.н.; Л.Н. Матюшенко
Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ ЛІСОСАДИЛЬНИХ МАШИН ТА ЇХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

У статті викладено результати теоретичних досліджень аналізу лісосадильних машин та їх робочих органів.

ЛІСОСАДИЛЬНА МАШИНА, ПОСАДКА, КЛАСИФІКАЦІЯ, РОБОЧИЙ ОРГАН, ПОЛИВ.

Постановка проблеми. На даний час постала проблема в ще недосліджених теоретичних основах взаємодії лункоутворюючих робочих органів дискретної дії з урахуванням механічних властивостей ґрунту, що є необхідним для забезпечення оптимальних параметрів і режимів роботи робочих органів, які повинні забезпечити якісне приготування посадкового місця.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Однією з основних операцій у лісовому комплексі є посадка молодих насаджень. Удосконалення технології, процесу посадки і засобів реалізації процесів відіграє важливу роль у цій галузі. Саме цими питаннями займалися ряд винахідників, які займалися розробкою лісових саджалок, зокрема росіяни: Боровков В.В., Бабайлов В.Є. (а.с.№1547740), які обладнали горизонтальною рамкою захватно-висаджувальний механізм і шарнірно встановили на нижній частині двоплечого ричага підпружинене водило, що дало змогу знизити собівартість лісовідновлювальних робіт за рахунок виключення корчування, прибирання пнів; Аляб'єв А.Ф., Зінін В.Ф. (а.с.№1021378) виконали садильний апарат клиневидним з керуючим гальмом, на кожному клині якого розміщені лункоутворювачі і загортачі, що дало можливість покращити технологічний процес на тяжких ґрунтах і на вирубках; Шелманов А.І., Постніков В.В. (а.с.№1547740) з ціллю підвищення продуктивності машини за рахунок покращення умов виходу сошника із ґрунту шарнірний зв'язок поводка із сошником виконали у вигляді додаткового направляючого пристрою; Широнін А.Л. (а.с.№1463163) з метою спрощення конструкції та підвищення надійності в роботі раму саджалки обладнав направляючим пристроєм; науковець із США – П.І. Єжак (патент США №4436039), який для підвищення продуктивності за рахунок автоматизації процесу посадки обладнав саджалку пристроєм для переміщення контейнерів із посадковим матеріалом, та інші.

Мета досліджень – проаналізувати існуючі лісосадильні машини і їх робочі органи для визначення подальшого напрямку дослідження та розробки нових або удосконалення існуючих технічних рішень садильних робочих органів.

Результати досліджень. Одним із найбільш трудомістких технологічних процесів у лісовому комплексі є посадка молодих насаджень. Саме від цього значною мірою залежить успіх вирощування лісових культур. Для підвищення продуктивності праці і поліпшення якості робіт застосовують лісосадильні машини. Класифікують їх за різними ознаками (рис.1).

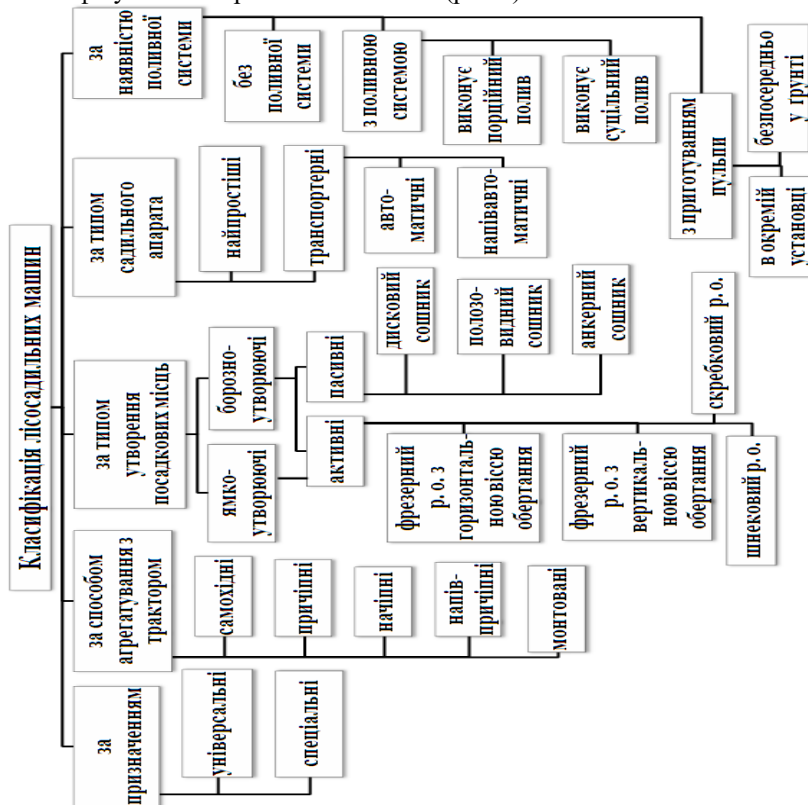


Рис. 1. Класифікація лісосадильних машин

Залежно від умов застосування сучасні саджалки поділяють на кілька груп: для садіння по скибах і мікропідвищеннях; на зрубках із перезволоженими ґрунтами; на зрубках з дренажними ґрунтами; на

відкритих площах і при ползахисному лісорозведенні; у поливних умовах; на піщаних і кам'янистих ґрунтах; на терасах; у шкільках розсадників; для садіння та пересаджування великих саджанців [1].

Незважаючи на різні умови проведення лісонасаджень, всі лісосадильні машини мають загальну технологічну схему посадки. Землерийний робочий орган утворює у ґрунті ямку чи суцільну борозну, в яку подається рослина вручну чи за допомогою посадкового апарата, здійснюється полив поливною системою, якщо така є, прикочувальними катками – загортання після чого вирівнювання поверхні здійснюється за допомогою спеціальних загортачів чи прикочувальними катками. Через проміжок часу процес повторюється.

Деякі машини обладнані такою поливною системою, яка дозволяє виконувати полив тільки після загортання лунки, що є небажаним, оскільки омивається корінець рослини, вода поглинається ґрунтом і вже оголена нижня частина саджанця буде вразливою до сонячних променів і решти кліматичних чинників. Тому полив треба здійснювати до загортання посадкового місця.

Є такі способи посадки лісу: похиле і пряме садіння на розчищених площах, на вирубках з попередньою обробкою ґрунту та без неї, на мікропідвищеннях, садіння з поливом, на перезволожених ґрунтах, з брекетованою кореневою системою.

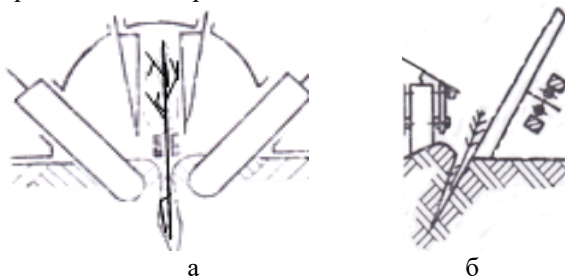


Рис. 2. Основні способи посадки лісових культур [2, 3]: а – пряме садіння; б – похиле садіння

Посадочне місце може бути різного розміру, в залежності від розміру рослини, і форми, залежно від якоутворювача (рис.3). За садивний матеріал беруть сіянці, саджанці чи живці.

Часто для озеленення міст, насаджень парків використовують великомірний посадковий матеріал. Для цього застосовують начіпні тракторні ямокопачі і спеціальні машини для пересадки великих дерев з комом землі.

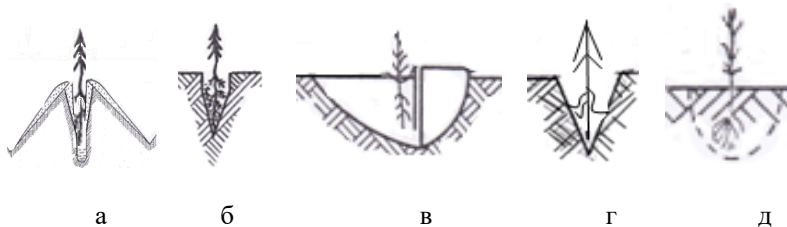


Рис. 3. Можливі форми посадкових місць, що утворюються такими лісосадильними машинами: а – лункоутворювачем Е. В. Шкіопу; б – саджалкою В. Ф. Зініна; в – машиною Г. А. Ларюхіна; г – машиною А. М. Ципука; д – саджалкою А. В. Усанова

Часто механізована посадка дає хороші результати, але кожна машина має свої недоліки. Основними недоліками відомих машин є значна енергозатратність, низька якість посадки, великі витрати води – при безперервному поливі, неякісне приготування посадкового місця і його загортання, складна конструкція, трудомісткість обслуговування, низька експлуатаційна надійність, мала продуктивність, відсутність деяких важливих робочих органів. Для того, щоб їх усунути, треба розглянути і удосконалити кожен основний вузол машини. Це є землерийний робочий орган, поливна система, садильний апарат, загортальний пристрій.

Якість розпушування ґрунту у місці посадки, від якої залежить приживання рослин, визначається характером ямки чи борозноутворювача. Таких розрізняють два типи: пасивні і активні.

До пасивних відносять сошники: коробчастий з гострим кутом входження, який припіднімає на поверхню ґрунт нижнього шару, полозовидні з тупим кутом, що діє навпаки, і дискові – ефективні на дуже вологих ґрунтах, добре перерізують корені або перекочуються через них. Використання коробчастого сошника вимагає попереднього розпушування, а на засміченій рослинними рештками ділянці – комбінування із полозовидним. Останній, в свою чергу, іще вимогливіший до якості обробки ґрунту. Його заглиблення регулюється зміною вертикального навантаження.

Таким чином, маючи широке розповсюдження, робочі органи пасивного типу (рис.4) мають деякі недоліки: не забезпечують якісного приготування посадкового місця на важких ґрунтах, нестійкі по глибині ходу.

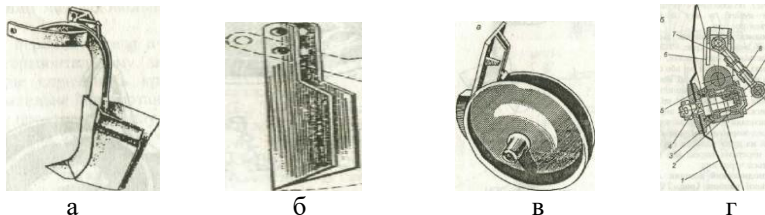


Рис. 4. Пасивні робочі органи лісосадильних машин [1]: а – коробчастий з гострим кутом входження у ґрунт (анкерний); б – хиткий ножеподібної форми (полосовидний); в – дводисковий; г – однодисковий

Активні робочі органи (рис.5) поділяються на фрезерні (з вертикальною і горизонтальною віссю обертання) і шнекові.

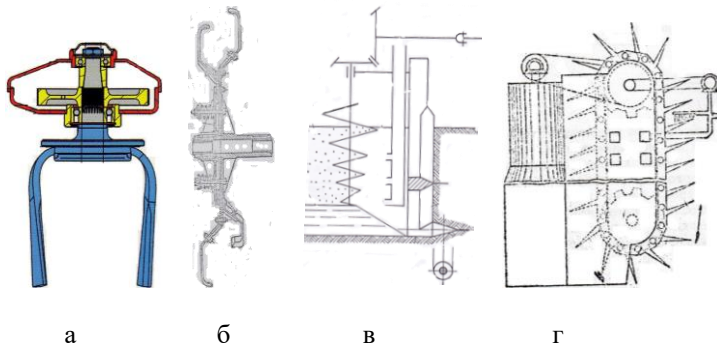


Рис. 5. Активні робочі органи лісосадильних машин: а – фрезерний з вертикальною віссю обертання; б – фрезерний з горизонтальною віссю обертання [5]; в – шнековий [4]; г – скребковий робочий орган [6]

Фрезерні робочі органи з горизонтальною віссю обертання містять диск із закріпленими по периферії С-подібними ножами. Вісь обертання розташована перпендикулярно до напрямку руху машини. В залежності від напрямку обертання диска розрізняють фрези з прямим і зворотнім обертанням. Недоліками такої фрези стало занадто велике розпилення ґрунту та руйнування його структури і необхідність комбінувати її з коробчастим сошником.

Робочі органи активного типу з вертикальною віссю обертання має вертикальний конічний шнек, оснащений ножем-пером, змонтованим у нижній його частині і ексцентрично до вісі обертання.

Під час оцінки переваг фрези порівняно зі звичайними сошниками спостерігається краще розпушування ґрунту, необхідне для приймання рослин, а також стабільність заданої глибини посадки.

Скребкові робочі органи зазвичай використовуються у траншейних копачах. Вони являють собою замкнуту втулково-роликівий ланцюг зі встановленими на ньому у визначеній послідовності скребками. Скребки можуть бути одночасно ріжучі і транспортуєчі ґрунт, скребки, тільки ріжучі ґрунт, і скребки, тільки транспортуєчі його після підрізання, які використовуються в комбінації. При деякій конструктивній складності, порівняно з фрезерним, скребковий робочий орган має ряд вагомих переваг. Він має менші габарити і поєднується з посадковою секцією, менше розкидає ґрунт, тим самим полегшує можливість роботи саджальників (без закидання їх ґрунтом). Проте має в 2 і 2,5 рази меншу швидкість.

Висновок. Провівши аналіз, можемо сказати, що в лісосадильних машинах для забезпечення якості посадки краще використовувати робочі органи дискретної дії з одночасним локальним поливом саджанців.

Подальші дослідження необхідно спрямувати до пошуку технічних рішень щодо таких робочих органів та обґрунтування раціональних параметрів і режимів їх роботи.

Література

1. І. М. Зима, Т. Т. Малюгін. Механізація лісгосподарських робіт: Підручник. – 4 – те вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма “ІНКОС”, 2006. – 488 с.
2. А. с. 1483242. М. Кл. 01 С 11с /02. Садильна машина / А. І. Пахомов, Ф. Ф. Мишков, Б. К. Бугай (СССР). – Оуб. 03. 11. 72. Бюл. 34. – 3 с.
3. А. с. 1326651. М. Кл. А 01 С 11/02. Лісосадильна машина / Г. А. Ларюхін, В. П. Морєєв, В. І. Нікітін (СССР). – Оуб. 09. 11. 72. Бюл. 2. – 2 с.
4. А. с. 2507904. М. Кл. А 01 С 11/02. Пристрій для утворення посадкових борозен / Е. В. Шкіопу (СССР). – Оуб. 07. 04. 81. Бюл. 13. – 3 с.
5. А. с. 385795. М. Кл. А 01 С 11/02. Машина для утворення борозен / І. С. Полтавцев (СССР). – Оуб. 28. 02. 50. – 4 с.
6. А. с. 53476. М. Кл. А 01в 13/16. Пристрій для риття каналів / Я. І. Хазинюк (СССР). – Оубл. 30. 09. 30. – 2 с.

УДК 631.365:631.53.01:633.2

© Л.Ю. Кокалюк

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ШВИДКОСТІ СУШИЛЬНОГО АГЕНТА ЗА ВИСОТОЮ ШАРУ НАСІННЕВОГО МАТЕРІАЛУ

У статті представлено математичну модель, яка дозволяє встановити зміну швидкості потоку сушильного агента за висотою шару матеріалу з врахуванням його структурних характеристик в запропонованій сушарці.

СУШАРКА, СПІРАЛЕПОДІБНА ПЕРФОРОВАНА ПОВЕРХНЯ, НАСІННЕВИЙ МАТЕРІАЛ, ШВИДКІСТЬ СУШИЛЬНОГО АГЕНТА.

Постановка проблеми. У даний час більшість сушарок, що використовуються в господарствах для сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів, застарілі. Вони не дозволяють забезпечити оптимальні режими сушіння, внаслідок чого зростає енергоємність процесу та знижується його продуктивність. Крім того, недотримання режимів сушіння призводить до погіршення якісних показників матеріалу. Необхідно, щоб нові сушильні засоби відповідали наступним вимогам: низька енергоємність процесу сушіння, висока продуктивність, забезпечення збереження якісних показників матеріалу, спрощення конструкції та зниження її металосмістості, повна автоматизація технологічного процесу. Тому дослідження процесу сушіння, направлені на вирішення проблеми енергозбереження, мають велике наукове і практичне значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В Україні господарствами використовуються сушарки вітчизняного виробництва та закордонні зразки колонкових, бункерних та шахтних сушарок. Разом з перевагами ці сушарки мають істотні недоліки, що перешкоджає інтенсифікації процесу сушіння. Це і необхідність повторних проходжень матеріалу, неповне використання потенціалу сушильного агента, нерівномірність нагрівання матеріалу в сушильній камері, низька продуктивність, мала площа контакту теплоносія і оброблюваного матеріалу.

Усунення цих негативних явищ може бути досягнуто шляхом розробки нової конструкції сушарки. Варіант рішення в цьому напрямку реалізований в сушарці з спіралеподібною перфорованою поверхнею [1].

Мета статті. Метою дослідження є розробка математичної моделі процесу вентилявання насіннєвого матеріалу, що дозволяє визначити зміну швидкості сушильного агента за висотою шарів матеріалу у сушарці з спіралеподібною перфорованою поверхнею.

Результати дослідження. Розглянемо процес проходження сушильного агента (далі СА) в сушарці через шар матеріалу нескінченно малої ширини dx загальною висотою H вздовж вертикальної осі y знизу вверх (рис. 1). Загальна висота шару матеріалу складається з суми висот шарів, що розміщені на витках спіралеподібною перфорованою поверхні вздовж осі y , тобто:

$$H = h_1 + h_2 + \dots + h_n, \quad (1)$$

де h_1, h_2, \dots, h_n – висота n -го шару матеріалу вздовж вертикальної осі y .

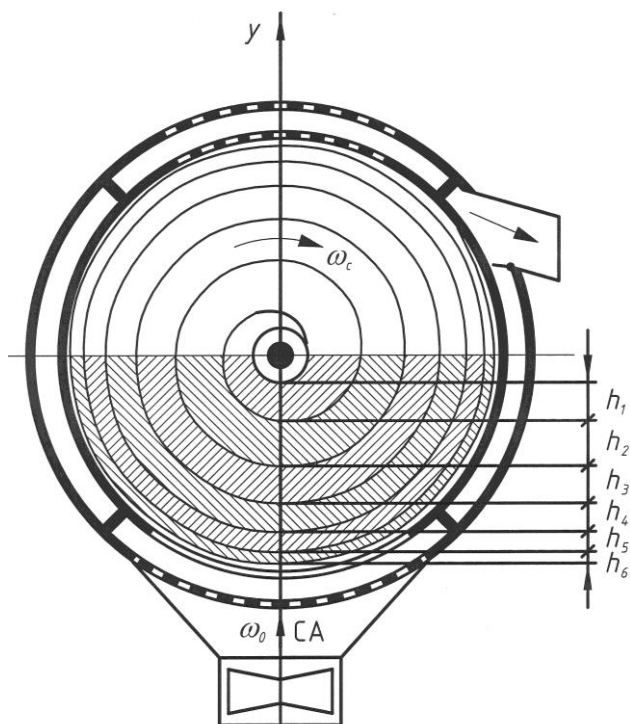


Рис. 1. Розрахункова схема процесу вентилявання матеріалу в сушарці

Для подальшого дослідження приймаємо наступні припущення: СА рухається через розглядуваний шар матеріалу знизу вверх вздовж осі y ; розглядається встановлений процес сушіння; матеріал повністю заповнює простір між витками спіралеподібної перфорованої поверхні вздовж осі y ; в межах висоти кожного n -го шару матеріал рівномірно розподілений та має однакові властивості, параметри та склад; втратами напору СА під час проходження через спіралеподібну перфоровану поверхню нехтуємо.

Кутова швидкість обертання спіралеподібної перфорованої поверхні ω_c залежить від тривалості сушіння матеріалу τ_c , початкових параметрів матеріалу та СА, а також загальної висоти шару H . Встановивши загальний час сушіння матеріалу τ_c та обґрунтувавши конструктивно найбільший кут спіралі φ_k , кутову швидкість обертання спіралеподібної перфорованої поверхні можна визначити наступним чином:

$$\omega_c = \frac{\varphi_k}{\tau_c}, \quad (2)$$

де τ_c – загальний час сушіння, с; φ_k – найбільший кут спіралі, рад.

Кількість шарів матеріалу n , з яких складається шар матеріалу висотою H , визначається кількістю повних витків спіралі, тобто:

$$n_c = \frac{\varphi_k}{2\pi}. \quad (3)$$

Отримане значення заокруглюється до найближчого меншого цілого числа.

За час сушіння τ_c матеріал переміщується поверхнею в межах кута її скручування (кут спіралі) від $\varphi=0$ до $\varphi=\varphi_k$. У загальному випадку висоту кожного з шарів залежно від кута за яким скручена спіралеподібна поверхня можна визначити:

$$h_n(\varphi) = r(\varphi) - r(\varphi - 2\pi), \quad (4)$$

де φ – кут спіралі до місця розміщення розглядуваного шару матеріалу (основи шару), який можна записати таким чином $\varphi = \omega_c \tau$ (де τ – час сушіння); $r(\varphi)$, $r(\varphi - 2\pi)$ – відповідно радіуси спіралі в полярних координатах з кутом спіралі φ та $\varphi - 2\pi$.

Радіуси спіралі $r(\varphi)$ та $r(\varphi - 2\pi)$ визначаються за рівнянням спіралі за якою скручена спіралеподібна перфорована поверхня [2]:

$$r(\varphi) = r_0 + t\varphi - Kr_0 e^{m\varphi}, \quad (5)$$

де r_0 – найменший радіус витка спіралі, m ; t – коефіцієнти, що залежать від найбільшого радіуса витка спіралі r_k та відповідного йому кута φ_k ; K – конструктивний коефіцієнт [2].

Коефіцієнти m і t визначаються наступним чином:

$$m = \frac{I}{\varphi_k} \ln \left(\frac{r_k}{r_0} \right) \text{ і } t = \frac{r_k - r_0}{\varphi_k}. \quad (6)$$

Враховуючи залежність (4), висоту для кожного з шарів, що в момент часу сушіння τ знаходяться вздовж вертикальної осі y та утворюють шар загальною висотою H , можна записати:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_1 = r(\omega_c \tau) - r(\omega_c \tau - 2\pi); \\ h_2 = r(\omega_c \tau + 2\pi) - r(\omega_c \tau); \\ h_3 = r(\omega_c \tau + 4\pi) - r(\omega_c \tau + 2\pi); \\ \dots\dots\dots \\ h_n = r(\omega_c \tau + 2\pi(n-1)) - r(\omega_c \tau + 2\pi(n-2)); \\ H = \sum_{n=1}^{n_c} [r(\omega_c \tau + 2\pi(n-1)) - r(\omega_c \tau + 2\pi(n-2))]. \end{array} \right. \quad (7)$$

Для системи рівнянь (7) час змінюється в межах $\frac{2\pi}{\omega_c} \leq \tau \leq \frac{4\pi}{\omega_c}$,

тобто визначається тривалістю знаходження шару на верхньому витку спіралі.

Враховуючи систему (7), вологість кожного з шарів, що в момент часу сушіння τ знаходяться вздовж вертикальної осі y та утворюють шар загальною висотою H , можна записати:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_1 = W(\tau); \\ W_2 = W\left(\tau + \frac{2\pi}{\omega_c}\right); \\ W_3 = W\left(\tau + \frac{4\pi}{\omega_c}\right); \\ \dots\dots\dots \\ W_n = W\left(\tau + \frac{2\pi(n-1)}{\omega_c}\right). \end{array} \right. \quad (8)$$

Зміна швидкості повітряного потоку за висотою шару матеріалу згідно з [3]:

$$\omega = \omega_0 e^{-\frac{\xi \mu h}{2d_{ek}}}, \quad (9)$$

де ω_0 – початкова швидкість повітряного потоку віднесена до перерізу всього шару, м/с; ξ – коефіцієнт аеродинамічного опору шару; μ – структурний фактор; h – висота шару матеріалу, на якій визначається швидкість СА, м; d_{ek} – еквівалентний діаметр для шару матеріалу, м.

Об'єднуючи системи (7), (8) та враховуючи залежність (9), отримаємо математичну модель, що дозволяє встановити зміну швидкості потоку СА за висотою шару матеріалу в запропонованій сушарці:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_n = r(\omega_c \tau + 2\pi(n-1)) - r(\omega_c \tau + 2\pi(n-2)); \\ W_n = W \left(\tau + \frac{2\pi(n-1)}{\omega_c} \right); \\ \omega_n = \omega_{n+1} \cdot e^{-\frac{\xi \pi \mu_h K_s h_n}{2\psi^2}}; \\ \omega_{n_c+1} = \omega_0; \\ \omega_H = \omega_2 \cdot e^{-\frac{\xi \pi \mu_h K_s h_2}{2\psi^2}}; \\ H = \sum_{n=1}^{n_c} [r(\omega_c \tau + 2\pi(n-1)) - r(\omega_c \tau + 2\pi(n-2))]; \\ r(\varphi) = r_0 + t\varphi - Kr_0 e^{m\varphi}; \\ \frac{2\pi}{\omega_c} \leq \tau \leq \frac{4\pi}{\omega_c}; n = 1, 2, \dots, n_c. \end{array} \right. \quad (10)$$

Використовуючи отриману математичну модель (10), побудуємо графічну залежність зміни швидкості СА за загальної висотою шару матеріалу в сушарці з спіралеподібною перфорованою поверхнею (рис. 2).

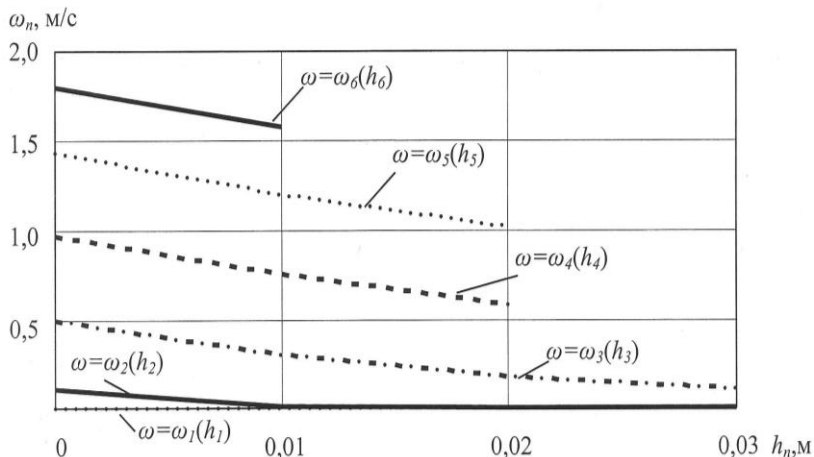


Рис. 2. Графічна залежність зміни швидкості СА за загальної висотою шару (вороху насіння райграса пасовищного) в сушарці з спіралеподібною перфорованою поверхнею ($n=6$; $\omega_0=1,8$ м/с; $K_s=47,86$; $W=18...25\%$; $\psi=0,69...0,72$)

Висновок. Таким чином, за допомогою математичної моделі (10) можна визначити зміну швидкості СА за висотою шарів матеріалу з врахуванням їх аеродинамічних та структурних характеристик.

Література

1. Пат. № 85766 Україна, МПК (2009) F26 B11/00. Барабанна сушарка / Дударев І.М., Кірчук Р. В., Кокалюк Л.Ю.; заявник і власник патенту Луцький державний технічний університет. – № а200706074; заявл. 01.06.2007р.; опубл. 25.02.2009, Бюл. №4.
2. Кокалюк Л.Ю. Обґрунтування параметрів барабанної сушарки / Л.Ю. Кокалюк, Р.В. Кірчук, І.М. Дударев // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.– вид. відділ ЛНТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 186 – 193.
3. Кокалюк Л.Ю. Дослідження аеродинамічних характеристик шару вороху насіння трав / Л.Ю. Кокалюк, І.М. Дударев, Р.В. Кірчук // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”. – Кіровоград: КНТУ, 2009.– Вип. 39. – С. 230 – 237.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.3

© Р.Д. Кузьмінський, к.т.н.

Львівський національний аграрний університет

ЗАСАДИ ОБҐРУНТУВАННЯ ПОЛІТЕХНОЛОГІЧНОЇ СПЕЦІАЛІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧИХ ПІДРОЗДІЛІВ РЕМОНТНИХ ПІДПРИЄМСТВ

У статті викладена методика обґрунтування політехнологічної спеціалізації технологічних ліній ремонтних підприємств за результатами дослідження організаційно–технологічної сумісності об'єднання в спільному потоці різних технологічних процесів. Подано порівняльні результати доцільності створення технологічних ліній поліпредметної та політехнологічної спеціалізації на прикладі технологічних процесів розбирання та складання колісних редукторів тракторів Т–150К і бортових передач тракторів Т–150.

РЕМОНТ, ТЕХНОЛОГІЯ, СУМІСНІСТЬ, ПОТІК, РОЗБИРАННЯ.

Постановка проблеми. Незначні програми ремонтних підприємств є однією з головних причин низької ефективності технологічних процесів (ТП) ремонту. Діючі ремонтні підприємства збільшували річні програми, об'єднавши в спільному потоці ТП ремонту різних об'єктів на гнучких технологічних лініях (ТЛ) та дільницях (ТД) поліпредметної спеціалізації. Однак навіть гнучкі ТЛ чи ТД поліпредметної спеціалізації з елементарною виробничою структурою (кількість обладнання кожного типу $K_r=1$) мають продуктивності $Q_{ТЛ}$, які значно перевищують чинні програми ремонту W_p . Це визначає потребу пошуку додаткових шляхів наближення продуктивності ТЛ чи ТД до річних програм ремонту. Однією з можливостей є застосування поряд з поліпредметною ще й політехнологічної спеціалізації – створення ТЛ, здатних реалізовувати різні ТП, наприклад ТП розбирання–складання, які є найбільш трудомісткими у ремонтному виробництві.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Доцільність застосування поліпредметної спеціалізації визначається властивістю організаційно–технологічної сумісності (ОТС) процесів ремонту різних об'єктів у спільному потоці. Ця властивість обумовлена подібністю конструкції, однотипністю технології та предметною гнучкістю ремонтно–технологічного обладнання, що застосовуються, і, як наслідок, подібністю технологічної та виробничої складової функціональної структури ТП ремонту об'єктів різних марок.

Організаційно–технологічна сумісність залежить як від співвідношення часткових програм ремонту різних об'єктів у загальній річній програмі ремонту, так і від самого значення загальної річної програми ремонту [5].

Для кількісної оцінки властивості ОТС запропонована система показників, які розраховуються: для окремого значення такту (окремого значення продуктивності гнучкої ТЛ) за умови, що будь–які співвідношення часткових програм ремонту в загальній річній програмі – рівноймовірні випадкові величини; для гнучкої ТЛ загалом – за додаткової умови, що загальна річна програма ремонту – рівноймовірно розподілена у всьому інтервалі продуктивності цієї гнучкої ТЛ випадкова величина [4].

Система показників ОТС включає три коефіцієнти: 1) коефіцієнт ОТС α характеризує ймовірність виникнення такого співвідношення часткових програм ремонту, які лежать в межах зон ОТС (коли об'єднання в спільному потоці є доцільним – забезпечить отримання економії річних приведених технологічних витрат $\Delta Z > 0$); 2) коефіцієнт рівня ОТС β характеризує ймовірність отримати впродовж достатньо тривалого часу T економію річних приведених технологічних витрат ΔZ від об'єднання в спільному потоці ТП ремонту різних об'єктів; 3) коефіцієнт відносного рівня ОТС γ , який показує на скільки суттєвою відносно річних приведених технологічних витрат на ремонт у спільному потоці буде отримана економія ΔZ .

Встановлено основні закономірності зміни показників ОТС від такту роботи ТЛ різної продуктивності [6, 7].

Мета дослідження – підвищення ефективності ТП ремонту за рахунок вивчення можливості застосування політехнологічної спеціалізації для ТЛ і ТД виробничих підрозділів ремонтних підприємств.

Результати дослідження. Досліджувались ТП розбирання та складання колісних редукторів тракторів ХТЗ–121 (Т–150К) та бортових передач тракторів Т–150 під час їх ремонту.

Аналіз об'єктів ремонту полягав у визначенні особливостей їх конструкції та формального їх запису у вигляді моделі конструкції G_K (X_K , Y_K) – зваженого орієнтованого графа, де множина вершин X_K символізує складальні одиниці та деталі, а множина ребер Y_K вказує на характер конструктивних зв'язків між ними.

Аналіз конструкції колісних редукторів та бортових передач показав, що ці агрегати трансмісії є дуже подібні за будовою.

Технологія розбирально–складальних робіт і ремонтно–технологічне обладнання було прийнято з урахуванням рекомендацій ХТЗ [1, 3, 8].

Нормування робіт виконано з використанням розрахунково–аналітичного, досвідно–статистичного методів і методу порівняння [2]. Об'єктами нормування були елементарні технологічні операції (ЕТО) – фізично завершені, конструктивно та технологічно неподільні складові ТП, які в процесах розбирання–складання відповідають зняттю або встановленню складальної одиниці чи деталі (групи складальних одиниць чи деталей).

З метою визначення переліку всіх ЕТО, а також можливої черговості їх виконання побудовано невпорядковані моделі ТП розбирання та складання колісних редукторів і бортових передач, а також комплексні невпорядковані моделі ТП поліпредметної та політехнологічної спеціалізації [9].

Впорядкування моделей ТП полягало у приведенні їх у відповідність до тривалості такту τ шляхом розподілу всієї множини ЕТО між робітниками по робочих місцях технологічних позицій з урахуванням часових та орієнтуючих зв'язків, а також за дотримання умови – сума тривалостей операцій, які виконуються одним робітником, на одному робочому місці та однією одиницею обладнання не повинна перевищувати тривалість такту.

Оскільки невпорядковані моделі ТП передбачають можливість одночасного виконання ЕТО, то під час впорядкування для кожного такту τ розглядалися прямоочна (ПР), розгалужена (Р) та частково розгалужені (ЧР) відміни процесів [9]. Результатом впорядкування для кожного такту τ та кожної відміни ТП був розклад операцій, який визначав місце виконання операції, моменти їх початку та закінчення, а також можливу затримку початку виконання.

За результатами синтезу розкладів виконання ЕТО для кожного значення такту τ визначались параметри (фронт ремонту f , кількість робітників u , кількість обладнання різних типів K_r) та показники ефективності (тривалість технологічного процесу $T_{т.п.}$, коефіцієнти використання фондів робочого часу робітників η_u та обладнання різних типів η_r) ТП.

Результати вибору раціональних відмін ТП, які розглядалися, уможливили синтез параметричних рядів виробничих структур як спеціалізованих, так і гнучких ТЛ (поліпредметної та політехнологічної спеціалізації) різної продуктивності [9].

За результатами розрахунку показників ОТС встановлено їх залежності від продуктивності окремих гнучких ТЛ поліпредметної

монотехнологічної спеціалізації (рис. 1), політехнологічної моно-предметної спеціалізації (рис. 2). Ці залежності показників ОТС від продуктивності гнучких ТЛ поліпредметної та політехнологічної спеціалізації мають однакові закономірності зміни:

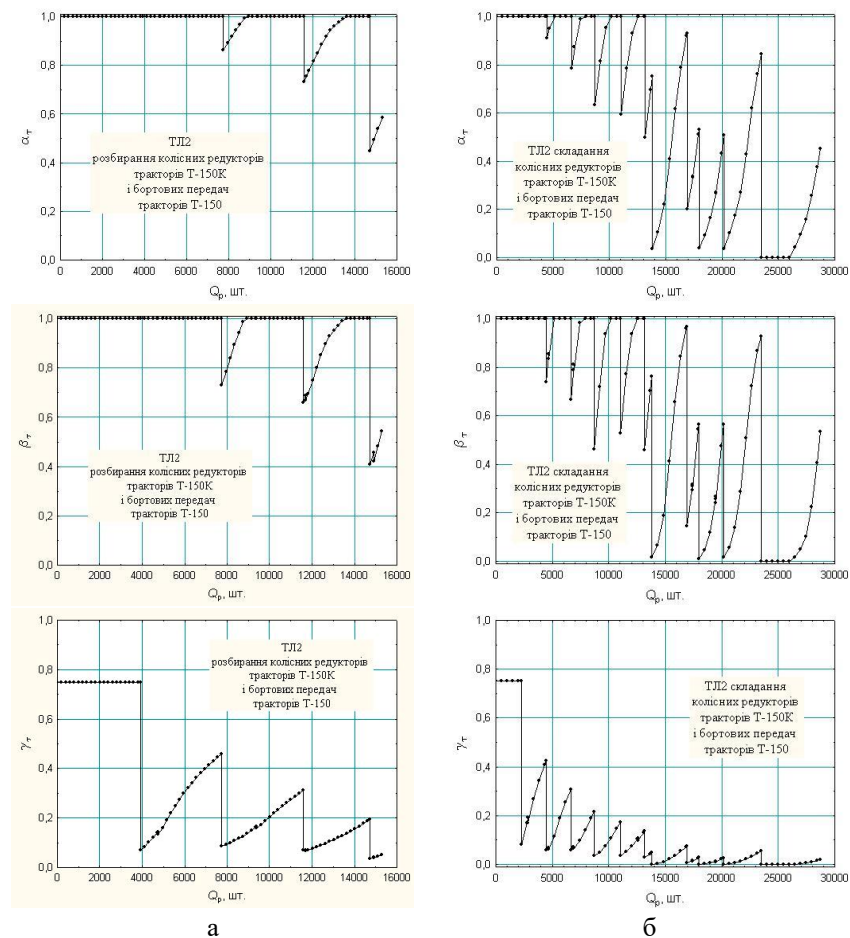


Рис. 1. Залежності показників ОТС процесів розбирання (а) та складання (б) у спільному потоці колісних редукторів тракторів Т-150К та бортових передач тракторів Т-150 від продуктивності ТЛ монотехнологічної поліпредметної спеціалізації

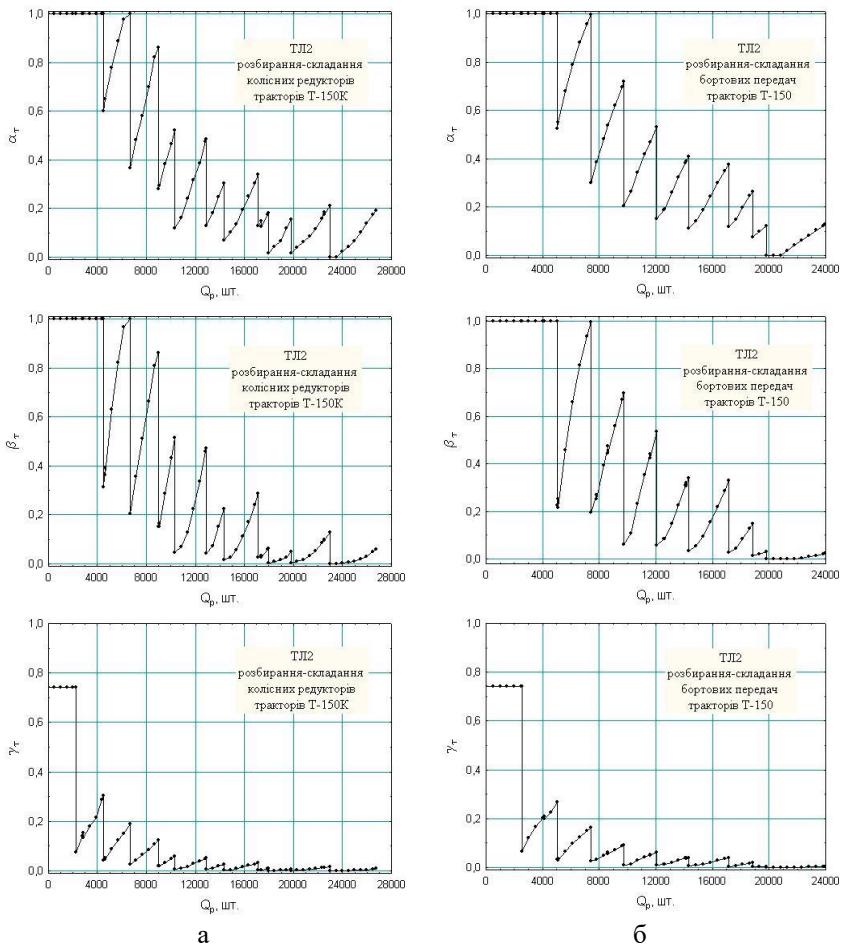


Рис. 2. Залежності показників ОТС процесів розбирання–складання у спільному потоці колісних редукторів тракторів Т–150К (а) та бортових передач тракторів Т–150 (б) від продуктивності ТЛ політехнологічної монопредметної спеціалізації

- якщо для окремого значення продуктивності Q_p гнучкої ТЛ має місце лише зона ОТС, то $\alpha_\tau = \beta_\tau = 1$, а $\gamma_\tau \in [0; 1]$;
- якщо для окремого значення продуктивності Q_p гнучкої ТЛ має місце лише зона організаційно–технологічної несумісності (ОТН), то $\alpha_\tau = \beta_\tau = \gamma_\tau = 0$;

- якщо для окремого значення продуктивності Q_p (такту τ_k роботи гнучкої ТЛ) виділені як зони ОТС, так і зони ОТН, то $\alpha_\tau \in [0;1]$, $\beta_\tau \in [0;1]$ і $\gamma_\tau \in [0;1]$. У такому разі, із зменшенням завантаження ТЛ за продуктивністю (зі зростанням такту τ_k їх роботи), однак у межах використання однієї технологічної відміни процесу, значення коефіцієнтів α_τ , β_τ і γ_τ зменшуються.

Як бачимо (рис. 1, 2), для незначних програм ремонту ($W_k < 4500$ шт.) коефіцієнти ОТС та рівня ОТС на гнучких ТЛ як поліпредметної, так і політехнологічної спеціалізації будуть рівні одиниці ($\alpha_\tau=1$ і $\beta_\tau=1$), тобто матиме місце повна ОТС ТП, об'єднання яких у спільному потоці розглядали.

Результати розрахунку показників ОТС для гнучких ТЛ різної продуктивності подано в табл. 1–4.

Таблиця 1. Показники ОТС процесів розбирання в спільному потоці колісних редукторів тракторів Т–150К та бортових передач тракторів Т–150 на гнучких ТЛ монотехнологічної поліпредметної спеціалізації (фрагмент параметричного ряду ТЛ різної продуктивності)

№ з/п	Такт τ , с	Продуктивність Q_p , шт.	Обладнання		f , од.	U , чол.	ТВ	$\alpha_{ТВ}$	$\beta_{ТВ}$	$\gamma_{ТВ}$		
			K_{r1} , од.	K_{r2} , од.							$\alpha_{ТЛ}$	$\beta_{ТЛ}$
I	1752	3901	1	1	1	1	ПР	1,0	1,0	0,9997		
	882	7748			2	2	ПР	1,0	1,0	0,3762		
	852	8019			3	3	ПР	0,89	0,8789	0,1494		
	Показники ОТС для ТЛ							0,996	0,9978	0,5788		
II	1752	3911	1	2	1	1	ПР	1,0	1,0	0,7487		
	1440	4756			1	2	Р	1,0	1,0	0,1054		
	882	7748			2	2	ПР	1,0	1,0	0,3190		
	726	9401			2	3	ЧР	0,9576	0,9244	0,1206		
	588	11589			3	3	ПР	1,0	1,0	0,2382		
	582	11708			3	4	ЧР	0,7443	0,6738	0,0705		
	576	11829			4	4	ПР	0,7673	0,6821	0,0688		
	462	14716			3	4	ЧР	0,9468	0,9444	0,1249		
	456	14908			3	5	ЧР	0,4707	0,4322	0,0386		
	444	15306			5	5	ПР	0,5394	0,4834	0,0435		
	Показники ОТС для ТЛ							0,9629	0,9711	0,2475		

Таблиця 2. Показники ОТС процесів складання в спільному потоці колісних редукторів тракторів Т-150К та бортових передач тракторів Т-150 на гнучких ТЛ монотехнологічної поліпредметної спеціалізації (параметричний ряд ТЛ різної продуктивності)

№ з/п	Такт τ , с	Продуктивність Q_p , шт.	Обладнання		f , од.	u , чол.	ТВ	$\alpha_{ТВ}$	$\beta_{ТВ}$	$\gamma_{ТВ}$
			K_{r1} , од.	K_{r2} , од.				$\alpha_{ТЛ}$	$\beta_{ТЛ}$	$\gamma_{ТЛ}$
I	3042	2255	1	1	1	1	ПР	1,0	1,0	0,9997
	2916	2353			1	2	ЧР	1,0	1,0	0,1786
	1848	3708			2	2	ПР	1,0	1,0	0,3100
	Показники ОТС для ТЛ							1,0	1,0	0,6317
II	3042	2255	1	2	1	1	ПР	1,0	1,0	0,7514
	2412	2843			1	2	Р	1,0	1,0	0,1343
	1524	4494			2	2	ПР	1,0	1,0	0,3112
	1470	4659			2	3	ЧР	0,9294	0,7980	0,0631
	1032	6627			3	3	ПР	0,9935	0,9919	0,1842
	990	6907			3	4	ЧР	0,8312	0,7396	0,0650
	786	8688			4	4	ПР	0,9796	0,9795	0,1348
	618	11031			5	5	ПР	0,9122	0,9072	0,0921
	540	12610			5	6	ЧР	0,8467	0,8521	0,0687
	516	13191			6	6	ПР	1,0	1,0	0,1172
	492	13828			5	7	ЧР	0,6250	0,6134	0,0382
	402	16886			6	8	ЧР	0,4452	0,4416	0,0286
	390	17399			6	9	ЧР	0,2687	0,2241	0,0113
	378	17944			7	9	ЧР	0,4328	0,4330	0,0210
	348	19469			7	10	ЧР	0,1392	0,0860	0,0055
	336	20154			8	10	ЧР	0,3842	0,4004	0,0185
	288	23456			10	11	ЧР	0,3760	0,3714	0,0207
234	28756	11	14	ЧР	0,0934	0,0402	0,0035			
Показники ОТС для ТЛ								0,5905	0,5207	0,0492

Передовсім відзначимо, що виробнича структура кожної гнучкої ТЛ як поліпредметної, так і політехнологічної спеціалізації, визначалась сталістю на певному інтервалі продуктивності кількості ремонтно-технологічного обладнання (кранів поворотно-консольних K_{r1} та пресів K_{r2}). Значення фронту ремонту f та кількості робітників u , а також технологічні відміни (ТВ) процесів, які реалізуються на

гнучких ТЛ, можуть змінюватись залежно від потрібної продуктивності. Для кожної ТЛ за критерієм мінімуму питомих приведених технологічних витрат визначена оптимальна продуктивність: наприклад, для І-ої ТЛ розбирання в спільному потоці колісних редукторів і бортових передач $Q_{p \text{ опт}} = 7748$ шт.

Таблиця 3. Показники ОТС процесів розбирання–складання в спільному потоці колісних редукторів тракторів Т–150К на гнучких ТЛ політехнологічної монопредметної спеціалізації (фрагмент параметричного ряду ТЛ різної продуктивності)

№ з/п	Такт τ , с	Продуктивність Q_p , шт.	Обладнання		f , од.	u , чол.	ТВ	$\alpha_{ТВ}$	$\beta_{ТВ}$	$\gamma_{ТВ}$
			K_{r1} , од.	K_{r2} , од.						
І	3042	2255	1	1	1	1	ПР	1,0	1,0	0,9880
	2910	2357			1	2	ЧР	1,0	1,0	0,1702
	1830	3745			2	2	ПР	1,0	1,0	0,2478
	Показники ОТС для ТЛ							1,0	1,0	0,5907
ІІ	3042	2255	1	2	1	1	ПР	1,0	1,0	0,7411
	2388	2872			1	2	Р	1,0	1,0	0,1162
	1524	4494			2	2	ПР	1,0	1,0	0,2084
	1470	4659			2	3	ЧР	0,6245	0,3528	0,0472
	1026	6666			3	3	ПР	0,8682	0,7945	0,1204
	762	8960			4	4	ПР	0,6217	0,5600	0,0720
	756	9031			4	5	ЧР	0,2877	0,1579	0,0195
	660	10334			5	5	ПР	0,4076	0,3291	0,0386
	528	12894			5	6	ЧР	0,2851	0,1949	0,0249
	474	14348			5	7	ЧР	0,2134	0,1133	0,0147
	396	17139			6	8	ЧР	0,1899	0,1043	0,0145
	390	17339			6	9	ЧР	0,1384	0,0285	0,0043
	378	17944			9	9	ПР	0,1524	0,0438	0,0062
	342	19806			10	10	ПР	0,0740	0,0166	0,0029
	300	22533			9	11	ЧР	0,0863	0,0332	0,0055
	294	22985			10	11	ЧР	0,1927	0,1115	0,0147
	252	26742			10	13	ЧР	0,0739	0,0141	0,0025
	Показники ОТС для ТЛ							0,4018	0,2108	0,0349

Таблиця 4. Показники ОТС процесів розбирання–складання в спільному потоці бортових передач тракторів Т–150 на гнучких ТЛ політехнологічної монопредметної спеціалізації (фрагмент параметричного ряду ТЛ різної продуктивності)

№ з/п	Такт τ, с	Продуктивність Q _p , шт.	Обладнання		f, од.	и, чол.	ТВ	α _{ТВ}	β _{ТВ}	γ _{ТВ}
			K _{r1} , од.	K _{r2} , од.				α _{ТЛ}	β _{ТЛ}	γ _{ТЛ}
I	2718	2524	1	1	1	1	ПР	1,0	1,0	0,9880
	2640	2598			1	2	ЧР	1,0	1,0	0,1671
	1578	4341			2	2	ПР	1,0	1,0	0,2489
	828	8250			3	4	ЧР	0,1791	0,1317	0,0239
Показники ОТС для ТЛ								0,6110	0,6455	0,1971
II	2718	2524	1	2	1	1	ПР	1,0	1,0	0,7411
	1668	4108			1	2	Р	1,0	1,0	0,1447
	1362	5027			2	2	ПР	1,0	1,0	0,2286
	1338	5117			2	3	ЧР	0,5381	0,2386	0,0334
	924	7398			3	3	ПР	0,8005	0,6821	0,1018
	876	7801			2	4	ЧР	0,3418	0,2314	0,0300
	792	8623			3	4	ЧР	0,4635	0,3662	0,0463
	702	9721			4	4	ПР	0,6265	0,5704	0,0730
	588	11589			4	5	ЧР	0,3330	0,2177	0,0278
	564	12078			5	5	ПР	0,4993	0,4782	0,0564
	540	12610			4	6	ЧР	0,1706	0,0706	0,0104
	480	14170			5	6	ЧР	0,2945	0,1915	0,0249
	474	14348			6	6	ПР	0,4005	0,3269	0,0391
	396	17139			3	7	ЧР	0,2357	0,1454	0,0202
	360	18829			6	8	ЧР	0,1854	0,0742	0,0109
	342	19806			4	9	ЧР	0,0990	0,0219	0,0038
	282	23946			8	11	ЧР	0,0494	0,0047	0,0011
Показники ОТС для ТЛ								0,4358	0,2461	0,0466

Як бачимо (табл. 1–4), показники ОТС для гнучких ТЛ політехнологічної спеціалізації є нижчими від показників ОТС для гнучких ТЛ поліпредметної спеціалізації (якщо виробнича структура ТЛ є однаковою).

На гнучких ТЛ вищої продуктивності з складнішою виробничою структурою, значення показників ОТС ТП є меншими.

Особливо відчутним зменшення значень показників ОТС має місце для ТЛ політехнологічної спеціалізації.

Висновки. 1. Для гнучких ТЛ з елементарною виробничою струк-турою застосування як поліпредметної, так і політехнологічної спеціалізації є завжди доцільним. 2. З метою досягнення відповідності між продуктивністю ТЛ та річною програмою ремонту варто розглядати можливість проектування гнучких ТЛ ремонту не лише поліпредметної, але й політехнологічної спеціалізації. 3. Обґрунтування доцільності застосування як поліпредметної, так і політехнологічної спеціалізації для гнучких ТЛ з виробничою структурою, відмінною від елементарної, у кожному конкретному випадку вимагає структурно-параметричної оптимізації та розрахунку показників організаційно-технологічної сумісності технологічних процесів, об'єднання яких у спільному потоці передбачається.

Література

1. Эксплуатация и ремонт трансмиссий тракторов серий Т-150К, ХТЗ-121, ХТЗ-160, ХТЗ-170 / Под ред. В.Б. Самородова и А.Т. Лебедева. – Харьков: ООО «Укрзапчасть», 2006. – 341 с.

2. Загальноремонтні роботи. Нормативи часу на розбиральні, складальні та ремонтні роботи. Кн.28.– К.: Поліграфкнига, 1997.–286 с.

3. Климчук А.Д. Ремонт шасси трактора Т-150К / А.Д. Климчук. – М.: Агропромиздат, 1986. – 207 с.

4. Кузьмінський Р.Д. Система показників організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту / Р.Д. Кузьмінський // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. пр. – Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1992. – С. 29 – 40.

5. Кузьмінський Р.Д. Організаційно-технологічна сумісність процесів ремонту різних об'єктів у спільному потоці/ Р.Д. Кузьмінський // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. пр. – Львів: Львів. держ. с.г. ін-т, 1992. – С. 17 – 29.

6. Кузьмінський Р.Д. Результати розрахунку областей та коефіцієнтів організаційно-технологічної сумісності для технологічних ліній/ Р.Д. Кузьмінський // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. пр. – Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1993. – С.27 – 38.

7. Кузьмінський Р.Д. Вплив тривалості такту на показники організаційно-технологічної сумісності розбирання та складання кареток балансиру підвіски тракторів класу 3.0 у спільному потоці / Р.Д. Кузьмінський // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. пр. – Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1993. – С.14 – 26.

8. Малахов В.С. Ремонт тракторів Т-150 и Т-150К / В.С. Малахов, А.С. Мудрук, П.М. Кривенко. – М.: Колос, 1982. – 222 с

9. Методика розрахунку виробничої програми ремонту машин і відновлення деталей / О.Д. Семкович, Р.Д. Кузьмінський, Ю.М. Журавчак та ін.; під ред. О.Д. Семковича. – Дубляни, 1989. – 136 с.

Рецензент д.т.н., проф. Хайліс Г.А.

УДК 633.521:631.172

© А.С. Лімонт, к.т.н.

Житомирський національний агроекологічний університет

РОЗТЯГНУТІСТЬ СТРІЧКИ СОЛОМИ І ВТРАТИ НАСІННЯ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Досліджено розтягнутість стебел в стрічці льоносоломи, розстеленої комбайном ЛК-4Т. Проаналізовано втрати насіння від недоочісування стебел в комбайні. Зміна розтягнутості стрічки залежно від швидкості руху агрегату і висоти брання відбувається за параболою другого порядку, а втрати насіння від недоочісування із збільшенням розтягнутості зростають за прямолінійною залежністю.

ЛЬОН–ДОВГУНЕЦЬ, ЗБИРАННЯ, КОМБАЙН, СТРІЧКА, СТЕБЛО, РОЗТЯГНУТІСТЬ, НАСІННЯ, ОЧІСУВАННЯ, ВТРАТИ.

Постановка проблеми. Ефективність комбайнового збирання льону–довгунця визначається низкою показників, серед яких важливе місце належить втратам насіння та розтягнутості розстелюваної стрічки соломи. Розтягнутість стебел у свою чергу призводить до втрат насіння при їх очісуванні та утруднює формування рулонів трести при її збиранні [1, 2, 3]. У цьому повідомленні висвітлені деякі щодо питання проблеми механізованого виробництва льону–довгунця, реалізація яких сприятиме поліпшенню використання комбайнів на збиранні цієї культури.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Розтягнутістю стебел, що виникала при використанні льонозбиральних машин, цікавилися М.Н. Летошнев [4] і А.С. Маят [5]. Це питання вивчали

М.І. Кльонін [6], М.Н. Биков [7], А.Ю. Горбовий [8], О.О. Налобіна [9], Н.А. Смірнов [10], Г.А. Хайліс і В.О. Шейченко [11]. Визначено, що розтягнутість стебел залежить від висоти брання, швидкості руху збирального агрегату, ширини захвату секцій брального механізму та інших його конструктивних параметрів і режимів використання льонозбиральних комбайнів.

За інформацією М.Н. Бикова [7], із збільшенням висоти брання ярусного і короткого льону розтягнутість розстеленої стрічки зростає, а при збиранні вирівняного довгостебелового – зменшується. З підвищенням швидкості агрегату розтягнутість стрічки збільшується, що пояснюють значним трясінням машини під час руху на підвищених швидкостях та неузгодженістю порівняно великих і незначних швидкостей машини із постійною швидкістю бральних пасів, які приводяться в рух від вала відбору потужності трактора. Внаслідок такої неузгодженості виникає перекошування стебел, що поступають в бральний рівчак комбайна [7].

Розтягнутість стебел в стрічці залежить і від того, як стебла, що поступають з різних бральних секцій, з'єднуються в один потік [10]. Це з'єднання проходить на поперечному транспортері і при транспортуванні ним стебел відбувається підрівнювання і подальше розтягування стебел, що було сформоване бральними секціями. В комбайні типу ЛК–4Т поперечний транспортер розміщений під кутом до горизонту, а стебла, що рухаються цим транспортером, відхилені від перпендикуляра в напрямку свого руху. При використанні комбайна кут нахилу транспортера до горизонту змінюється від 25 до 45°, а кут відхилення стебел від перпендикуляра до напрямку їх руху становить 20...25°. Вказані кути безпосередньо впливають на розтягнутість стебел в формованій стрічці. Так, стебла, що вибрані першою бральною секцією, при пересуванні їх в поперечному транспортері до четвертої секції зміщуються в напрямку нахилу транспортера. В результаті цього стебла із першої секції виявляються нижче стебел з четвертої секції. Таким чином, абсолютна розтягнутість стебел в стрічці збільшується на величину зміщення.

З розтягнутістю стебел пов'язують втрати насіння від недоочісування. Забезпечення надходження верхівкової частини стебел в зону очісування залежить від висоти установки брального апарата. Зміна висоти брання викликає зміну розміщення стрічки вибраних стебел в проміжку пасів затискного конвеєра щодо зубів гребеня очісувального барабана. Так, із збільшенням висоти брання менша довжина верхівкової частини стебел, що визначається довжиною суцвіття, зазнає очісування. Із зменшенням висоти брання більша

частина стебел за їх довжиною зазнає дії зубів гребеня барабана.

Деякі закономірності розтягнутості стебел в розстеленій стрічці соломи та втрат насіння від недоочісування стосовно конкретного стеблостою льону–довгунця з'ясовані раніше [12]. Проте ці питання вимагають більш детального дослідження і висвітлення.

Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності використання льонозбиральних комбайнів. *Завдання дослідження:* 1) дослідити зміну розтягнутості розстеленої стрічки соломи залежно від висоти брання льону–довгунця і швидкості руху льонозбирального комбайнового агрегату; 2) проаналізувати вплив розтягнутості стрічки вибраних стебел льону–довгунця на втрати насіння від недоочісування з урахуванням висоти брання і швидкості руху комбайнового агрегату.

Об'єкт та методика дослідження. Об'єктом дослідження були технологічні процеси очісування стебел та їх розстелювання при збиранні виробничих посівів льону–довгунця середньостиглого сорту комбайном ЛК–4Т. Льон–довгунець збирали у фазі ранньої жовтої стиглості при переході до жовтої. Комбайн агрегували з трактором класу 1,4, а льяний ворох збирали в причеп 2ПТС–4М. Урожайність насіння і соломи, густоту стеблостою льону–довгунця перед збиранням та висоту стебел визначали за методикою [13]. Розтягнутість розстеленої стрічки соломи, втрати насіння від недоочісування, швидкість руху агрегату і висоту брання льону–довгунця визначали за методиками колишнього Всесоюзного науково–дослідного інституту льону та що наведені у праці [14]. Обробка експериментальних даних здійснена з використанням основних засад математичної статистики [15, 16] та стандартних комп'ютерних програм. Здійснений факторний експеримент типу 3^2 , за якого швидкість руху агрегату становила 6,2 та 9,4 і 12,6 км/год, а висота брання була 200, 265 і 330 мм.

Результати досліджень. Умови досліду характеризувалися такими даними. Середні арифметичні значення урожайностей насіння і соломи становили відповідно 6,2 і 45,8 ц/га, а коефіцієнти варіації цих урожайностей дорівнювали 33,8 і 25,8%. Середня арифметична густота стеблостою і коефіцієнт її варіації становили відповідно 1450 шт./м² і 33,1%. Висота стебел змінювалася від 630 до 780 мм за середнього арифметичного значення 700 мм. При цьому коефіцієнт варіації висоти стебел дорівнював 4,7%. Залежно від швидкості руху агрегату і висоти брання коефіцієнт варіації розтягнутості стрічки приймав значення від 6,5 до 8,6%. Емпіричний розподіл розтягнутості стрічки в досліді за швидкості руху агрегату 9,4 км/год і висоті брання 200 мм мав від'ємну асиметрію з показником мінус 0,07. В решті дослідів досліджувані розподіли мали додатну асиметрію з показниками, що

коливалися від 0,04 до 0,31. У всіх варіантах дослідів відмічений від’ємний ексцес емпіричних розподілів розтягнутості, показники якого змінювалися в межах від мінус 0,18 до мінус 0,78. Відношення показників асиметрії до їх середніх квадратичних відхилень коливалися від 0,21 до 1,70, а відношення показників ексцесу до своїх середніх квадратичних відхилень – від 0,49 до 2,13. Отже, можна вважати, що розтягнутість стрічки соломи як випадкова величина узгоджується з нормальним законом. При цьому відносна точність визначення розтягнутості коливалася в межах 0,49...0,64%.

Крім вказаних статистичних показників, стосовно кожного з варіантів дослідів визначали середні арифметичні значення розтягнутості стрічки та їх помилки. Далі розраховували для кожної з пар дослідів критерій істотності різниці середніх арифметичних значень розтягнутості стрічки, тобто фактичний t -критерій Стьюдента [15]. Результати розрахунків наведені в таблиці.

Таблиця. Фактичні t -критерії Стьюдента при перевірці істотності різниці середніх арифметичних значень розтягнутості стрічки за різних швидкості руху агрегату і висоти брання льону-довгунця

Швидкість руху, км/год	Порівнювані висоти брання, мм	t -критерій	Висота брання, мм	Порівнювані швидкості руху, км/год	t -критерій
6,2	200 – 265	0,98	200	6,2 – 9,4	2,72
	200 – 330	7,00		6,2 – 12,6	1,97
	265 – 330	6,19		9,4 – 12,6	4,65
9,4	200 – 265	0,91	265	6,2 – 9,4	2,97
	200 – 330	6,90		6,2 – 12,6	3,16
	265 – 330	6,36		9,4 – 12,6	6,19
12,6	200 – 265	2,12	330	6,2 – 9,4	3,34
	200 – 330	5,55		6,2 – 12,6	10,28
	265 – 330	7,62		9,4 – 12,6	7,80

Теоретичний t -критерій за числа ступенів вільності 100 на рівні значущості 0,05 дорівнює 1,98 [15]. Якщо фактичний t -критерій неменший від теоретичного, то нульова гіпотеза про відсутність істотних відмінностей між середніми арифметичними відхиляється.

Якщо ж $t_{\phi} < t_r$, то відмінності між середніми арифметичними неістотні. Аналізуючи за цих умов дані таблиці, можна стверджувати, що на швидкостях руху комбайнового агрегату 6,2 та 9,4 км/год із збільшенням висоти брання від 200 до 265 мм розтягнутість розстеленої стрічки соломи істотно не змінюється.

Для з'ясування характеру зміни розтягнутості стрічки від досліджуваних факторів здійснено графічний аналіз одержаних експериментальних даних (рис. 1).

На рис. 1, а наведені графіки зміни розтягнутості стрічки залежно від швидкості руху агрегату при різній висоті брання льону–довгунця. Досліджено і з'ясовано, що наведені графічні залежності досить добре описуються параболічними кривими другого порядку, ступінь наближення яких до експериментальних даних визначається R^2 -коефіцієнтом, який дорівнює одиниці.

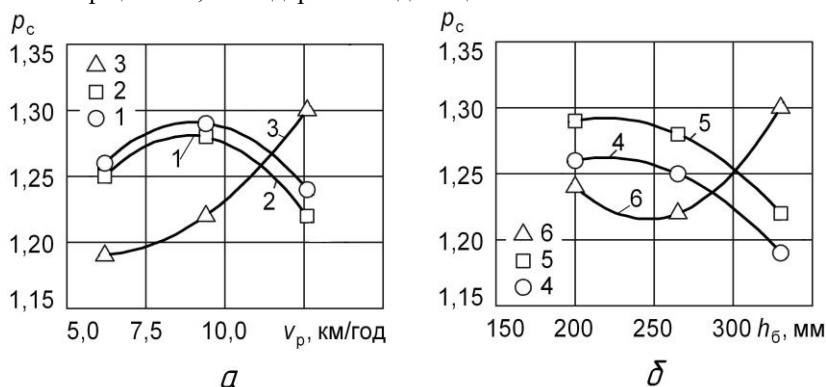


Рис. 1. Вплив (а) швидкості руху v_p комбайнового агрегату на розтягнутість стебел p_c в розстеленій стрічці соломи та зміна (б) розтягнутості стрічки p_c залежно від висоти брання h_b льону–довгунця: 1 – висота брання 200 мм; 2 – те ж 265 мм; 3 – висота брання 330 мм; 4 – швидкість руху агрегату 6,2 км/год; 5 – те ж 9,4 км/год; 6 – швидкість руху агрегату 12,6 км/год

Рівняння парабол мають вигляд:

– за висоти брання $h_b = 200$ мм

$$p_c = 0,97472 + 0,0703125 v_p - 0,0039063 v_p^2; \quad (1)$$

– за висоти брання $h_b = 265$ мм

$$p_c = 0,93576 + 0,0779 v_p - 0,0043945 v_p^2; \quad (2)$$

– за висоти брання $h_b = 330$ мм

$$p_c = 1,2746 - 0,0287 v_p + 0,0024414 v_p^2. \quad (3)$$

Спроба апроксимації експериментальних даних розтягнутості стрічки за висоти брання 330 мм степеневою кривою показала, що R^2 -коефіцієнт дорівнює 0,884. У разі апроксимації цих же даних показовою чи експоненціальною кривими R^2 -коефіцієнт дорівнював 0,940. Отже, з порівнюваних залежностей найкраще наближення до експериментальних даних забезпечило вирівнювання за параболічною кривою 3 (рис. 1, а), що описується рівнянням (3).

На рис. 1, б наведена закономірності зміни розтягнутості стрічки залежно від висоти брання за різних швидкостей руху агрегату. Виявлені закономірності описуються параболою другого порядку. При цьому на швидкостях руху 6,2 і 9,4 км/год параболічні криві випуклі, а на швидкості 12,6 км/год – парабола увігнута. Параболічні рівняння після визначення сталих коефіцієнтів мають вигляд:

– на швидкості руху 6,2 км/год

$$p_c = 0,97716 + 0,0025976 h_6 - 5,91716 \cdot 10^{-6} h_6^2; \quad (4)$$

– на швидкості 9,4 км/год

$$p_c = 1,0072 + 0,0025976 h_6 - 5,91716 \cdot 10^{-6} h_6^2; \quad (5)$$

– на швидкості 12,6 км/год

$$p_c = 1,92876 - 0,00581 h_6 + 1,18343 \cdot 10^{-5} h_6^2. \quad (6)$$

Ступінь наближення апроксимації розтягнутості стрічки залежно від висоти брання за різної швидкості руху агрегату до експериментальних даних рівняннями (4...6) оцінюється R^2 – коефіцієнтами, що дорівнюють одиниці.

З графічних залежностей, які наведено на рис. 1, видно, що найменша розтягнутість стрічки спостерігається на швидкості руху агрегату 12,6 км/год та висоті брання 250 мм (криві 3 і 6 на рис. 1). За умовами дослідів під час використання льонозбиральних комбайнових агрегатів на швидкостях руху 6,2 і 9,4 км/год мінімальна розтягнутість стрічки виявилася за висоти брання льону–довгунця 330 мм.

Чим вище беруть льон–довгунець, тим менша довжина верхівкової частини стебел зазнає очісування і навпаки – чим нижче беруть льон, тим значніша довжина стебел потрапляє під дію зубів очісувального барабана. Від зміни висоти брання залежить висота затиску стебел затискним конвеєром, а отже, і довжина верхівкової частини стебел, яка зазнає дії зубів очісувального барабана [6, 7], викликаючи зміни втрат насіння від недоочісування.

На рис. 2 наведено графіки зміни цих втрат залежно від розтягнутості стрічки. З наведених графіків видно, що із збільшенням розтягнутості стебел втрати насіння від недоочісування зростають. При

цьому ці втрати зростають за прямолінійною залежністю і збільшуються із збільшенням висоти брання. Із збільшенням висоти брання закономірність підвищення втрат насіння за прямолінійною залежністю під час збільшення розтягнутості стебел простежується більш виразно і чіткіше. Це видно із наведених на рис. 2 експериментальних даних і розрахованих R^2 -коефіцієнтів, що кількісно характеризують визначені прямолінійні зв'язки. Так, за висоти брання 200 мм $R^2=0,067$ (апроксимація степеневою залежністю, експоненціальною і показовою функціями, гіперболічною та логарифмічною кривими забезпечувала одержання R^2 -коефіцієнта в межах 0,037...0,064), а за висоти 265 і 330 мм R^2 -коефіцієнт дорівнює відповідно 0,386 і 0,859. Апроксимація іншими залежностями на висотах брання 265 і 330 мм забезпечувала ступінь наближення до експериментальних даних за R^2 -коефіцієнтом, що приймав значення в межах відповідно 0,276...0,379 і 0,782...0,872.

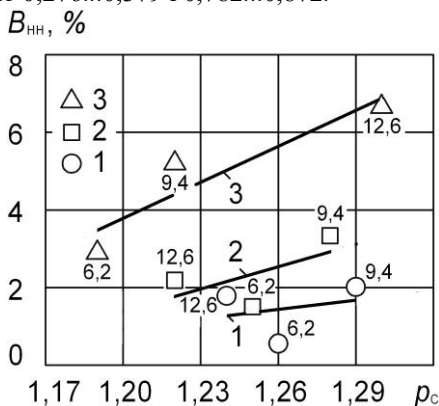


Рис. 2. Вплив розтягнутості стрічки p_c розстеленої соломи на втрати насіння $B_{нн}$ від недоочісування стебел (цифрами над відповідними позначеннями вказана швидкість руху агрегату в км/год, на якій здійснені відповідні вимірювання); 1 – висота брання 200 мм; 2 – те ж 265 мм; 3 – висота брання 330 мм

Прямолінійні рівняння, що інтерпретують підвищення втрат насіння $B_{нн}$ (%) залежно від збільшення розтягнутості стрічки p_c , мають вигляд:

– на висоті брання 200 мм

$$B_{нн} = - 8,75 + 8,079 p_c;$$

– на висоті 265 мм

$$V_{\text{нн}} = -21,612 + 19,1666 p_c;$$

– на висоті брання 330 мм

$$V_{\text{нн}} = -33,289 + 30,897 p_c.$$

Із збільшенням висоти брання інтенсивність підвищення втрат насіння в міру збільшення розтягнутості стебел зростає. Так, аналіз свідчить, що із збільшенням розтягнутості стебел на 0,1 втрати насіння зростають за висоти брання 200 мм на 0,8%, а за висоти 265 і 330 мм – відповідно на 1,9 і 3,1%. Найменші втрати насіння спостерігаються на швидкості руху агрегату 6,2 км/год та висоті брання 200 і 265 мм. Втрати насіння в межах 2,0% властиві і використанню комбайна на швидкості 12,6 км/год за висоти брання 200 і 265 мм. За втратами насіння не варто брати льон–довгунець на висоті 330 мм у всьому діапазоні досліджуваних швидкостей руху.

Висновки. Розтягнутість стрічки розстеленої соломи льонозбиральним комбайном ЛК–4Т залежно від швидкості руху на різних висотах брання змінюється за законом параболи другого порядку. Така ж закономірність розтягнутості властива її зміні залежно від висоти брання на різних швидкостях руху. Мінімальна розтягнутість характерна використанню комбайна на швидкості руху 6,2 км/год та висоті брання 330 мм. Під час роботи на підвищених швидкостях 9,4 і 12,6 км/год для забезпечення меншої розтягнутості висоту брання слід зменшувати до 265 мм. Із збільшенням розтягнутості на 0,1 втрати насіння від недоочісування зростають за висоти брання 200 мм на 0,8%, а за висоти 265 і 330 мм – відповідно на 1,9 і 3,1%. За втратами насіння не варто брати льон–довгунець на висоті 330 мм в діапазоні зміни швидкості руху льонозбирального комбайнового агрегату від 6,2 до 12,6 км/год.

Перспективи подальших розвідок, на нашу думку, слід зосередити на дослідженні інших розмірних параметрів розстелюваної комбайном стрічки соломи, що уможливило використання машинних агрегатів на підніманні і збиранні льонотрести, підготовленої росяним мочінням.

Література

1. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону–довгунця / Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. – Луцьк: Ред.–вид. відділ Луцького нац. техніч. ун–ту, 2008. – 215 с.
2. Климчук В.М. Теоретичні основи формування рулонів льонотрести пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / В.М. Климчук // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – Вип. 91. – С. 148 – 156.

3. Порівняння технологічних параметрів і товарних якостей рулонів льонотрести, сформованих пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / В.М. Климчук, В.В. Любченко, В.І. Камінський, Г.І. Карпека // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. 92. – С. 493 – 500.
4. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины / Летошнев М.Н. – М. – Л.: Гослитсельхозиздат, 1955. – 764 с.
5. Маят А.С. Методика проектирования и расчета делителей льноуборочных машин / Маят А.С. – М.: Отдел внедрения и информации ВАСХНИЛ – ВИЭСХ, 1969. – 54 с.
6. Кленин Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных параметров и режимов работы: учеб. по спец. «Механизация с. х.» / Н.И. Кленин, В.А. Сакун. – М.: Колос, 1980. – 671 с.
7. Быков Н.Н. Режимы и качество работы льнокомбайна / Н.Н. Быков // Лен и конопля. – 1969. – № 5. – С. 29 – 30.
8. Горбовий А.Ю. Наукові основи вдосконалення адаптивної механізованої технології збирання льону–довгунця: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / А.Ю. Горбовий. – Глеваха, 2007. – 38 с.
9. Налобіна О.О. Механіко–технологічні основи процесів взаємодії робочих органів льнозбирального комбайна з рослинним матеріалом: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.О. Налобіна. – К., 2008. – 40 с.
10. Смирнов Н.А. К обоснованию наклона поперечного транспортера льноуборочной машины / Н.А. Смирнов // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1974. – Вип. 12. – С. 92 – 96.
11. Хайлис Г.А. О путях уменьшения растянутости стеблей льна при их тереблении / Г.А. Хайлис, В.А. Шейченко // Наук. вісн. Нац. аграр. ун-ту / Редкол.: Д.О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2006. – Вип. 92, Ч. 2. – С. 340 – 345.
12. Лимонт А. Влияния высоты теребления и скорости движения льнокомбайна на параметры расстилаемой ленты / А. Лимонт // Техника в с. х. – 1975. – № 8. – С. 17 – 18.
13. Методические указания по проведению полевых опытов со льном–долгунцом / Долгов Б.С., Заворотченко И.С., Ковалев В.Б. и др.; под ред. Б.С. Долгова и В.Б. Ковалева. – Торжок: Всесоюз. НИИ

льна, 1978. – 78 с.

14. Кукта Г.М. Испытания сельскохозяйственных машин / Кукта Г.М. – М.: Машиностроение, 1964. – 284 с.

15. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований): учеб. для агрономических специальностей с.-х. вузов / Доспехов Б.А. – М.: Колос, 1973. – 336 с.

16. Методика статистической обработки эмпирических данных: РТМ 44–62. – М.: Изд-во стандартов, 1966. – 100 с.

Рецензент д.т.н., проф. Л.В. Лось

УДК 530.1 (075.8)

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; Ю.В. Човнюк, к.т.н.; Л.А. Дяченко
Національний університет біоресурсів і природокористування України

**ЗАСТОСУВАННЯ МОДЕЛЕЙ ТА МЕТОДІВ ГІДРОДИНАМІКИ У
АНАЛІЗІ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ЗВУКОВИХ КОЛИВАНЬ
РОЗЧИНІВ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ У
КОНТЕЙНЕРАХ СКІНЧЕННИХ РОЗМІРІВ**

У роботі проведений аналіз власних частот звукових коливань розчинів мінеральних добрив, які знаходяться у контейнерах скінченних розмірів, методами гідродинаміки із застосуванням загальновизначених моделей.

Постановка проблеми. Під час розгляду коливних рухів у розчинах міндобрив, як необмежених середовищах, дослідники спираються на постулат про можливість розповсюдження хвиль з довільними частотами.

Ситуація суттєво змінюється для вказаних розчинів (у подальшому будемо їх називати рідиною), що знаходяться у ємкостях, зокрема, контейнерах прямокутної форми (у т. з. паралелепіпедах) скінченних розмірів. При цьому самі рівняння (хвильові рівняння) залишаються, зрозуміло, тими ж самими, але тепер до них необхідно додати граничні умови, котрі повинні виконуватись на поверхні твердих стінок (або ж на вільній від напружень поверхні рідини). Зазвичай розглядають спочатку лише вільні коливання, котрі

відбуваються за відсутності змінних зовнішніх сил (коливання, які здійснюються під впливом зовнішніх сил, називають вимушеними).

Слід зазначити, що рівняння руху для обмеженої рідини зовсім не за усякої частоти мають розв'язок, який задовольняє відповідним граничним умовам. Такі розв'язки існують лише для ряду цілком визначених / детермінованих значень кругових частот ω . Іншими словами, у середовищі скінченного об'єму можуть відбуватись вільні коливання лише з цілком певними частотами. Їх зазвичай називають частотами власних коливань, або ж власними частотами рідини у даній ємкості.

Конкретні значення власних частот залежать від форми та розмірів ємкості. У кожному даному випадку існує нескінченний ряд зростаючих власних частот. Їх знаходження вимагає конкретного дослідження рівняння руху з відповідними граничними умовами.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Концептуальні основи моделювання та методів гідродинамічного аналізу власних частот звукових коливань розчинів міндобрих, які знаходяться у контейнерах скінченних розмірів, подані у [1]. Проте, на думку авторів даної роботи, аналіз можливих рішень зроблений не у повному обсязі (зокрема, недостатньо висвітлені питання оцінки та динамічного аналізу стоячих хвиль, котрі неминуче виникають у таких системах). Власні коливання, за суттю, представляють стоячі хвилі. І тут ні про які розповсюдження таких хвиль, зрозуміло, не можна говорити.

Мета дослідження полягає у визначенні спектру власних частот звукових коливань розчинів міндобрих, які знаходяться у контейнерах скінченних розмірів.

Результати дослідження

1. Визначення власних коливань (його частот) – для глибини – h у прямокутному басейні ширини – a й довжини – b .

Вісі OX та OY обираємо за двома бічними сторонами басейну. Розшукуємо розв'язок у вигляді стоячої хвилі:

$$\varphi = \cos \omega t \cdot \text{ch} \left[k(z+h) \right] \cdot f(x, y). \quad (1)$$

Для функції $f(x, y)$ отримаємо рівняння:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} + k^2 f = 0, \quad (2)$$

а умова на вільній від напружень поверхні призводить до співвідношення:

$$\omega^2 = gk \cdot \text{th}(kh) \quad (3)$$

Розв'язок рівняння для f (2) беремо у вигляді:

$$f = \cos px \cdot \cos qy, \quad p^2 + q^2 = k^2 \quad (4)$$

На бічних сторонах ємкості повинні виконуватись умови:

$$\begin{cases} v_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0 & \text{çà } x = 0; a; \\ \frac{\partial \varphi}{\partial y} = 0 & \text{çà } y = 0; \hat{a}; \end{cases} \quad (5)$$

де φ – потенціал швидкості, $\varphi \equiv \varphi(x, y)$.

Звідси знаходимо:

$$p = \frac{m\pi}{a}, \quad q = \frac{n\pi}{a}, \quad (6)$$

де m, n – цілі числа.

Отже, можливі значення k дорівнюють:

$$k^2 = \pi^2 \cdot \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{\hat{a}^2} \right). \quad (7)$$

2. Визначення власних частот звукових коливань рідини у посудині, яка має форму паралелепіпеда

Перша, або найменша, з мод власних частотних коливань може бути (хоча б за порядок) оцінена безпосередньо з міркувань розмірності. Єдиним параметром, котрий входить у задачу і має розмірність довжини, є лінійні розміри l тіла. Зрозуміло, що відповідна першій власній частоті довжина хвилі λ_1 повинна бути порядку величини l ; порядок величини самої кругової частоти ω_1 отримаємо діленням швидкості звуку \tilde{c} на λ_1 . Таким чином,

$$\lambda_1 \sim l, \quad \omega_1 \sim \tilde{c}/l. \quad (8)$$

З'ясуємо характер руху при власних коливаннях. Якщо шукати періодичне за часом рішення хвильового рівняння, скажімо, для потенціалу швидкості, у вигляді $\varphi = \varphi_0(\tilde{\alpha}, y, z) \cdot e^{-i\omega t}$, тоді для φ_0 будемо мати рівняння:

$$\Delta \varphi_0 + \frac{\omega^2}{\tau^2} \cdot \varphi_0 = 0. \quad (9)$$

У необмеженому середовищі, коли не треба враховувати ніяких граничних умов, це рівняння має як дійсні, так і комплексні розв'язки. Зокрема, воно має розв'язок, пропорціональний e^{ikr} , який

призводить до потенціалу виду $\varphi = const \cdot e^{i(kr - \omega t)}$. Такий розв'язок представляє собою хвилю, яка розповсюджується з певною швидкістю, або, як кажуть, біжучу хвилю.

Але для середовища скінченного об'єму комплексні розв'язки, взагалі кажучи, не можуть існувати. У цьому можна впевнитись шляхом наступного міркування. Рівняння, котрому задовольняє φ_0 , дійсне, і те ж саме відноситься до граничних умов. Тому, якщо $\varphi_0(\bar{\delta}, y, z)$ є розв'язком рівнянь руху, тоді й комплексно спряжене φ_0^* теж є розв'язком. Оскільки, з іншого боку, розв'язок рівнянь за заданих граничних умов, взагалі кажучи, однозначний (з точністю до постійного множника) (це може не мати місця у випадку форми посудини. Яка має високу симетрію, наприклад, у випадку кулі), тоді повинно бути $\varphi_0^* = const \cdot \varphi_0$, де $const$ – деяка комплексна постійна, модуль котрої дорівнює одиниці. Таким чином, φ_0 повинно мати вигляд: $\varphi_0 = f(\bar{\delta}, y, z) \cdot e^{-i\alpha}$ з дійсною функцією f та дійсною постійною α . Потенціал φ має, відповідно, вид (беремо дійсну частину від $\varphi_0 \cdot e^{-i\omega t}$):

$$\varphi = f(\bar{\delta}, y, z) \cdot \cos(\omega t + \alpha), \quad (10)$$

тобто є добутком деякої функції координат на просту періодичну функцію часу.

Такий розв'язок має характер, зовсім відмінний від біжучої хвилі. У біжучій хвилі фази $(kr - \omega t + \alpha)$ коливань у різних точках простору у один і той же момент часу різні, а дорівнюють одна одній тільки у точках, віддалених одна від одної на відстань, яка дорівнює довжині хвилі. У хвилі ж (10) у кожний момент часу всі точки тіла коливаються у одній і тій самій фазі $(\omega t + \alpha)$. Ні про яке розповсюдження такої хвилі, зрозуміло, не можна й казати. Такі хвилі є стоячими. Таким чином, власні коливання представляють собою стоячі хвилі.

Розглянемо плоску стоячу звукову хвилю, у котрої всі величини є функцією тільки від однієї координати, скажімо, $\bar{\delta}$ (й від часу). Запишемо загальний розв'язок рівняння (9) $\left(\Delta = \frac{d^2}{dx^2} \right)$ у вигляді:

$$\varphi_0 = a \cdot \cos\left(\frac{\omega}{c}x + \beta\right), \quad (11)$$

тоді будемо мати:

$$\varphi = a \cdot \cos(\omega t + \alpha) \cdot \cos\left(\frac{\omega}{c} x + \beta\right). \quad (12)$$

Відповідним вибором початку координат й початку відліку часу можна перетворити α й β у нуль, таким чином будемо мати:

$$\varphi = a \cdot \cos \omega t \cdot \cos\left(\frac{\omega}{c} x\right). \quad (13)$$

Для швидкості й тиску у хвилі маємо:

$$v = \frac{\partial \varphi}{\partial x} = -a \cdot \frac{\omega}{\tilde{c}} \cdot \cos \omega t \cdot \sin \frac{\omega}{\tilde{c}} x, \quad (14)$$

$$p' = -\rho \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t} = \rho \cdot \omega \cdot \sin \omega t \cdot \cos \frac{\omega}{\tilde{c}} x. \quad (15)$$

У точках $x=0, \frac{\pi \tilde{c}}{\omega}, \frac{2\pi \tilde{c}}{\omega}, \dots$, віддалених одна від одної на відстань $\frac{\pi \tilde{c}}{\omega} = \frac{\lambda}{2}$, швидкість v завжди дорівнює нулю; ці точки є

вузлами швидкості. Посередині між ними (за $\tilde{\delta} = \frac{\pi \tilde{c}}{2\omega}, \frac{3\pi \tilde{c}}{2\omega}, \dots$) розміщені точки, у котрих амплітуда коливань швидкості з часом максимальна; ці точки є пучностями хвилі. Що ж стосується тиску δ' , то для нього перші точки є пучностями, а другі – вузлами. Таким чином, у стоячій плоскій звуковій хвилі пучності тиску співпадають з вузлами швидкості, і навпаки.

Визначимо власні частоти звукових коливань розчину міндобрив у посудині, яка має форму паралелепіпеда (рис. 1). Шукаємо розв'язок рівняння (9) у вигляді:

$$\varphi_0 = \text{const} \cdot \cos(qx) \cdot \cos(ry) \cdot \cos(sz), \quad (16)$$

причому $q^2 + r^2 + s^2 = \frac{\omega^2}{\tilde{c}^2}$.

На стінках посудини з розчином міндобрива маємо умови:

$$\left\{ \begin{array}{l} v_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0 \quad \text{çà} \quad x=0, a; \quad v_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y} = 0 \quad \text{çà} \quad y=0; \hat{a}; \\ v_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0 \quad \text{çà} \quad z=0, c. \end{array} \right. \quad (17)$$

Звідси знаходимо $q = \frac{m\pi}{a}, r = \frac{n\pi}{\hat{a}}, s = \frac{p\pi}{c}$.

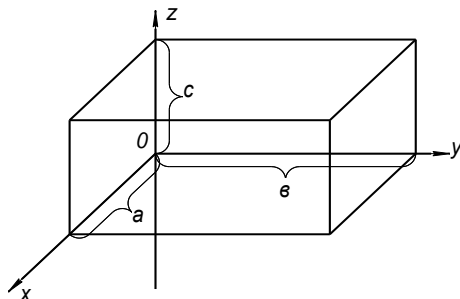


Рис.1. Геометрія задачі

де m, n, p – довільні цілі числа. Таким чином, власні частоти дорівнюють:

$$\omega^2 = \tilde{c}^2 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{\hat{a}^2} + \frac{\partial^2}{\tilde{n}^2} \right). \quad (18)$$

Власні лінійні частоти при цьому визначаються зі співвідношення:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \left\{ \frac{\tilde{c}^2 \pi^2}{4\pi^2} \cdot \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{\hat{a}^2} + \frac{\partial^2}{\tilde{n}^2} \right) \right\}^{1/2} = \frac{\tilde{c}}{2} \cdot \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{\hat{a}^2} + \frac{\partial^2}{\tilde{n}^2} \right)^{1/2}. \quad (19)$$

Нижче у таблиці розраховані значення f для різних (m, n, p) – мод та геометричних параметрів посудини ($\hat{a}, \hat{a}, \tilde{n}$). Будемо розглядати паралелепіпед у формі куба $d = (\hat{a} = \hat{a} = \tilde{n})$, а величина $\tilde{n} = 20 \lambda / \tilde{n}$.

Таблиця. Резонансні лінійні частоти f , Гц для різних значень (a, b, c) й різних мод (m, n, p).

$d, \text{ м}$	Мода		
	$(1; 0; 0)$	$(1; 1; 0)$	$(1; 1; 1)$
0,15	66,7	94,3	115,5
0,20	50	70,7	86,6
0,25	40	56,6	69,3
0,30	33,3	47,1	57,7
0,35	28,6	40,4	49,5
0,40	25,0	35,4	43,3

Висновки

1. Визначені власні частоти звукових коливань рідини (розчину міндобрив) у посудині, яка має форму паралелепіпеда та прямокутного басейну заданої ширини й довжини з вільною від напружень поверхнею.

2. Отримані у роботі результати можуть бути використані у подальшому для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку ємкостей з розчинами міндобрив, які знаходяться під впливом різноманітних динамічних навантажень, за яких реалізуються власні та вимушені коливання подібних систем.

Література

1. Ландау Л. Д. Теоретическая физика: Учебное пособие. В 10 т. – Т. VI. Гидродинамика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшицу. – М.: Наука, Гл. ред физ.–мат. лит., 1988. – 736 с.

УДК 532. 517. 6: 532. 5. 522: 534 – 14

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; Ю.В. Човнюк, к.т.н.; Л.А. Дяченко
Національний університет біоресурсів і природокористування України

ФІЗИКО–МЕХАНІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕЛІНІЙНИХ ЯВИЩ У ВОЛОГОНАСИЧЕНИХ ҐРУНТАХ СІЛЬСЬКО– ГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ПІД ДІЄЮ ВІБРАЦІЇ

Приведений всебічний аналіз “аномальних” явищ, котрі реалізуються у вологонасичених ґрунтах сільськогосподарського призначення під дією вібрації. Встановлені резонансні частоти подібних ґрунтів для різних значень газового (повітряного) вмісту та глибини їх обробки.

Постановка проблеми. Під час вібрацій робочих органів сільськогосподарських машин, які обробляють вологонасичені ґрунти, спостерігаються своєрідні нелінійні ефекти, зокрема, засмоктування пухирців газу (повітря) у глибину масиву і, навпаки, підйом угору мікротіл більш важких, ніж рідина (вода), що насичує ґрунт. Іншими словами, спостерігаються “аномальні” поведінки систем “робочий орган – оброблюваний ґрунт”: вони еволюціонують до станів, які відповідають максимальним або близьким до них значенням

потенціальної енергії. Для опису та обґрунтування основних параметрів цієї системи необхідно встановити:

- 1) умови занурення пухирців та піднімання важких часточок у ґрунті під дією вібрацій;
- 2) за найпростіших припущень та підходів вібраційної техніки / механіки й методу прямого розподілення рухів сформувавши адекватну фізико– механічну модель вказаних вище явищ;
- 3) режими поведінки системи, їх стійкість;
- 4) основні параметри автоколивального циклу поведінки (системи).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фізико– математичне моделювання аномальної поведінки вологонасичених ґрунтів проведене у роботах [1–8], де останні розглянуті у межах систем з розподіленими параметрами (або дискретно – континуальних). Проте автори цитованих робіт не приділяють уваги теоретичному аналізу умов занурення газових пухирців, явищам вібраційної нестійкості рівноважного стану системи “газ – вологонасичений ґрунт” у полі сил тяжіння, автоколивальному циклу її поведінки, умовам піднімання угору часточок більш щільних, ніж рідина (вода). Дана робота розвиває й доповнює дослідження, присвячені даній темі, й частково відповідає на вказані вище питання.

Мета даної роботи полягає у експериментальному й теоретичному дослідженні основних видів рухів (коливань) у вологонасичених ґрунтах сільськогосподарського призначення під дією вібрацій та встановленні їх основних параметрів / характеристик методами вібраційної механіки. При цьому ґрунт розглянутий як система з розподіленими параметрами (у межах – моделі квазірідини з пухирцями повітря). Слід зазначити, що у такому складному гетерогенному середовищі “вологонасичений ґрунт” наявні пухирці повітря призводять під час впливу вібраційних зовнішніх полів до суттєвих нелінійних ефектів.

Результати дослідження

Експериментальні дослідження

На вібраційному столі (вібраційного стенду) закріплений скляний циліндричний об’єкт (посудина) з прозорими стінками внутрішнім діаметром $D = 6 \cdot 10^{-2}$ м (рис.1), у внутрішню порожнину котрого наповнювали вологонасичений ґрунт (за суттю водний розчин цього ґрунту) до рівня $H = 0,18$ м й надавали йому вертикальних гармонічних коливань з амплітудою до $6,5 \cdot 10^{-3}$ м. Зміни поведінки системи при повільному збільшенні частоти ω , які спостерігаються за звичайного й стробоскопічного освітлення, представлені на рис. 2. Тут

й у подальшому, вологонасичений ґрунт розглядатимемо у межах моделі квазірідини (колоїдного розчину).

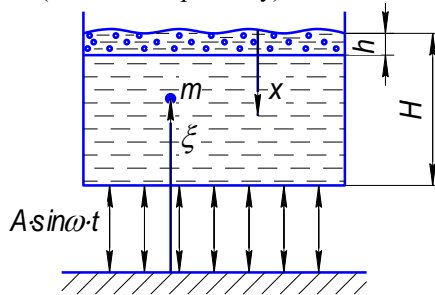


Рис. 1. Схема системи

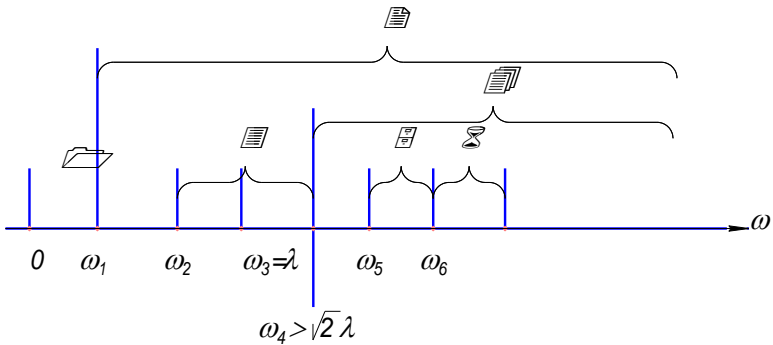


Рис. 2. Критичні значення й характерні інтервали зміни частоти коливань об'єму. 1 – 4 – області, які відповідають різним станам квазірідинно-повітряної системи

У інтервалі часток $0 < \omega < \omega_1 = 170\pi^{-1}$ ($f_1 \approx 27,1$ Гц) квазірідина залишається прозорою. Поблизу поверхні виникає, поступово наростаючий зі збільшенням частоти, прошарок квазірідини, насичений пухирцями різного розміру. За $\omega > \omega_1 = 170\pi^{-1}$ з'являються інтенсивні хаотичні коливання поверхні рідини, причому окремі сплески досягають висоти $H = 0,18$ м. За частоти $\omega = \omega_2 \approx 190\pi^{-1}$ ($f_2 \approx 30,3$ Гц) спостерігається занурення пухирців у глибину посудини з квазірідиною. При цьому пухирці з діаметром біля $(1 \dots 2) \cdot 10^{-3}$ м більш чи менш рівномірно розподіляються по усьому об'єму. При

$\omega = (200 \dots 210) \bar{n}^{-1}$ дрейф таких й більш дрібних пухирців вниз був настільки інтенсивним, що квазірідина в усьому об'ємі ставала непрозорою, нагадуючи розбавлене молоко. Коли подушка з пухирців повітря досягала певного об'єму ($\omega = \omega_i \approx 220 \bar{n}^{-1}$ ($f_i \approx 35$ Гц), згряя пухирців повітря, які її утворювали, з характерним шумом виходили угору й виходили на поверхню (щось на кшталт “кипіння”). Після цього за тієї самої частоти явище повторювалось: пухирці занурювались у рідину, знову утворюючи подушку, і т. д. Іншими словами, мали місце (у слабко зв'язних вологонасичених ґрунтах) асинхронно збуджувані автоколивання. Період цих коливань складав $T = (2 \dots 3)$ с. При цьому загальний рівень газорідинної суміші у посудині збільшувався до $0,29$ м, що відповідало вмісту повітря у цій суміші $\alpha \approx 38\%$. У інтервалі частот $(220 \dots 230) \text{ c}^{-1}$ ($\omega_5 < \omega < \omega_6$) ($35,0 \bar{\Delta} \ddot{o} < f < 36,6 \bar{\Delta} \ddot{o}$) спостерігається підняття угору часточок ґрунту, більш щільних, ніж вода (з характерним розміром $D = (5 \dots 10) \times 10^{-3}$ м). За частоти $\omega = \omega_3 = \lambda$, близькій до ω_2 , відбувався прохід через резонанс, який відповідає частоті вільних коливань стовпа води на повітряній подушці. При цьому спостерігався ефект Зомерфельда [5].

1. Рівняння руху частинки ґрунту

Рівняння руху частинки ґрунту запишемо у вигляді:

$$\left(\rho + \frac{1}{2} \rho_0 \right) \cdot v \cdot \ddot{x} = -k \cdot \dot{x} + (\rho - \rho_0) \cdot v \cdot (\ddot{\xi} + g) \quad (1)$$

тут x – координата часточки відносно посудини, яка відраховується вниз від незбуреної поверхні квазірідини; v – об'єм часточки; ρ – її щільність; ρ_0 – щільність середовища; g – прискорення сили тяжіння; $k \cdot \dot{x}$ – сила опору середовища, яка передбачається або лінійною, або лінеаризованою. Величина $\frac{1}{2} \rho_0 \cdot v$ – наближено враховує приєднану масу середовища.

Через $\ddot{\xi}(\bar{o}, \omega \cdot t)$ позначено абсолютне прискорення середовища у місці, де знаходиться часточка (вважаємо, що середовище де формівне й $\ddot{\xi}$ змінюється по \bar{o} порівняно повільно). Прискорення $\ddot{\xi}$ будемо знаходити, виходячи з припущення, що

середовище (грунт + вода + газ) насичене газом з об'ємною концентрацією α на деяку глибину $h \leq H$ і може розглядатись як пружний стрижень. Швидкість звуку у такому стрижні для випадку пухирців повітря з радіусом $a > 10^{-5}$ м з похибкою менше 5% може бути визначена за формулою [2]

$$\tilde{N} \approx \frac{10}{\sqrt{\alpha \cdot (1 - \alpha)}} \cdot i / \tilde{n}.$$

Ця швидкість парадоксально мала [2]. Так, за $\alpha = 0,3 \dots 0,7$ маємо $\tilde{N} \approx 20 i / \tilde{n}$, тобто більше ніж на порядок нижче швидкості звуку у повітрі. Дана обставина дуже важлива при поясненні розглядуваних нижче явищ. Значення \tilde{N} для різних α за вищенаведеною формулою представлені у таблиці 1.

Таблиця 1. Розрахункові значення $\tilde{N}, \tilde{i} / \tilde{n}$, за різних значень α концентрації пухирців у ґрунтах сільськогосподарського призначення (вологонасичених)

α	$\tilde{n}, \tilde{i} / \tilde{n}$	$\omega_{\text{ддс}}, \frac{1}{\tilde{n}} *$		$f_{\text{ддс}}, \tilde{A}\ddot{\omega} **$	
		$h=0, 1\tilde{i}$	$h=0, 2\tilde{i}$	$h=0, 1\tilde{i}$	$h=0, 2\tilde{i}$
0,1	33,3	1046,2	523,1	166,5	83,25
0,15	28,0	879,6	439,8	139,9	70,0
0,20	25,0	785,4	392,7	125,0	62,5
0,25	23,1	725,7	362,9	115,5	57,75
0,30	21,8	684,9	342,4	109,0	54,5
0,35	21,0	659,7	329,9	104,9	52,5
0,40	20,4	640,9	320,4	102,0	51,0
0,50	20,0	628,3	314,2	100,0	50,0
0,60	20,4	640,9	320,4	102,0	51,0
0,70	21,8	684,9	342,4	109,0	54,5

Примітка

* $\omega_{\text{ддс}}, \frac{1}{\tilde{n}} = \frac{\pi \cdot \tilde{n}}{h}$, резонансна кругова частота ґрунту за глибини масиву (зразка) h, \tilde{i} ;

** $f_{\text{ддс}}, \tilde{A}\ddot{\omega} = \frac{\omega_{\text{ддс}}}{2\pi}$.

Отже, у вологонасичених ґрунтах сільськогосподарського призначення (за глибини сівби та обробки $h=0, 2\tilde{i}$) характерні резонансні частоти $f_{\text{ддс}} = (54, 5...83, 3)\tilde{A}\ddot{\omega}$ за наявності пухирців повітря з концентрацією $\alpha = (0, 1...0, 7)$.

Із розв'язку хвильового рівняння $\ddot{\xi} = \tilde{n}^2 \cdot \xi'' + g$ за граничних умов: $\xi'|_{\sigma=0} = 0, \xi|_{\sigma=h} = A \cdot \sin \omega \cdot t$ (вважаємо, що за $h \leq x \leq H$ квазірідина / ґрунт (вологонасичений) коливається як тверде тіло разом з посудиною) знаходимо

$$\ddot{\xi} = -\psi(\bar{\delta}) \cdot \sin \omega \cdot t, \quad \psi(x) = A \cdot \omega^2 \cdot \frac{\cos\left\{\frac{\omega \cdot x}{c}\right\}}{\cos\left\{\frac{\omega \cdot h}{c}\right\}}. \quad (2)$$

Під час врахування цих виразів рівняння (1) приймає вид:

$$\ddot{\delta} = -k_1 \cdot \dot{x} + a \cdot [-\psi(x) \cdot \sin \omega \cdot t + g], \quad (3)$$

$$k_1 = \frac{k}{\left(\rho + \frac{1}{2}\rho_0\right) \cdot v}, \quad a = \frac{\rho - \rho_0}{\rho + \frac{1}{2}\rho_0}. \quad (4)$$

2. Рівняння повільного руху частинки вологонасиченого ґрунту (основне рівняння вібраційної механіки) та деякі закономірності руху

Розшукуємо розв'язок рівняння (3) методом прямого розподілення рухів [5, 8] у вигляді:

$$x(t) = X(t) + \Psi(t, \omega \cdot t),$$

де X – основна “повільна”, а Ψ – “швидка” 2π – періодична за $\omega \cdot t$ складова з нульовим середнім за період.

Для $X(t)$ отримуємо рівняння:

$$\ddot{X} = -k_1 \cdot \dot{X} + a \cdot g + V(X), \quad (5)$$

де

$$\begin{aligned} V(X) &= -\frac{1}{2} \cdot \frac{a^2}{(\omega^2 + k_1^2)} \cdot \Psi'(X) \cdot \Psi(X) = -\frac{1}{4} \cdot \frac{a^2}{(\omega^2 + k_1^2)} \cdot [\Psi^2(X)]' = \\ &= \frac{1}{4} \cdot \frac{a^2}{\cos^2\left(\frac{\omega \cdot h}{c}\right)} \cdot \frac{\omega^2}{(\omega^2 + k_1^2)} \cdot \frac{A \cdot \omega}{c} \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin\left\{2 \cdot \frac{\omega \cdot X}{c}\right\}, \quad X \leq h, \quad (6) \end{aligned}$$

$V(X)$ – вібраційна сила (у даному випадку прискорення, однак ми умовно будемо, як і раніше, користуватись терміном “сила”).

Відмінність виразу (6) від отриманого у книзі [5, с. 340–344] для часточки у полі стоячої хвилі полягає у використанні виразу (2), а також у тому, що під час розв'язування швидких рухів врахована сила в'язкого опору $k_1 \cdot \dot{X}$; це завжди суттєво для дрібних часточок (ґрунту) за відносно низьких частот ω . Слід зазначити, що рівняння (5) відповідає потенціальній системі (за наявності затухання) – своєрідному маятнику, тоді як вихідне рівняння (3) відповідає суттєво

неконсервативній системі; такі системи відносяться до класу потенціальних у середньому систем [5].

Якщо $V(X) \ll a \cdot g$, тоді часточка ґрунту в усталеному режимі рухається з майже постійною швидкістю $\dot{X} = \frac{a \cdot g}{k_1}$ (рухається угору як пухирець й занурюється у випадку часточки більш щільної, ніж середовище (квасирідина)). За $V(X) \gg a \cdot g$, часточка ґрунту “притягується” як до стійких положень до вузлів хвилі X_0 , де X_0 – корені рівняння $\Psi(X_0) = 0$, тобто рухається у напрямку зменшення функції $|\Psi(X_0)|$. У проміжних випадках часточка ґрунту притягується до точок X_* , у котрих $V(X_*) = a \cdot g$, й при цьому $V'(X_*) < 0$, при $a \cdot g \ll V(X_*)$ ці точки лежать поблизу вузлів.

Для виразів типу (6), отриманих у попередніх дослідженнях, характерним є наявність множника $\sin \frac{2\omega \cdot x}{c}$ (див., наприклад, [1, 3, 4, 6, 8]). Однак коефіцієнти ρ^2 при цьому множнику суттєво різні, що пояснюється відмінністю у вихідних припущеннях, інколи досить складних. У результаті отримують різні висновки відносно притягуння часточок ґрунту або до вузлів, або до пучностей хвилі; викликають протиріччя й деякі експериментальні дані (див. наприклад, [1, 3]). Слід підкреслити, що у відповідності з використаним у даній роботі методом, припускають, що ω^2 у достатній мірі більше цього коефіцієнту (ρ^2).

Вібраційну силу (6) можна тлумачити як радіаційний тиск, обумовлений швидкою складовою руху часточки ґрунту (вологонасиченого) сільськогосподарського призначення Ψ .

Якщо щільність середовища / ґрунту ρ_0 змінюється за координатою X , тоді роль $\Psi(X)$ грає функція $a(X) \cdot \Psi(X)$, причому $\Psi(X)$ повинна визначатись з хвильового рівняння зі змінними коефіцієнтами. Вивчення таких випадків складає самостійну задачу. Тут ми за суттю враховуємо ступінчасту зміну ρ_0 по X .

3. Умова занурення газових пухирців у вологонасичений ґрунт. Вище вібраційної нестійкості рівноважного стану системи “газ – квазірідина / ґрунт” у полі сили тяжіння

Для повітряного пухирця $\rho \ll \rho_0$ й $\alpha \approx -2$. Тоді згідно (5), якщо на границі фронту розповсюдження газорідинної (газо – квазірідинної) фази $X = h$ виконується нерівність $V(h) > 2g$, або під час врахування (6) співвідношення:

$$Q = \frac{\omega^2}{(\omega^2 + k_j^2)} \cdot \frac{A \cdot \omega}{c} \cdot \frac{A \cdot \omega^2}{g} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega \cdot h}{c}\right) > 1, \quad (7)$$

тоді, утворившись у прошарку товщиною h , пухирці будуть розповсюджуватись усередині ємкості. Нерівність (7) можна розглядати як умову вібраційної нестійкості розподіленого стану системи “газ – квазірідина / ґрунт” у полі сили тяжіння. За не надто великих частотах ω , як під час обробітку ґрунту сільськогосподарського призначення вібраційними робочими органами машин, ця умова (7) може виконуватись тільки за наявності газонасиченого прошарку скінченної товщини h поблизу поверхні квазірідини (вологонасиченого ґрунту), коли швидкість звуку c у цьому прошарку порівняно мала.

Таким чином, для пояснення обговорюваної нестійкості й занурення пухирців важливим моментом є турбулізація деякого прошарку квазірідини / ґрунту (вологонасиченого) поблизу вільної поверхні, яка супроводжується утворенням пухирців. Відносно фізичної причини утворення такого прошарку виказуються різні точки зору [2]. У даній роботі цей прошарок розглядається як вібраційний генератор пухирців. Згідно роботи [7] й публікаціям Г.М. Островського, радіус генерованих пухирців є досить стабільним і складає приблизно $7 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, що відповідає спостереженням інших авторів [5, 8]. Такі пухирці за частот $\omega < 200\pi^{-1}$ ($f < 31,8 \text{ А\ddot{o}}$) можуть розглядатись як недеформовані часточки.

На рисунку 3 заштриховані області зміни параметрів $A \cdot \omega^2 / g$ й $\frac{A \cdot \omega}{c}$, які визначаються умовою (7) для $h = 5 \text{ \AA}$ й $h = 10 \text{ \AA}$, $\alpha = 0,4$ й $k_j^2 \ll \omega^2$; останнє відповідає за частоти $\omega \approx 200\pi^{-1}$ пухирцям з радіусом $a > 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ й опору за формулою Стокса. Зірочкою позначена точка, яка відповідає початку занурення пухирців у

вологонасичений ґрунт. Як видно, за $h = 10\text{Å}$ експериментальні дані узгоджуються з умовою (7).

Значення насиченого пухирцями прошарку для ініціалізації занурення пухирців підтверджується додатковими дослідями. У одному випадку повітря вдували через трубку у верхній прошарок квазірідини (ґрунту), у іншому у ньому (прошарку) була розміщена кулька з повітрям у тонкій гумовій оболонці [9]. У результаті занурення пухирців у глибину ємкості спостерігалось вже за $\omega \approx 130\text{н}^{-1}$ ($f \approx 20,7\text{Åö}$). У інших дослідях поверхню квазірідини закривали поліетиленовою плівкою. При цьому ніяких описаних вище ефектів не спостерігалось, квазірідина (вологонасичений ґрунт) коливався як тверде тіло разом з ємкістю.

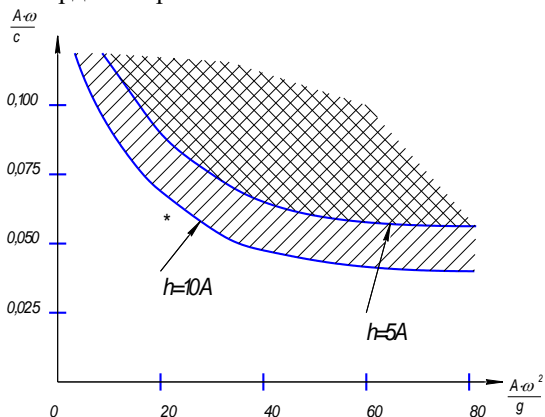


Рис. 3. Области зміни параметрів вібрації, за яких пухирці повітря занурюються усередину ємкості

4. Про пухирці, котрі дрейфують до пучностей стоячої хвилі

Проведене дослідження відноситься до випадку, коли часточки можуть розглядатись як тверде тіло (у т. ч. й пухирці повітря у ґрунті). Цій умові за частот $\omega < 200\text{н}^{-1}$ задовольняють пухирці повітря з радіусом менше 10^{-3} м. Такі пухирці “притягуються” до вузлів амплітуди $|\Psi(X)|$ стоячої хвилі. Як впливає, зокрема, з робіт [6, 8], більші за розміром пухирці, частоти вільних коливань котрих близькі чи менше ω , у певних діапазонах зміни ω притягуються до пучностей амплітуди $|\Psi(X)|$.

5. Умови піднімання угору часточок, більш щільних, ніж квазірідина

Якщо стовп квазірідини (грунту) рівномірно насичений пухирцями повітря, тоді умовою підняття вгору часточок, які лежать на дні ємкості, згідно (5) є нерівність $a \cdot g = V(H) < 0$, або під час врахування (6):

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{\omega^2 \cdot a}{(\omega^2 + k_1^2)} \cdot \frac{A \cdot \omega}{c} \cdot \frac{A \cdot \omega^2}{g} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{H \cdot \omega}{c}\right) < -1. \quad (8)$$

Коли ця умова виконується, тоді вузол амплітуди $|\Psi(X)|$ знаходиться вище дна ємкості, а пучність – ніби нижче дна.

Якщо деформівність середовища (грунту) визначається водноповітряною подушкою, а рідина над ним практично недеформівна, то під час врахування формули для частоти вільних коливань такої системи λ (див. [4]), а також рівняння (5), отримаємо наступну умову відриву часточок ґрунту від дна ємкості:

$$R \equiv \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{\omega^2}{(\omega^2 + k_1^2)} \cdot \frac{A}{Y_1} \cdot \frac{z^2}{(z^2 - 1)} \cdot \frac{A \cdot \omega^2}{g} > 1, \quad z > \sqrt{2}, \quad (9)$$

де $Y_1 = \frac{Y_0}{\alpha} = z^2 \cdot \frac{\zeta \cdot \rho_0}{\alpha \cdot \rho_0 \cdot H} \cdot \frac{1}{\omega^2}$ – висота водноповітряного прошарку,

причому Y_0 – висота чисто повітряної порожнини, ρ_0 – атмосферний тиск, ζ – показник політропи повітря, $z = \omega/\lambda$. Висота підйому

часточки ґрунту над дном ємкості $h_* = Y_1 \cdot \frac{(z^2 - 1)}{z^2} \cdot \frac{(R - 1)}{R}$, $z > \sqrt{2}$. За

$z > \sqrt{2}$ й будь-якому затуханні водяний стовп коливається з амплітудою, меншою A , й (за відсутності затухання) у протифазі з коливаннями ємкості.

6. Про “прориви” повітряної порожнини й автоколивальний цикл поведінки системи

Під час досягнення водноповітряною порожниною певного об’єму, який відповідає значенню z , що трохи перевищує $z = \sqrt{2}$, зростання порожнини припиняється, оскільки пухирці більше не занурюються. Збільшення z призводить до подальшого зменшення амплітуди коливань стовпа квазірідини. За $\omega = \omega_5$, $z = \omega_5/\lambda$ (рис. 2) зменшення амплітуди стає настільки значним, що повітря вже не утримується вібраційною силою поблизу дна ємкості й проривається вгору. Цей прорив може відбутися й за менших значень z й ω , якщо існують досить значні збурення [3]. Після прориву порожнини при

фіксованих значеннях частоти ω у певному діапазоні весь цикл зміни станів системи повторюється (з періодом $\Delta \approx 2 \dots 3\pi$). Іншими словами, відбувається так зване асинхронне збудження автоколиваний.

Висновки

1. Фізичною основою всіх ефектів, які спостерігаються у вологонасичених ґрунтах під час їх обробки робочими органами сільськогосподарських машин вібраційної дії, слугують насичення вологого ґрунту (за вібрації) пухирцями повітря й суттєве зменшення швидкості звуку у такому середовищі (до 20 м/с).

2. Вказане насичення відбувається внаслідок втрати стійкості розділеного стану системи “квасирідина / ґрунт – газ” у полі системи тяжіння. Така нестійкість спостерігається під час виникнення досить товстого насиченого газом прошарку поблизу вільної поверхні ґрунту.

3. Розраховані власні резонансні частоти ґрунту з великим вмістом вологи для різних товщин зразків (h) та значень концентрації повітря (α).

4. Занурення пухирців та піднімання вгору “важких” часточок ґрунту можна розглядати як ефект вібраційного переміщення, обумовлений градієнтним типом асиметрії [5].

5. Отримані результати можуть бути у подальшому використані для вдосконалення й уточнення інженерних розрахунків та під час проектуванні робочих органів сільськогосподарських машин вібраційної дії, котрі взаємодіють з вологонасиченими ґрунтами.

Література

1. Зарембо Л. К. Введение в нелинейную акустику / Л. К. Зарембо, В. А. Красильников. – М.: Наука, Физматлит, 1966. – 520 с.
2. Григорян С. С. Поведение пузырьков воздуха в жидкости при вибрации / С. С. Григорян, Ю. Л. Якимов, Э. З. Апштейн // Fluid Dynamics Transactions. – 1967. – V.3. – P.713 – 719.
3. Ганиев Р. Ф. Динамика частиц при воздействии вибраций / Р. Ф. Ганиев, Л. Е. Украинский. – К.: Наукова думка, 1975. – 168 с.
4. Нигматулин Р. И. Динамика многофазных сред. / Р. И. Нигматулин. – М.: Наука, 1987. – Т.2. – 359 с.
5. Блехман И. И. Вибрационная механика / И. И. Блехман. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
6. Kremer E. V. Control of Gas Content in Bubble Media by Vibration. / E. V. Kremer. – IUTAM Symposium “The active Control of Vibration.” 5 – 8 September, 1994. – L.: MEP, 1994. – P. 197 – 201.

7. Абиев Р. Ш. Резонансная аппаратура для процессов в жидкофазных системах / Р. Ш. Абиев. – Дисс. д-ра техн. наук. – СПб.: Технологический ин-т, 2000. – 366 с.

8. Blekhman I. I. In: Mechanical Vibration: Where Do We Stand. / I. I. Blekhman. – Wien; N. Y.: Springer, 2006. – P. 189 – 247.

9. Bleich H. H. // Jet Propulsion. – 1956. – V. 26. – No. 22. – P. 958 – 963.

УДК 532.517.6: 532.5.522: 534–14: 666.97.033.16 (07)

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; Ю.В. Човнюк, к.т.н.; К.І. Почка, к.т.н.
Київський національний університет будівництва і архітектури

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОЇ ФІЗИКИ ТА І.І. БЛЕХМАНА У МОДЕЛЮВАННІ Й АНАЛІЗІ ВПЛИВУ УЩІЛЬНЮВАНОЇ СУМІШІ НА ДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВІБРОМАШИН

Запропонована модель для аналізу впливу ущільнюваної суміші на динамічні параметри робочих органів вібромашин, яка коректно (у сенсі математичної коректності) враховує граничні умови й дозволяє застосовувати метод Фур'є. Визначені резонансні частоти вібраційних полів, які взаємодіють з оброблюваною сумішшю і реалізують максимально ефективну (у енергетичному сенсі) технологію ущільнення. Дане фізико-механічне тлумачення особливостей аномальної динамічної поведінки системи "робочий орган вібромашини – суміш", які викликані генерацією у контактній зоні значного по товщині прошарку суміші, насиченого повітрям.

Постановка проблеми. Зазвичай за визначення динамічних параметрів власне вібромашин для ущільнення сумішей (будівельних, бетонних, ґрунтових) їх моделюють системами, у котрих маса, пружність та опір рухові враховуються роздільно. Такі моделі цілком виправдані при вивченні руху вібромашин, оскільки їх робочий орган є твердим тілом. Всі точки робочого органу переміщуються у фазі з однаковою амплітудою коливань. Тому поточне значення переміщення робочих органів вібромашин залежить від єдиної змінної – часу t , а їх рух описується звичайними диференціальними рівняннями. Однак рух приведені при цьому не тільки робочий орган, але й суміш, котра під впливом вібрації ущільнюється. Отже, динамічні параметри машини повинні бути визначені з урахуванням суміші. Задача полягає

у тому, щоб знайти закономірності руху робочого органу, взаємодіючого з сумішшю, оскільки у кінцевому підсумку фактичні параметри визначають ефективність процесу ущільнення суміші. Проведені досліді [16] на вібромайданчику, а також поверхневій та глибинній вібромашинах [7, 10] показали, що суміш справляє суттєвий вплив не тільки на величину, але й на характер зміни амплітуди переміщення робочого органу.

Під час проведення дослідів змінними параметрами були маса суміші та її висота. Розрахункові та фактичні значення амплітуд співпадають тільки у невеликому діапазоні зміни висоти стовпа суміші $H (0 < H \leq 0,1 \text{ м})$. Для інших висот стовпа суміші $H > 0,1 \text{ м}$ розходження у значеннях амплітуд суттєві. Більш того, існують області, у яких амплітуда переміщення може не тільки зменшуватись при зростанні маси суміші, але й збільшуватись. Так, під час досягненні висоти $H = (0,3 \dots 0,35) \text{ м}$ амплітуда переміщення більше свого значення без суміші (амплітуда вібрації $\dot{A} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$) на 57 %. Результати вказаних дослідів дозволяють зробити наступні висновки. По-перше, суміш справляє суттєвий вплив на характер зміни й величину амплітуди переміщення робочого органу вібромашини. По-друге, спроба врахувати цей вплив простим складанням у суму коливних мас машини й середовища приводить при певних значеннях висот стовпа суміші до значних помилок при розрахунках. Таким чином, отримані раніше залежності для визначення динамічних параметрів вібромашин виявляються непридатними в умовах взаємодії їх робочих органів з сумішшю. Щоб внести відповідні коригування у ці залежності, необхідно встановити математичну модель суміші й визначити її характеристики.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Бетоннобудівельна суміш, згідно дослідженням [1–16], може бути подана системою з розподіленими параметрами. (У подальшому ми розумітимемо під терміном “суміш” не тільки будівельну, бетонну, ґрунтову суміш, а й будь-який матеріал, наприклад, сільськогосподарського призначення, котрий необхідно ущільнити вібраційними технологіями). На цю обставину вперше звернув увагу професор Шмигальський В.Н. [6]. Це означає, що інерційні, пружні та дисипативні властивості розподілені по усьому об’єму суміші, а не зосереджені у вигляді маси, пружини й демпфера, як це прийнято під час моделювання вібромашин. Кожний елементарний прошарок суміші може бути умовно замінений мініатюрною масою, зв’язаною з іншою такою ж масою, пружиною й демпфером, тобто кожний прошарок представляє собою систему з

одним ступенем вільності руху. У результаті приходять до системи з нескінченим числом степенів вільності руху, тобто до системи з розподіленими параметрами. Процес руху такої моделі подають наступним чином. Робочий орган вібротомашини є джерелом енергії для суміші. Прошарок контактної зони, залучений таким чином у коливання, передає енергію наступним прошаркам. Коливання передаються почерговим стискуванням та розтягом прошарків. При цьому процес залучення прошарків у коливання буде відбуватись не миттєво, а із зміщенням по відношенню до попередніх внаслідок їх інертності. Поступово всі прошарки, обмежені контурами ущільнюваного середовища, починають коливатись, тобто виникає хвильовий рух суміші в цілому.

Рух системи, який залежить від просторової (одновимірний підхід при моделюванні збуреної суміші) та часової координат, зазвичай описується хвильовими рівняннями у частинних похідних. Такі рівняння засновані на розгляді руху елементарного прошарку суміші із врахуванням діючих на нього сил і виникаючих деформацій. При цьому приймаються наступні припущення. Вважають, що сили [7–14], діючі на елементарні прошарки, не викликають їх руйнування. Деформації прошарків досить малі, а їх залежність від напружень лінійна і підкоряється закону Гука. Сума сил, прикладених до прошарку зі сторони сусідніх прошарків при їх коливаннях, дорівнює масі прошарку, помноженій на його прискорення, що відповідає другому закону Ньютона.

При таких припущеннях хвильове рівняння можна подати у наступному вигляді:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}. \quad (1)$$

Слід зазначити, що у (1) не враховані (для спрощення) процеси розсіювання енергії у самій суміші під час її коливань. У рівнянні (1) введені наступні позначення: $u(x, t)$ – переміщення поточного прошарку суміші при коливаннях, яке залежить від просторової (x) та

часової (t) координат; $\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$ – прискорення розглядуваного прошарку;

$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$ – друга похідна від деформації прошарку $\varepsilon = \frac{\partial u}{\partial x}$; швидкість

хвиль c залежить від пружних та інерційних властивостей суміші, які враховуються модулем пружності E та щільністю суміші ρ :

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (2)$$

Аналітичний розв'язок рівняння (1) залежить від характеру взаємодії хвиль, котрі розповсюджуються у масиві суміші, яка знаходиться під впливом вібраційних полів. Якщо біжуча від джерела коливальна хвиля відбивається від границі розділу (наприклад, суміш-повітря, суміш-привантаження та ін.), тоді у якості розв'язку використовується метод Фур'є (метод стоячих хвиль) [3–14]. Проте вказаний метод слід застосовувати з певними коригуваннями [17], оскільки у типових задачах вібраційного ущільнення скінчених по висоті сумішей неоднорідні граничні умови для рівняння (1). У цитованих вище роботах [3–14] цю обставину не враховували. Крім того, згідно з результатами робіт [18–26], на поверхні границі (у контактній зоні з робочим органом вібро-машини), навіть, якщо вона вільна від напружень, виникає прошарок, насичений пухирцями повітря, який суттєвим чином впливає на поведінку всієї суміші у цілому під час її вібраційного ущільнення. Як правило, цю обставину у роботах [3–14] не враховували.

Мета даної роботи полягає у встановленні основних закономірностей руху сумішей за їх вібраційного ущільнення методами роботи [17] (для різних варіантів граничних умов – поверхневого та об'ємного вібраційного формування суміші), а також у оцінці параметрів (фізико-механічних) суміші за наявності газонасиченого прошарку з ущільнюваними властивостями [19, 20], який спричиняє аномалії її динамічної поведінки під дією вібрації.

Результати дослідження

1. Визначення переміщення у суміші в умовах її взаємодії з вібромайданчиком об'ємного ущільнення

Розглянемо задачу вібраційного ущільнення суміші на вібромайданчиках об'ємного формування (рис. 1) за типових граничних умов (вібраційне джерело знаходиться знизу суміші, а зверху – вільна від напружень поверхня).

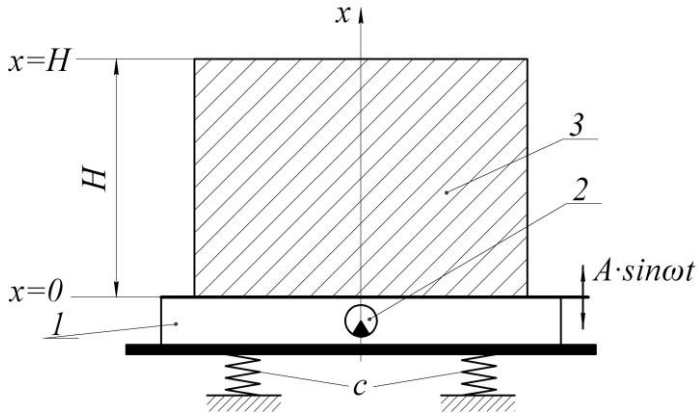


Рис. 1. Розрахункова схема для ущільнення суміші вібраційним полем (об'ємне формування)

На рис. 1 введені позначення: \tilde{n} – сумарна жорсткість віброізоляції вібромайданчика від нерухомої основи, A – амплітуда, ω – кругова частота вібрації, H – висота суміші, $x = H$ – поверхня суміші, вільна від напружень, 1 – робочий орган віброзбудника, 2 – віброзбудник, 3 – суміш.

Граничні умови, за яких треба розв'язати (1), у цьому випадку мають вид

$$u(x,t)|_{x=0} = A \cdot \sin \omega t ; \left. \frac{du(x,t)}{dx} \right|_{x=H} = 0 . \quad (3)$$

Використовуючи [17] можна для задачі (1), (3) отримати наступний розв'язок:

$$u(x,t) = A \cdot \left\{ \cos\left(\frac{\omega \cdot x}{c}\right) + \operatorname{tg}\left(\frac{\omega \cdot H}{c}\right) \cdot \sin\left(\frac{\omega \cdot x}{c}\right) \right\} \cdot \sin \omega t + \frac{2A \cdot \omega \cdot c}{H} \cdot \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\left[(-1)^{k-1} - 1 + (-1)^k \cdot \cos\left(\frac{\omega \cdot H}{c}\right) \right]}{\left[\omega^2 - \left(\frac{k \cdot \pi \cdot c}{H}\right)^2 \right]} \times \sin\left(\frac{k \cdot \pi \cdot c \cdot t}{H}\right) \cdot \sin\left(\frac{k \cdot \pi \cdot x}{H}\right) . \quad (4)$$

2. Визначення динамічних параметрів поверхневих вібротрибок у умовах взаємодії з сумішшю

Розрахункова модель поверхневої вібротрибки для ущільнення сумішей (рис. 2) передбачає виконання наступних граничних умов:

$$u(x, t)|_{x=0} = 0; u(x, t)|_{x=H} = A \cdot \sin \omega t. \quad (5)$$

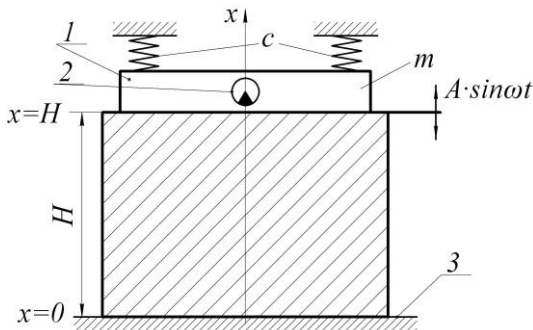


Рис. 2. Розрахункова модель поверхневої вібротрибки: 1 – робочий орган (масою m); 2 – вібротрибок; 3 – піддон; \tilde{n} – жорсткість пружин; A – амплітуда; ω – кругова частота коливань робочого органу; H – висота стовпа суміші

Розв’язок задачі (1), (5) має вигляд:

$$u(x, t) = A \cdot \frac{\sin\left(\frac{\omega \cdot x}{c}\right)}{\sin\left(\frac{\omega \cdot H}{c}\right)} \cdot \sin \omega t + \frac{2A \cdot \omega \cdot c}{H} \cdot \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^{k-1}}{\left[\omega^2 - \left(\frac{k \cdot \pi \cdot c}{H}\right)^2\right]} \times \\ \times \sin\left(\frac{k \cdot \pi \cdot c \cdot t}{H}\right) \cdot \sin\left(\frac{k \cdot \pi \cdot x}{H}\right). \quad (6)$$

3. Динамічний аналіз “аномальних” явищ у суміші під час дії вібрації (за наявності у оброблюваному середовищі газових пухирців)

Експериментальні дослідження, проведені у роботі [20], свідчать про те, що біля поверхні суміші (у межах її моделі квазірідиною), вільної від напружень (задача (1), (3)), виникає, поступово зростаючи зі збільшенням частоти, прошарок квазірідини, насичений пухирцями газу (повітря) різних розмірів.

Автори даного дослідження глибоко переконані у тому, що вказані вище явища слід враховувати при уточненні моделей ущільнення сумішей під дією вібраційних полів (в межах моделі (1), (3)).

Розрахункова схема вібростеми (“вібростема–ущільнювана суміш”) подана на рис. 3, де введені наступні позначення: H – загальна висота стовпа суміші, h – висота поверхневого прошарку суміші, насиченого газом (повітряними пухирцями), m – маса часточки суміші (тверда фаза), ξ – координата часточки, яка відраховується від нерухокої поверхні, x – координата часточки відносно ємкості, у якій розміщена суміш (відраховується від поверхні суміші, вільної від напружень та насиченої пухирцями повітря).

Всі інші позначення, введені на рис. 3, співпадають з такими на рис. 1, 2.

Рівняння руху часточки суміші можна подати наступним чином:

$$\left(\rho + \frac{1}{2}\rho_0\right) \cdot V \cdot \ddot{x} = -k \cdot \dot{x} + (\rho - \rho_0) \cdot V \cdot (\ddot{\xi} + g). \quad (7)$$

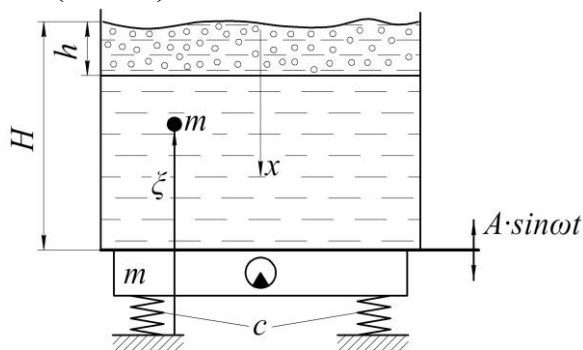


Рис. 3. Розрахункова схема системи “вібростема–ущільнюване середовище/суміш” за наявності на поверхні газових (повітряних) пухирців

У (7) введені такі позначення: V – об’єм часточки; ρ – її щільність; ρ_0 – щільність суміші (у цілому); g – прискорення вільного падіння; $k\dot{x}$ – сила опору середовища (суміші), яка вважається або лінійною, або лінеаризованою. Величина $\frac{1}{2}\rho_0 \cdot V$ наближено враховує приєднану масу середовища/суміші. Через $\ddot{\xi}(x, \omega t)$ позначене абсолютне прискорення суміші у місці, де розміщена часточка (вважаємо, що середовище деформоване й ξ змінюється по x порівняно повільно). Прискорення $\ddot{\xi}$ будемо знаходити з

припущення, що середовище насичене газом (повітрям) з об'ємною концентрацією α на деяку глибину $h \leq H$ й може розглядатись як пружний стрижень. Швидкість звуку у такому стрижні для випадку пухирців повітря з радіусом $r > 10^{-5} \text{ м}$ з похибкою менше 5% може бути визначена за формулою [17]:

$$\tilde{n} \approx \frac{10}{\sqrt{\alpha \cdot (1-\alpha)}}, \quad i / \tilde{n}. \quad (8)$$

Ця швидкість парадоксально мала. Так, за $\alpha = 0,3 \dots 0,7$ маємо $\tilde{n} \approx 20i / \tilde{n}$, тобто більше, ніж на порядок нижча за швидкість звуку у повітрі. Дана обставина дуже важлива під час пояснення “аномальної” поведінки розглядуваної системи та процесів відбиття створюваних у суміші хвиль від поверхні, насиченої газом (повітрям) й вільної від напружень.

З розв'язку хвильового рівняння:

$$\ddot{\xi} = \tilde{n}^2 \cdot \xi'' + g, \quad (9)$$

де $\ddot{\xi} = \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$; $\xi'' = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$, за граничних умов:

$$\left. \frac{\partial \xi}{\partial x} \right|_{x=0} \equiv \xi'|_{x=0} = 0, \quad \xi|_{x=h} = A \cdot \sin \omega t \quad (10)$$

(вважаємо, що за $h \leq x \leq H$ квазірідина/суміш коливається як тверде тіло разом з ємкістю) знаходимо:

$$\ddot{\xi} = -\psi(x) \cdot \sin \omega t, \quad \psi(x) = A \cdot \omega^2 \cdot \frac{\cos\left(\frac{\omega \cdot x}{c}\right)}{\cos\left(\frac{\omega \cdot h}{c}\right)}. \quad (11)$$

Під час врахування виразів (11) рівняння (7) приймає вид:

$$\ddot{x} = -k_1 \cdot \dot{x} + \chi \cdot [-\psi(x) \cdot \sin \omega t + g]; \quad (12)$$

$$k_1 = \frac{k}{\left(\rho + \frac{1}{2}\rho_0\right) \cdot V}; \quad \chi = \frac{\rho - \rho_0}{\rho + \frac{1}{2}\rho_0}. \quad (13)$$

У табл. 1 наведено результати розрахунку лінійної резонансної частоти $f_{d\alpha\zeta}$, $\tilde{A}\tilde{\delta}$ для моделі “вібрмашина–ущільнювана суміш” (рис. 3), яка визначається з формули:

$$f_{\text{двк}} = \frac{\tilde{n}}{4H} \cong \frac{10}{4 \cdot \sqrt{\alpha \cdot (1-\alpha)} \cdot H} = \frac{2,5}{\sqrt{\alpha \cdot (1-\alpha)} \cdot H}, \tilde{A}\ddot{\omega}. \quad (14)$$

Таблиця 1. Резонансна частота $f_{\text{двк}}, \tilde{A}\ddot{\omega}$ для різних значень $H, \dot{\iota}$ та об'ємної концентрації повітря α у суміші

α	0,1	0,1	0,15	0,15	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,35	0,35	0,4
$\tilde{n}, \dot{\iota} / \tilde{n}$	33,3	33,3	28,0	28,0	25,0	25,0	23,1	23,1	21,8	21,8	21,0	21,0	20,4
$H, \dot{\iota}$	0,3	0,35	0,3	0,35	0,3	0,35	0,3	0,35	0,3	0,35	0,3	0,35	0,3
$f_{\text{двк}}, \tilde{A}\ddot{\omega}$	27,8	23,8	23,3	20,0	20,8	17,9	19,2	16,5	18,2	15,6	17,5	15,0	17,0
α	0,4	0,45	0,45	0,15	0,15	0,2	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
$\tilde{n}, \dot{\iota} / \tilde{n}$	20,4	20,1	20,1	28,0	28,0	25,0	25,0	23,1	21,8	21,0	20,4	20,1	20,0
$H, \dot{\iota}$	0,35	0,3	0,35	0,4	0,45	0,4	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,5
$f_{\text{двк}}, \tilde{A}\ddot{\omega}$	14,6	16,8	14,4	17,5	15,6	15,6	13,9	12,8	12,1	11,7	11,3	11,2	10,0

4. Рівняння повільного руху частинки суміші (основне рівняння вібраційної механіки) та деякі закономірності руху суміші

У цьому розділі дослідження скористаємось підходами та результатами робіт [18–26].

Будемо розшукувати розв'язок рівняння (12) методом прямого розділення рухів у виді:

$$x(t) = X(t) + \psi(t, \omega t), \quad (15)$$

де X – основна “повільна”, а ψ – “швидка” 2π -періодична по ωt складова з нульовою середньою за період.

Для X отримаємо рівняння:

$$\ddot{X} = k_1 \dot{X} + \chi \cdot g + V(X), \quad (16)$$

де

$$V(X) = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\chi^2}{(\omega^2 + k_1^2)} \cdot \Psi'(X) \cdot \Psi(X) = -\frac{1}{4} \cdot \frac{\chi^2}{(\omega^2 + k_1^2)} \cdot [\Psi^2(X)]' =$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \frac{\chi^2}{\left\{ \cos^2 \left(\frac{\omega \cdot h}{c} \right) \right\}} \cdot \frac{\omega^2}{(\omega^2 + k_1^2)} \cdot \frac{A \cdot \omega}{c} \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \left\{ 2 \cdot \frac{X \cdot \omega}{c} \right\}; \quad X \leq h, \quad (17)$$

V – вібраційна сила (у даному випадку прискорення, але умовно будемо, як і раніше, користуватись терміном “сила”).

Відмінність виразу (17) від отриманого у книзі [18] для частинки у полі стоячої хвилі полягає у використанні виразу (11), а також у тому, що при розв’язуванні рівняння швидких рухів врахована сила в’язкого опору $k_1 \dot{\psi}$; це суттєво для дрібних частинок при відносно низьких частотах ω . Слід зазначити, що рівняння (16) відповідає потенціальній системі (за наявності затухання) – своєрідному маятнику, тоді як вихідне рівняння (12) відповідає суттєво консервативній системі; такі системи відносяться до класу потенціальних у середньому систем [18].

Якщо $V(X) \ll \chi \cdot g$, тоді частинка в усталеному режимі рухається з майже постійною швидкістю $\dot{X} = \frac{\chi \cdot g}{k_1}$ (піднімається угору

у випадку пухирця й занурюється у випадку частинки більш щільної, ніж середовище (суміш)).

За $V(X) \gg \chi \cdot g$ частинка “притягується” як до стійких положень до вузлів хвилі X_0 , де X_0 – корені рівняння $\Psi(X_0) = 0$, тобто рухається у напрямку зменшення функції $|\Psi(X)|$.

У проміжних випадках частинка притягується до точок X_* , у котрих $V(X_*) = \chi \cdot g$ й при цьому $V'(X_*) < 0$; при $V(X_*) \gg \chi \cdot g$ ці точки лежать поблизу вузлів.

Для виразів типу (17), отриманих раніше, характерна наявність множника $\sin \left\{ \frac{2 \cdot \omega \cdot x}{c} \right\}$ [19–26]. Однак коефіцієнти p^2 при цьому множнику суттєво різні, що пояснюється відмінністю у вихідних припущеннях, інколи досить складних. У результаті отримують різні висновки відносно протягування частинок або до вузлів, або до пучностей хвилі; існують й деякі протиріччя у експериментальних

даних [21, 23]. Слід підкреслити, що у відповідності з використаним методом вважаємо, що ω^2 у достатній мірі більше цього коефіцієнта.

Вібраційну силу (17) можна тлумачити як радіаційний тиск, обумовлений швидкою складовою руху частинки $\psi(t, \omega t)$. Якщо щільність середовища ρ_0 змінюється по координаті x , тоді роль $\Psi(x)$ грає функція $\chi(x) \cdot \Psi(x)$, причому $\Psi(x)$ повинна визначатись з хвильового рівняння зі змінними коефіцієнтами. Вивчення таких випадків складає самостійну задачу. Тут, за суттю, враховується ступінчаста зміна ρ_0 за x .

Висновки

1. Запропонована адекватна фізико–механічна модель вібраційного ущільнення сумішей (будівельних, бетонних, ґрунтових), яка коректно враховує існуючі граничні умови, що накладаються (для варіантів об’ємного та поверхневого ущільнення). Цей підхід, запозичений з математичної фізики, дозволяє у подальшому застосовувати метод Фур’є для розв’язку основної задачі вібраційної механіки. При цьому сама суміш розглядається як система з розподіленими параметрами, що описується хвильовим рівнянням стандартного типу.

2. Визначені резонансні частоти віброущільнення сумішей, насичених газовою компонентою (повітрям), які відповідають оптимальним режимам формування цих сумішей (з мінімальними витратами енергії на процес формування й ущільнення суміші).

3. Фізичною основою всіх аномальних ефектів динамічної поведінки сумішей, що спостерігаються експериментально, слугують насичення суміші (яка має зазвичай рідинну компоненту) при вібрації пухирцями повітря й суттєве зниження швидкості звуку у такому середовищі. У свою чергу, вказане насичення відбувається внаслідок втрати стійкості розділеного стану системи “(квазі–)рідина–суміш–газ” у полі сили тяжіння. Така нестійкість спостерігається при виникненні досить товстого, насиченого газом (повітрям), прошарку поблизу вільної поверхні (квазі–)рідини (суміші).

4. Отримані у роботі аналітичні залежності можуть у подальшому слугувати для вдосконалення й уточнення існуючих інженерних методів розрахунку вібромашин для ущільнення сумішей різної фізичної природи, робочі органи яких взаємодіють з оброблюваним середовищем, що моделюється системою з розподіленими параметрами.

Література

1. Бауман В.А. Вибрационные машины и процессы в строительстве / В.А. Бауман, И.И. Быховский. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.
2. Бауман В.А. Вибрационные машины в строительстве и производство строительных материалов: Справочник / В.А. Бауман, И.И. Быховский, Б.Г. Гольдштейн. – М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.
3. Гусев Б.В. Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей / Б.В. Гусев, А.Д. Деминов, Б.И. Крюков, Л.М. Литвин, Е.А. Логвиненко. – М.: Стройиздат, 1982. – 152 с.
4. Руденко И.Ф. Формование изделий поверхностными виброустройствами / И.Ф. Руденко. – М.: Стройиздат, 1972. – 104 с.
5. Савинов О.А. Теория и методы вибрационного формирования железобетонных изделий / О.А. Савинов, Е.В. Лавринович. – М.; Л.: Стройиздат, 1972. – 152 с.
6. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках / В.Н. Шмигальский. – М.: Стройиздат, 1968. – 104 с.
7. Гарнец В.Н. Определение режимов работы поверхностного вибропресса / В.Н. Гарнец // Горные, строительные и дорожные машины: Сб. науч. тр. – К.: Техніка, 1976. – Вып. 22. – С. 65–69.
8. Гарнец В.Н. Динамический анализ работы поверхностных виброуплотнителей / В.Н. Гарнец, Ю.В. Човнюк. // Известия вузов. Серия: Строительство и архитектура. – 1987. – № 12. – С. 100–104.
9. Маслов А.Г. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве / А.Г. Маслов, В.М. Пономарев. – К.: Будівельник, 1985. – 128 с.
10. Назаренко И.И. Высокоэффективные виброформовочные машины / И.И. Назаренко. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1988. – 140 с.
11. Назаренко И.И. Перспективные направления создания и совершенствования уплотняющих машин в строительстве / И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: О-во “Знание” УССР. – 1987. – 16 с.
12. Назаренко И.И. Выбор расчетной схемы вибрируемой бетонной смеси / И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец // Горные, строительные и дорожные машины: Сб. науч. тр. – К.: Техніка, 1976. – Вып. 21. – С. 87–90.
13. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1985. – 168 с.

14. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В.М. Гарнець. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
15. Овчинников П.Ф. Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и ударах / П.Ф. Овчинников, В.С. Бабий. – Кишинёв: Штиинца, 1976. – 135 с.
16. Крейчи И. Экспериментальное определение динамического модуля упругости вибрируемых бетонных смесей / И. Крейчи, В.Т. Кравчук // Известия вузов. Серия: Строительство и архитектура. – 1982. – № 12. – С. 16–20.
17. Кошляков Н.С. Уравнения в частных производных математической физики / Н.С. Кошляков, Э.Б. Глинер, М.М. Смирнов. – М.: Высшая школа, 1970. – 620 с.
18. Блехман И.И. Вибрационная механика / И.И. Блехман. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
19. Blekhan I.I. In: Mechanical Vibration: Where Do We Stand? / I.I. Blekhan. – Wien; N.Y.: Springer, 2006. – P. 189–247.
20. Блехман И.И. “Аномальные” явления в жидкости при действии вибрации / И.И. Блехман, Л.И. Блехман, Л.А. Вайсберг, В.Б. Васильков, К.С. Якимова // Доклады Академии наук (Россия). – 2008. – Т. 422. – № 4. – С. 470–474.
21. Зарембо Л.К. Введение в нелинейную акустику / Л.К. Зарембо, В.А. Красильников. – М.: Наука; Физматлит, 1966. – 520 с.
22. Григорян С.С. Поведение пузырьков воздуха в жидкости при вибрации / С.С. Григорян, Ю.Л. Якимов, Э.З. Апштейн // Fluid Dynamics Transactions. – 1967. – V. 3. – P. 713–719.
23. Ганиев Р.Ф. Динамика частиц при воздействии вибраций. / Р.Ф. Ганиев, Л.Е. Украинский. – Киев: Наукова Думка, 1975. – 168 с.
24. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред / Р.И. Нигматулин. – М.: Наука, 1987. – Т. 2. – 359 с.
25. Kremer E.B. Control of Gas Content in Bubble Media by Vibration / E.B. Kremer. – IUTAM Symposium “The Active Control of Vibration”. – 5–8 September, 1994. – L.: MEP, 1994. – P. 197–201.
26. Абиев Р.Ш. Резонансная аппаратура для процессов в жидкостных системах / Р.Ш. Абиев. – Дис. д-ра техн. наук. – Спб.: Технол. ин-т, 2000. – 366 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 539.3

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; В.П. Ковбаса, д.т.н.; Ю.В. Човнюк, к.т.н.;
В.В. Ярошенко; А.В. Яворська
Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ СТАТИЧНОГО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ СИПУЧОГО СЕРЕДОВИЩА У ВЕРТИКАЛЬНІЙ ЄМКОСТІ ЗА УМОВИ ЙОГО ГРАНИЧНОЇ РІВНОВАГИ

Проведений всебічний аналіз статичного напруженого стану сипучого середовища у вертикальних ємкостях (силосах та бункерах) за умови його граничної рівноваги.

НАПРУЖЕНИЙ СТАН, ЄМНІСТЬ, СИПКЕ СЕРЕДОВИЩЕ, ГРАНИЧНА РІВНОВАГА.

Постановка проблеми. Друга форма витoku сипучого матеріалу з вертикальної ємкості характеризується переміщенням всієї його маси єдиними стовпом, зверху до низу ємкості. При цьому не відбувається утворення самостійних ліній течії із суттєвим зміщенням їх одна відносно іншої, тобто швидкості руху всіх часточок середовища, які попадають у один горизонтальний переріз, рівні між собою. Особливості виникнення двох форм витoku детально описані у [8].

Розв'язок задачі про виток сипучого матеріалу (середовища) з вертикальної ємкості має дуже важливе значення. Зокрема, при витoku сипучого матеріалу саме за другою формою виникає підвищений тиск на стінки силосів, який значно перевищує розрахункові значення тисків, знайдених за теорією Янсена–Кенена. Одним з головних недоліків цієї теорії є саме невиконання граничних умов на стінках, оскільки вони є там одночасно і майданчиками ковзання, і майданчиками мінімальних головних напружень.

Спочатку необхідно розв'язати задачу так, щоб фактор руху не відігравав ніякої ролі (Сипуче середовище слід прийняти нестискуваним, а рух його – усталеним).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У роботах [1–13] розглянуто різні аспекти задачі про рух сипучого матеріалу у вертикальній ємкості за другою формою витoku. Розглянуті плоскі ємкості (бункери) та круглі ємкості (силоси). Знайдені так звані асимптотичні розв'язки.

Під час заглиблення у будь-якій вертикальній ємкості необмеженої глибини значення напружень у заповнюючому її

сипучому середовищі, яке знаходиться у стані граничної рівноваги, не будуть необмежено зростати, а будуть прямувати до певного граничного значення, що досягається на нескінченній глибині. Ці граничні значення називають у літературі асимптотичними [13] .

Велику кількість експериментальних досліджень, пов'язаних із вивченням законів витоку сипучих матеріалів з вертикальних ємкостей, провели С.Г. Тахтамішев, М.С. Бронштейн, В.С. Кім. Питання теорії руху сипучого середовища розглядали А.Ю. Ішлінський [3] та Шілд (Shield) [4].

Мета даної роботи полягає у виявленні основних характеристик статичного напруженого стану сипучих матеріалів, які перебувають у граничній рівновазі у вертикальних ємкостях, а також відшукування ситуації (обставин), за якої (яких) реалізується точне задоволення граничних умов на вертикальних стінках ємкості (силосу). Реалізація даної мети роботи створює передумови для розв'язку подібної задачі про другу форму витоку сипучого матеріалу у найбільш загальній її постановці із врахуванням стиснення самого середовища та неусталеного характеру руху.

Результати дослідження

1. Ємкість нескінченної глибини

Приймаємо розташування координатних вісей у відповідності до рис.1. Тоді із визначення асимптотичних значень напружень випливає, що останні будуть функціями лише координати y .

Переходячи до отримання асимптотичних розв'язків, сформулюємо кінцеву постановку цієї задачі.

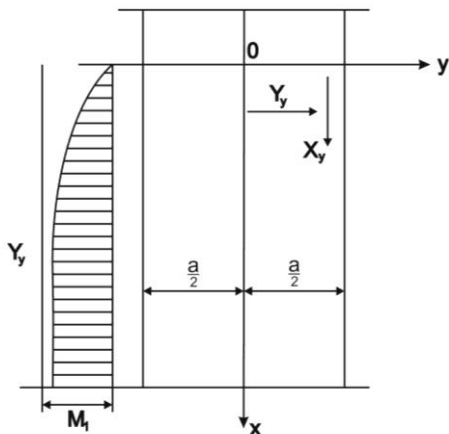


Рис. 1. Геометрія задачі

Необхідно знайти розв'язок, який задовольняє у всіх точках середовища рівнянням руху, рівнянню суцільності середовища, рівнянню граничної рівноваги та граничній умові на стінках ємкості (рис.1):

$$\text{при } y = \pm \frac{a}{2} \quad X_y = \pm f \cdot Y_y, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт тертя сипучого матеріалу по стінці.

Будемо вважати, що:

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \varphi \geq f, \\ k = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де φ – кут внутрішнього тертя сипучого матеріалу, k – зчеплення сипучого матеріалу з матеріалом стінок силосу. Завдяки тому, що:

$$V_y = 0 \quad \partial \dot{a} \quad V_x = \text{const}, \quad (3)$$

інерційні члени у рівняннях руху перетворюються у нуль.

Отримаємо асимптотичний розв'язок для випадку плоскої задачі стосовно процедури визначення напруженого стану сипучого матеріалу, який знаходиться у видовженому бункері.

Асимптотичні напруження X_x, Y_y, X_y є такими функціями:

$$X_x = X_x(y); \quad Y_y = Y_y(y); \quad X_y = X_y(y). \quad (4)$$

Системі рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial X_x}{\partial x} + \frac{\partial X_y}{\partial y} - X = 0; \\ \frac{\partial X_y}{\partial x} + \frac{\partial Y_y}{\partial y} - Y = 0; \\ (X_x - Y_y)^2 + 4X_y^2 = \sin^2 \varphi \cdot (X_x + Y_y)^2 \end{cases} \quad (5)$$

та граничній умові

$$X_y \left(\pm \frac{a}{2} \right) \mp f Y_y \left(\pm \frac{a}{2} \right) = 0 \quad (6)$$

задовольняє така система функцій:

$$\begin{cases} X_x = M_1 \cdot \psi(y); \\ Y_y = M_1; \\ X_y = M_1 \cdot \zeta(y), \end{cases} \quad (7)$$

де

$$\psi(y) = \frac{1}{\cos^2 \varphi} \cdot \left(1 + 2 \cdot \sin \varphi \cdot \sqrt{1 - \xi^2 \cdot m^2 + \sin^2 \varphi} \right); \quad (8)$$

$$\zeta(y) = f \cdot \xi; \quad (9)$$

$$M_1 = \frac{a}{2} \cdot \frac{g \cdot \rho}{f}; \quad (10)$$

$$\xi = \frac{2y}{a}; \quad m = \frac{f}{\operatorname{tg} \varphi}, \quad (11)$$

(тобто ξ – приведена координата y , m – відношення коефіцієнту тертя сипучого зі стінкою до коефіцієнту внутрішнього тертя).

На рис. 2 зображені епюри напружень X_σ та X_σ . Напруження Y_σ (розпір) – величина постійна.

Отже, розв'язок (7), який точно задовольняє вихідній системі рівнянь у кожній точці середовища і точно задовольняє граничній умові на стінках, характеризується нерівномірним законом розподілу вертикального напруження X_σ вповодж горизонтального перерізу ємкості, досягаючи максимального значення у її середині:

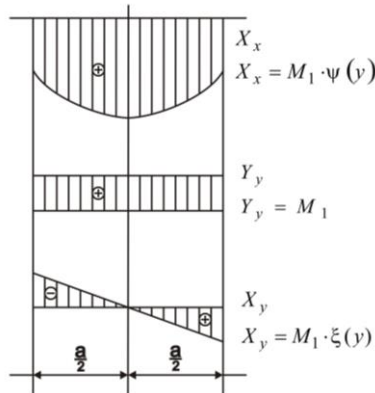


Рис. 2. Епюри напружень $X_\sigma, Y_\sigma, X_\sigma$

Обчислюючи функцію β зі співвідношення:

$$\operatorname{tg} 2\beta = \frac{2X_y}{X_x - Y_y} = \frac{2\zeta(y)}{\psi(y) - 1}, \quad (12)$$

неважко побудувати траєкторії головних напружень σ_1 та σ_2 . Вони зображені на рис. 3.

Напруження X_o та Y_o є головними напруженнями (відповідно σ_1 та σ_2) лише у внутрішньому об'ємі ємкості, за $\xi = 0$.

Дійсно, з (8) та (12) за $\xi = 0$

$$\begin{cases} \frac{Y_y}{X_x} = \frac{\cos^2 \varphi}{(1 + \sin \varphi)^2} = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} = \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right); \\ \operatorname{tg}^2 \beta = 0; \quad \beta = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Співвідношення між Y_o та X_o біля стінок ємкості за $f = \operatorname{tg} \varphi$ складає:

$$\begin{cases} \frac{Y_y}{X_x} = \frac{1 - \sin^2 \varphi}{1 + \sin^2 \varphi}; \quad \operatorname{tg} 2\beta = \pm \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi}; \quad \beta = \pm \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \end{cases} \quad (14)$$

Отже, на вертикальну стінку силосу діє не менше головне напруження, а напруження $Y_o \left(\pm \frac{\dot{a}}{2} \right) > \sigma_2$.

На рис. 3 також зображені лінії ковзання двох сімей кривих, побудовані для випадку $f = \operatorname{tg} \varphi$.

Приведеному вище розв'язку можна дати таку інтерпретацію. Формули (7) можна розглядати як вирази для одиничних зусиль у циліндричних склепіннях, які перекривають проліт ємкості $L = a$, і мають стрілу підйому h

$$h = \frac{1}{4} \cdot af \quad (15)$$

та описані за параболою.

Напруження Y_o відповідає розпору, X_o – зсувним (поперечним) силам, X_o – деякій величині двостороннього напруження, що знайдене з умови граничної рівноваги та такої, що заважає розсипанню склепоутворення. Причому у даному випадку значення X_o – активний тиск є більшим з двох можливих значень X_o , які задовольняють умові граничної рівноваги за заданих Y_o та X_o . Навантаженням для цих циліндричних склепінь в умовах асимптотичного розв'язку є їх власна вага. Сили тертя на кінцях склепіння повністю сприймають останнє, підтверджуючи ту обставину, що склепоутворення дозволяє встановити рівновагу, утримуючи без руху самого себе.

Отримаємо асимптотичний розв'язок для випадку просторової вісесиметричної задачі стосовно визначення напруженого стану

сипучого матеріалу, який знаходиться у циліндричному круглому силосі діаметру d .

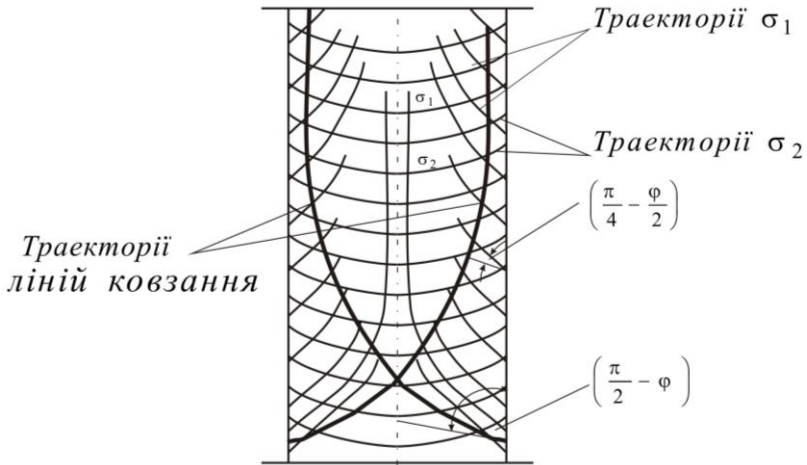


Рис. 3. Траєкторії головних напружень та лійної ковзання

Асимптотичні напруження $R_r, Z_z, R_z, \theta_\theta$ є такими функціями:

$$R_r = R_r(r); \quad Z_z = Z_z(r); \quad R_z = R_z(r); \quad \theta_\theta = \theta_\theta(r). \quad (16)$$

Системі рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial R_r}{\partial r} + \frac{\partial R_z}{\partial z} + \frac{R_r - \theta_\theta}{r} - R = 0; \\ \frac{\partial R_z}{\partial r} + \frac{\partial Z_z}{\partial z} + \frac{R_z - Z}{r} - Z = 0; \\ (Z_z - R_r)^2 + 4R_z^2 = \sin^2 \varphi \cdot (Z_z + R_r)^2 \end{cases} \quad (17)$$

та граничній умові:

$$R_z \left(\frac{d}{2} \right) - f \cdot R_r \left(\frac{d}{2} \right) = 0 \quad (18)$$

задовольняє така система функцій:

$$Z_z = M_2 \cdot \psi(r); \quad R_r = \theta_\theta = M_2; \quad R_z = M_2 \cdot \zeta(r), \quad (19)$$

де

$$\psi(r) = \frac{1}{\cos^2 \varphi} \cdot \left(1 + 2 \cdot \sin \varphi \cdot \sqrt{1 - \xi^2 \cdot m^2 + \sin^2 \varphi} \right); \quad (20)$$

$$\zeta(r) = f \cdot \xi; \quad (21)$$

$$M_2 = \frac{d}{2} \cdot \frac{g \cdot \rho}{f}; \quad (22)$$

$$\xi = \frac{2r}{d}; \quad m = \frac{f}{\operatorname{tg} \varphi}. \quad (23)$$

Отже, як і у випадку плоскої задачі, вертикальне напруження Z_z розподілене по горизонтальним перерізам нерівномірно, досягаючи максимального значення у центрі ємкості. Епюри напружень з точністю до числового множника мають вид, аналогічний випадку плоскої ємкості (рис. 3).

Статичною інтерпретацією розв'язку просторової віссиметричної задачі є напружений стан круглого у плані склепоутворення, яке має діаметр, рівний діаметру ємкості, стрілу підйому h :

$$h = \frac{l}{6} \cdot d \cdot f \quad (24)$$

й описаного за параболоїдом обертання.

Напруження R_r відповідає радіальному зусиллю, θ_θ – кільцевому, R_z – поперечним силам, Z_z – двосторонньому вертикальному зусиллю обтискування.

У випадку $f \rightarrow 0$ (див. (8) та (20)) закон розподілу вертикальних напружень прямує до рівномірного, і ми приходимо у граничному випадку до асимптотичного розв'язку Янсена–Кенена, справедливому лише, строго кажучи, для ідеально гладких стінок.

2. Ємкість скінченої глибини

Узагальнимо отримані вище результати на випадок ємкості скінченої глибини.

У даному випадку всі шукані напруження є функціями вже двох незалежних змінних – x, y (або z, r).

Деяка наближеність розв'язку для ємкості скінченої глибини буде полягати у складанні рівняння рівноваги (точний розв'язок див. [5] не для елемента $dx dy$, а для елемента, який має висоту $dx(dz)$ а горизонтальний розмір – рівний ширині (або площі) ємкості. Це припущення еквівалентне припущенню про те, що залежність між $X_\delta, Y_\delta, X_\delta$ (або $R_r, Z_z, R_z, \theta_\theta$) у межах якогось одного горизонтального перерізу $x = \text{const}$ ($z = \text{const}$) залишається такою ж, як і для випадку асимптотичного розв'язку.

Врахування зміни напруженого стану під час зміни глибини здійснюється шляхом деякого коефіцієнта затухання, який входить у кожний з компонентів напружень.

Приймаючи до уваги, що:

$$X_x = Y_y \cdot \psi(y) \quad \text{ààà} \quad Z_z = R_r \cdot \psi(r), \quad (25)$$

диференціальне рівняння рівноваги ($\sum P_u = 0$) елемента $dx \cdot a$ (або $dz \cdot \frac{\pi d^2}{4}$) запишеться (рис. 4):

$$\frac{S_i}{\rho g} \cdot \frac{dH}{du} + \frac{H}{M_i} - 1 = 0. \quad (26)$$

Тут u – координата x чи z ; H – горизонтальне напруження Y_σ чи R_r ; M_i – ($i=1,2$) значення величин M для плоскої чи просторової вісесиметричної задачі, чисельно рівні відповідним асимптотичним горизонтальним напруженням:

$$S_1 = \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \psi(y) dy / a; \quad (27)$$

$$S_2 = \int_F \psi(r) dF / F. \quad (28)$$

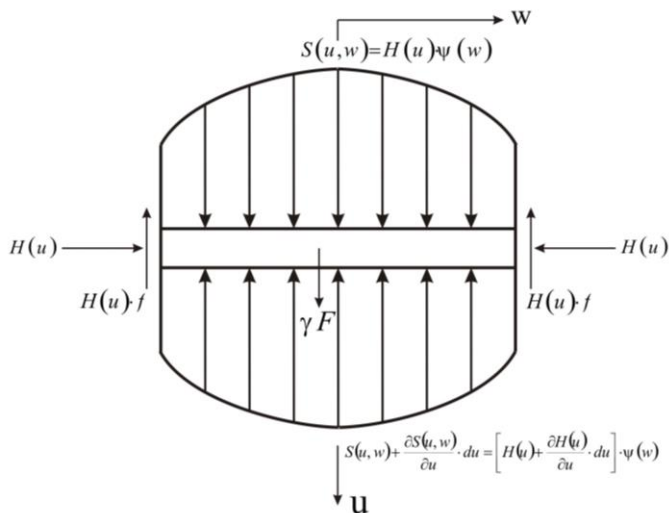


Рис. 4. Схема, яка описує рівновагу елемента сипучого матеріалу

Отже, S_1 та S_2 є усереднені за шириною або по площі ємкості значення коефіцієнтів $\psi(y)$ та $\psi(r)$ – коефіцієнтів пропорціональності між вертикальним і горизонтальним напруженнями.

Розв'язок диференціального рівняння (26) має вид:

$$H = H(u) = M_i \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\rho g}{M_i \cdot S_i} \cdot u\right) \right]. \quad (29)$$

Розкриваючи значення M_i та позначаючи

$$\gamma = \rho g, \quad (30)$$

запишемо розгорнуті вирази напружень для випадків плоскої та кругової ємкості:

для плоскої ємкості –

$$\begin{cases} X_x = X_x(x, y) = \frac{\gamma a}{2f} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{2f}{aS_1} \cdot x\right) \right] \cdot \psi(y); \\ Y_y = Y_y(x) = \frac{\gamma a}{2f} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{2f}{aS_1} \cdot x\right) \right]; \\ X_y = X_y(x, y) = \gamma \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{2f}{aS_1} \cdot x\right) \right] \cdot y; \end{cases} \quad (31)$$

для круглої ємкості –

$$\begin{cases} Z_z = Z_z(z, r) = \frac{\gamma d}{4f} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{4f}{dS_2} \cdot z\right) \right] \cdot \psi(r); \\ R_r = R_r(z) = \frac{\gamma d}{4f} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{4f}{dS_2} \cdot z\right) \right]; \\ R_z = R_z(z, r) = \frac{\gamma}{2} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{4f}{dS_2} \cdot z\right) \right] \cdot r. \end{cases} \quad (32)$$

Та обставина, що одне з напружень (Y_y чи R_r) є функцією лише однієї координати (x чи z) досить прийнятна, оскільки дозволяє при врахуванні неусталеного характеру руху звести розв'язок до вивчення одновимірного руху у координатах x, t (чи z, t).

Слід підкреслити, що напруження, які визначається формулами (31) і (32), точно задовольняють умові граничної рівноваги у кожній точці сипучого середовища.

Введення коефіцієнта затухання напружень не змінює геометричний малюнок напрямків траєкторій головних напружень та ліній ковзання, зображений на рис. 3.

У подальшому ми введемо позначення для коефіцієнтів затухання напружень:

$$E_1(x) = 1 - \exp\left(-\frac{2f}{aS_1} \cdot x\right); \quad (33)$$

$$E_2(z) = 1 - \exp\left(-\frac{4f}{dS_2} \cdot z\right). \quad (34)$$

За $x = 0$, $z = 0$ відповідно $E_1(x) = E_2(z) = 0$.

Приведемо у табличній формі скорочений запис компонентів напруження для випадків плоскої та круглої ємкостей.

Таблиця. Скорочений запис компонентів напруження для випадків плоскої та круглої ємностей

Плоска ємкість	Кругова ємкість
$X_x(x, y) = M_1 \cdot E_1(x) \cdot \psi(y)$	$Z_z(z, r) = M_2 \cdot E_2(z) \cdot \psi(r)$
$Y_y(x) = M_1 \cdot E_1(x)$	$R_r(z) = M_2 \cdot E_2(z)$
$X_y(x, y) = M_1 \cdot E_1(x) \cdot \zeta(y)$	$R_z(z, r) = M_2 \cdot E_2(z) \cdot \zeta(r)$

Отримаємо аналітичні вирази коефіцієнтів S_1 та S_2 . Останні будуть, зрозуміло, функціями величин φ та f .

На основі (27):

$$S_1 = \frac{1}{a} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \psi(y) dy = \int_0^1 \psi(\xi) d\xi. \quad (35)$$

Інтегруючи функцію $\psi(\xi)$ у межах від 0 до 1, отримаємо:

$$S_1 = \frac{1}{\cos^2 \varphi} \left[1 + \sin^2 \varphi + \sin \varphi \left(\sqrt{1 - m^2} + \frac{\arcsin m}{m} \right) \right]. \quad (36)$$

У (36) слід взяти найменше значення аргументу $\sin m$. У випадку $m = 1$ ($f = tg \varphi$) вираз для S_1 запишеться:

$$S_1 = \frac{1}{\cos^2 \varphi} \left[1 + \sin^2 \varphi + \frac{\pi}{2} \cdot \sin \varphi \right]. \quad (37)$$

При $m \rightarrow 0$:

$$S_1 \rightarrow tg^{-2} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (38)$$

На основі (28):

$$S_2 = \frac{1}{F} \int_F \psi(r) dF = \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4} \right)} \cdot \int_0^{2\pi/2} \int_0^0 \psi(r) \cdot r \cdot dr d\alpha. \quad (39)$$

Інтегруючи, отримаємо:

$$S_2 = \frac{1}{\cos^2 \varphi} \left\{ 1 + \sin^2 \varphi + \frac{4}{3} \sin \varphi \frac{\left[1 - (1 - m^2)^{3/2} \right]}{m^2} \right\}. \quad (40)$$

У випадку $m = 1$ ($f = tg \varphi$) вираз для S_2 запишеться:

$$S_2 = \frac{1}{\cos^2 \varphi} \left\{ 1 + \sin^2 \varphi + \frac{4}{3} \sin \varphi \right\}. \quad (41)$$

При $m \rightarrow 0$:

$$S_2 = tg^{-2} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right). \quad (42)$$

Цікаво зазначити, що наявність нерівномірного закону розподілу вертикальних напружень по горизонтальному перерізу ємкості призводить до того, що у даному розв'язку коефіцієнт затухання напруження $[E_1(u)]$ за інших однакових умов має більші значення, ніж такі, що фігурують у розв'язку Янсена–Кенена.

Так, наприклад, для кругового силосу значення коефіцієнтів затухання напружень: за формулою (34)

$$E_2(z) = 1 - \exp \left(-\frac{4f}{dS_2} \cdot z \right). \quad (43)$$

за Янсенем – Кененом

$$E_0(z) = 1 - \exp \left(-\frac{4f \cdot k}{d} \cdot z \right), \quad (44)$$

де $k = \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right)$.

Неважко показати, що

$$\frac{1}{S_2} = \frac{\cos^2 \varphi}{1 + \sin^2 \varphi + \frac{4}{3} \sin \varphi} > \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) = k. \quad (45)$$

Дійсно, рівність мала б місце, якби у знаменнику лівої частини замість коефіцієнту $\frac{4}{3}$ стояв би коефіцієнт 2, що, як зазначено вище, має місце лише при $m = 0$.

Отже,

$$E_2(z) > E_0(z). \quad (46)$$

Те ж можна сказати й про коефіцієнти затухання у випадку плоскої ємкості.

Епюри тисків на стінки силосу за Янсеном–Кененом та за формулою (32) подані на рис. 5.

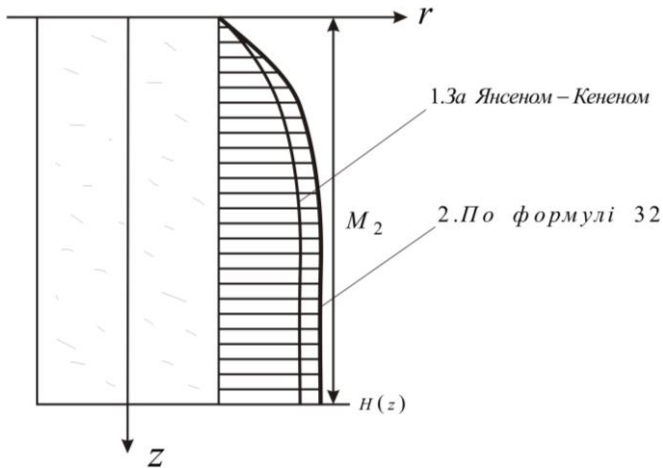


Рис. 5. Епюри тиску на стінки силосу: 1) за Янсеном–Кененом та 2) за формулою (32).

Висновки:

1. У отриманому розв'язку зона збільшення горизонтального тиску на стінки ємкості до величини, практично рівної асимптотичному тиску, зменшується у порівнянні з такою, що відповідає розв'язку Янсена–Кенена (рис. 5).

2. У відповідності з висновком п.1 горизонтальні тиски H обчислені за формулами (31), (32), перевищують значення H , знайдені за формулою Янсена–Кенена, хоча і мають ту ж саму асимптотичну границю.

3. Проведені обчислення показують, що для кругових ємкостей (силосів) значення $H = R_r$, обчислені у відповідності з (32), у точках найбільшого розходження можуть на 25% перевищувати значення тисків на стінки, знайдені за формулою Янсена–Кенена. Точки найбільшого розходження визначались з умови максимуму різниці $E_2(z) - E_0(z)$ за певного значення φ .

4. Розв'язок, заснований на розгляді усталеного режиму руху, нестикуваного середовища та постійного кута внутрішнього тертя, не може описувати всі досить складні зміни напруженого стану середовища, які виникають після відкриття заслінок ємкості і початку процесу витоку матеріалів з силосів.

Література

1. Конференция по исследованию прочности, пластичности и ползучести строительных материалов: [Тезисы докладов]. – М.: ЦНИПС, 1953. – 250 с.

2. Тезисы докладов на совещании по теории упругости, теории пластичности и теоретическим вопросам строительной механики. – М. – Л.: Изд-во АН СССР, 1954. – 320 с.

3. Ишлинский А.Ю. О плоском движении песка / А.Ю. Ишлинский // Украинский математический журнал. – К.: изд-во АН СССР. – 1954. – Т. VI. – №4.

4. Shield R.T. Mixed boundary value problems in Soil Mechanics // Quarterly of Applied Mathematics. – 1953. – Vol. 11, No 1. – S. 61–75.

5. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды / В.В. Соколовский. – М.: Гостехиздат, 1954. – 240 с.

6. Малышев М.В. Теоретические и экспериментальные исследования несущей способности песчаного основания / М.В. Малышев // Водгео, лаборатория оснований и фундаментов, «Информационные материалы». – М., 1953. – Т.2. – 60 с.

7. Кочин Н.Е. Теоретическая гидромеханика. Ч. I / Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. – М.: ОГИЗ, 1948. – 200 с.

8. Бернштейн М.С. Форма истечения и давления зерна в силосах / М.С. Бернштейн // Исследовательские работы по инженерным конструкциям. – М.: Стройиздат, 1949. – Вып. 11. – 40 с.

9. Бернштейн М.С, Иммерман А.Г. О статических свойствах несвязного сыпучего тела в предельном равновесии/ М.С. Бернштейн, А.Г. Иммерман // Массивные и стержневые конструкции. – М.: Гос. изд-во по строительству и архитектуре, 1952. – 50 с.

10. Ишлинский А.Ю. К динамике грунтовых масс/ Ишлинский А.Ю., Зволинский Н.В., Степаненко И.З. // Доклады АН СССР. – 1954. – Т. 95. – №4.

11. Рахматуллин Х.А. О распространении плоских волн в упругой среде при нелинейной зависимости напряжений от деформации /Х.А. Рахматуллин // Ученые записки МГУ. – 1951. – Вып.152. – 100 с.

12. Гениев Г.А. Теория установившегося движения сыпучей среды/Г.А. Гениев// Исследование прочности, пластичности и ползучести строительных материалов. – М.: Гос. изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1955. – 140 с.

13. Гениев Г.А. Вопросы динамики сыпучей среды / Г.А. Гениев – М.:ЦНИИСК,1958. –Вып.2.–124 с.

УДК 633.522:542.47

© П.В. Лук'яненко, к.т.н.

Інститут луб'яних культур НААНУ;

Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

СУШІННЯ СТЕБЕЛ КОНОПЕЛЬ, СКОШЕНИХ ПІСЛЯ ЗБИРАННЯ НАСІННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИМ КОМБАЙНОМ

Проаналізовані погодні умови вересня місяця в Північно-східній зоні України за трирічний період збирання насіння конопель зернозбиральним комбайном. Досліджена динаміка сушіння стебел конопель, скошених жаткою ЖНР-4 після збирання насіння зернозбиральним комбайном.

СУШКА, СТЕБЛА КОНОПЕЛЬ, КОМБАЙН, ВОЛОГІСТЬ, НАСІННЯ КОНОПЕЛЬ, НОВА ТЕХНОЛОГІЯ

Постановка проблеми. В останні роки в Україні збирання насінневих конопель здійснюється з використанням зернозбиральних комбайнів. В Інституті луб'яних культур таким чином з використанням комбайнів марок Домінатор-208 МЕГА, Дніпро-350 та Lexion-460

зібране насіння конопель у 2005–2007 роках [1]. зернозбиральні комбайни зрізують на визначеній висоті зрізування насіннєву частину стебла і обмолочують її. При цьому насіння конопель елеватором транспортується в бункер, а обмолочена стеблова частина сходить з клавіш соломотрясу на землю. Внаслідок такої технологічної схеми збирання насіннєвих конопель зернозбиральними комбайнами не зрізаними залишаються стебла нижче висоти встановлення різального апарата, які до того ж частково прикотковуються і його колесами. Для їх зрізування можна використовувати жатки загального призначення. Однією з таких машин є жатка для скошування рапсу ЖНР–4, яка випробувана в інституті у 2007 році. Висушені до кондиційної вологості стебла збираються в осінній період, після чого можна здійснювати агротехнічні операції з підготовки ґрунту, з метою переробки на однотипний луб [2–4] або використання в целюлозопаперовій промисловості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що стосовно умов Північно–східної зони України питання сушіння стебел конопель, отриманих за нової технології збирання недостатньо вивчено.

Мета дослідження – визначення динаміки сушіння стебел конопель, скошених після збирання насіння зернозбиральним комбайном жаткою ЖНР–4.

Результати дослідження. Дослідження здійснювалися в Інституті луб'яних культур на виробничих посівах конопель. Стебла, скошені жаткою ЖНР–4, вкладалися в валок. Визначалася характеристика стеблостою до скошування, характеристика валка, вологість стебел в день їх зрізування жаткою та вологість стебел, обмолочених зернозбиральним комбайном під час збирання ним насіння. Здійснювалося відбирання проб через певний проміжок часу сушіння стебел. Паралельно фіксувалися погодні умови за кожний день сушіння. Сушіння стебел закінчували, коли їх вологість не перевищувала 23%, що відповідає максимально допустимому значенню даного показника для стебел в рулоні. Вологість стебел визначалася за існуючою методикою. Зрізування стебел жаткою ЖНР–4 здійснено через два тижні після збирання насіння зернозбиральним комбайном Lexion–460 на широкорядному посіві, тобто 18 вересня. Жатка на зрізуванні працювала надійно і скошені стебла укладала у валок шириною 1,4–1,6 м. У залежності від засміченості посівів конопель висота валка змінювалася від 0,05 до 0,4 м, де більшій товщині відповідали більш засмічені ділянки. Маса одного метра погонного валка змінювалася від 1700 до 3200 г.

Хронометражні спостереження за роботою жатки ЖНР-4 показали, що 85,82% робочого часу склала її робота, 0,97% часу витрачено на повороти та 13,21% – на технічне обслуговування у зв'язку із зняттям намотувань на вісь мотовила. В подальшому необхідно направляти зусилля на зниження останнього показника. Продуктивність жатки на скошуванні стебел конопель в середньому становить близько 6 га/год основного часу.

Висота стебел, після збирання насіння зернозбиральним комбайном, до зрізування жаткою ЖНР-4 змінювалася від 85 до 150 см при їх кількості на 1 м² 15–18 штук.

В день скошування стебел жаткою їх вологість становила 57,0–58,5%, що приблизно відповідає вологості стеблової частини в день збирання насіння зернозбиральним комбайном (4 вересня – 59%). Отже через два тижні після зрізування насінневої частини стебел зернозбиральним комбайном вологість не зрізаної частини стебел практично не змінилася. Проте за даний проміжок часу обмолочена зернозбиральним комбайном стеблова частина мала вже вологість 14,4%. З 4 по 8 вересня за середньої температури повітря 16,2–20,6 °С та відносній вологості повітря 59–92% опадів не було (табл.), а тому якщо б скошування стебел жаткою було здійснено в день збирання насіння зернозбиральним комбайном, то їх сушіння було б значно ефективнішим.

Вже наступного дня після скошування стебел конопель жаткою ЖНР-4 пішов дощ. Відбір на вологість, здійснений 21 вересня, показав, що значення даного показника дещо зменшилося в порівнянні з попереднім його значенням і становило 52,7%. В подальшому погодні умови не були стабільними. Так 22 вересня пройшов сильний дощ, при добовій кількості опадів 60 мм і наступний відбір після підсихання був здійснений тільки 25 вересня, коли вологість скошених стебел становила 47,2%. Далі погодні умови дещо стабілізувались, що дало можливість валку підсохнути і вологість стебел в ньому, визначена 1 жовтня, вже становила 21,7%. За такої вологості стебел можна вже піднімати валок і формувати з нього прес-підбирачем рулон. Як бачимо, внаслідок нестабільності погодних умов у другій половині вересня 2007 року тривалість сушіння стебел у стрічці, сформованій жаткою ЖНР-4 після їх скошування становила 13 днів.

Збирання насіння конопель зернозбиральним комбайном в Інституті луб'яних культур у 2005 та 2006 роках було розпочато відповідно 4 та 8 вересня. При цьому посіви насінневих конопель були зібрані зернозбиральним комбайном у 2005 році за 5 днів, та у

Таблиця. Метеорологічні умови на вересень 2007 року

Число місяця	Середня температура повітря, °С	Середня відносна вологість повітря, %	Кількість опадів за добу, мм
1	13,1	71	0
2	13,1	68	0
3	12,8	65	0
4	16,5	62	0
5	18,4	59	0
6	20,6	59	0
7	20,6	67	0
8	16,2	92	0
9	9,2	96	25,4
10	10,3	82	0
11	12,1	71	0
12	14,4	72	0
13	11,4	87	52
14	9,6	86	0,3
15	10,9	74	0
16	9,4	84	2,5
17	8,4	82	0
18	12,9	75	0
19	14,9	85	4,0
20	10,7	87	3,0
21	9,8	76	0
22	9,3	91	60
23	13,3	80	0
24	12,9	89	0
25	14,6	69	0
26	11,4	86	3,4
27	12,9	95	0,3
28	16,8	80	0
29	16,5	61	0
30	13,2	68	0

2006 році – за 8 днів. У 2005 році тільки 18 вересня пройшов дощ і випало за добу 8,0 мм опадів. До цього часу, з початку збирання насіння зернозбиральним комбайном опадів практично не було при середній температурі повітря 15–16°С і за умови скошування стебел жаткою одразу після збирання насіння зернозбиральним комбайном в порівнянні з вищезгаданим їх періодом сушіння в 2007 році тривалість

сушіння можна скоротити майже вдвічі. Свідченням цьому є і погодні умови 2006 року, коли при початку збирання насіння зернозбиральним комбайном 8 вересня дощило тільки 9 та 21 вересня при середній добовій кількості опадів відповідно 4,2 та 1,1 мм. Решту днів до 29 вересня дощів не було при середній температурі повітря 13–14 °С, тобто погодні умови для сушіння стебел конопель, скошених жаткою після збирання насіння зернозбиральним комбайном були сприятливими.

Отже, внаслідок аналізу погодних умов в Північно–східній зоні України за три роки збирання насіння конопель зернозбиральним комбайном та динаміки сушіння стебел у валку, скошених жаткою ЖНР–4 можна зробити такі **висновки**:

1. З метою прискорення сушіння стебел конопель, скошених жаткою ЖНР–4 після збирання насіння зернозбиральним комбайном, дану технологічну операцію необхідно здійснювати одразу ж після збирання насіння.

2. Тривалість сушіння стебел до максимально допустимої їх вологості в рулоні може становити 5–7 днів в умовах Північно–східної зони України.

Література

1. Лук'яненко П.В., Маринченко І.О. Дослідження процесу збирання насінневих конопель зернозбиральним комбайном Домінатор–208 МЕГА // Механізація та електрифікація сільського господарства.–Главаха, 2008. – С.35–37.

2. Коропченко С.П., Гілязетдінов Р.Н., Лук'яненко П.В., Баранник В.Г., Мешков Ю.Є. Шляхи удосконалення технології збирання та переробки насінневих конопель // Щоквартальний науково–виробничий журнал “Легка промисловість”. – Київський національний університет технологій та дизайну, 2006. –№2. – С.46–47.

3. Коропченко С.П., Гілязетдінов Р.Н. Удосконалення технології одержання лубу конопель у вигляді однорідної маси // Матеріали науково–практичної конференції молодих вчених “Стабілізація землекористування та сучасні агротехнології”. – Чабани. – С. 81–82.

4. Коропченко С.П., Гілязетдінов Р.Н., Мешков Ю.Є. Отримання лубу конопель із заданими параметрами зі стебел з різними фізико–механічними властивостями // Щоквартальний науково–виробничий журнал “Легка промисловість”. – Київський національний університет технологій та дизайну, 2006. – №1. – С.48–49.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358:633.521

© В.І. Макаєв, к.т.н.; П. В. Лук'яненко, к.т.н.
Інститут луб'яних культур НААНУ

ПОКАЗНИКИ НАСІННЯ ЛЬОНУ–ДОВГУНЦЯ ПІД ЧАС ЙОГО ЗБИРАННЯ ЗА РІЗНИМИ ТЕХНОЛОГІЯМИ

Здійснена порівняльна оцінка кількісних та якісних показників насіння льону–довгунця при його збиранні з використанням традиційної комбайнової технології та двох технологій роздільного збирання, а саме льонобралки в поєднанні з підбирачем–молотаркою та жнивварки в поєднанні із зернозбиральним комбайном.

ЛЬОН–ДОВГУНЕЦЬ, ЛЬОНОВОРОХ, НАСІННЯ, ТЕХНОЛОГІЯ ЗБИРАННЯ.

Постановка проблеми. Зниження трудових та енергетичних витрат на збиранні льону–довгунця та підвищення якості продукції – одне з головних питань галузі льонарства.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За традиційною комбайновою технологією збирання для одержання льонопродукції (насіння та довге волокно) виконується цілий ряд технологічних операцій пов'язаних із первинною переробкою льоновороху, одержаного після обчисування насінневих коробочок льонозбиральним комбайном ЛК–4А і виділення з нього насіння та операцій приготування зі стебел льонотрести на стелищі [1].

Виділення насіння із льоновороху, вологість якого значно перевищує нормовану (13%), без значних втрат не можливо, тому здійснюється сушіння всього вороху, в якому насіння складає третину, а решту маси становлять коробочки, рештки стебел, бур'яни. На цю операцію витрачається основна кількість пального та електричної енергії за весь цикл технології одержання насіння.

В Інституті луб'яних культур розроблена нова технологія одержання насіння та приготування льонотрести у напрямку отримання довгого волокна. Ця технологія передбачає збирання насіння в два етапи: брання стебел з коробочками льонобралкою ТЛН–1,5 та розстилання у стрічки розстилу та виділенням насіння шляхом обчисування насінневих коробочок зі стебел, висушених у польових умовах, льонопідбирачем–молотаркою ПМЛ–1 [2]. При використанні для збирання льону–довгунця даної технології скорочуються трудові та виробничі витрати відповідно на 39 і 51% [3] та підвищується схожість насіння [4].

З метою скорочення трудових витрат на збиранні насіння льону–довгунця в Інституті луб'яних культур розробляється технологія збирання льону–довгунця з використанням зернозбиральних комбайнів. Дана технологія передбачає скошування стеблостою жнивваркою у валок, після висихання стебла підбираються та обмолочуються зернозбиральним комбайном. Отримана бункерна маса переробляється на молотарці–віялці МВ–2,5, де виділяється насіння.

Мета досліджень – здійснення порівняльної оцінки кількісних і якісних показників насіння льону–довгунця, зібраного за трьома технологіями.

Методика проведення досліджень. Дослідження здійснювалися на посівах льону–довгунця сорту Глінім в Інституті луб'яних культур на трьох ділянках, за трьома технологіям збирання:

1. Комбайнова технологія (льонозбиральний комбайн ЛК–4А).
2. Роздільна технологія (льонобралка ТЛН–1,5 + льонопідбирач–молотарка ПМЛ–1).
3. Альтернативна технологія (жнивварка ЖНР–4 + зернозбиральний комбайн СК–5М “Нива”).

Біологічна урожайність насіння на кожній ділянці визначалася за методикою визначення характеристики стеблостою відповідно до ОСТ 70.8.9.80 “Испытание сельскохозяйственной техники. Машины для уборки льна. Программа и методы испытаний”.

Порівняння кількісних показників насіння, зібраного за різними технологіями, здійснювалося після його доведення до кондиційного стану, оскільки бункерна маса, зібрана за різними технологіями, має різні показники як вологості, так і засміченості. Якісні показники насіння визначалися шляхом підрахунку маси його 1000 штук та підтверджувалися його схожістю.

Результати досліджень. З використанням комбайнкової технології льон–довгунець зібраний на площі 27,0 га (рис. 1), за роздільною технологією з використанням льонобралки ТЛН–1,5 та підбирача–молотарки ПМЛ–1 – на площі 12,5 га (рис.2) та з використанням жнивварки ЖНР–4 і зернозбирального комбайна СК–5М “Нива” – 3,0 га (рис. 3). Біологічна урожайність насіння на перерахованих вище площах збирання становила відповідно 7,8, 7,3 та 7,6 ц/га.

Збирання льону–довгунця за комбайнвою технологією здійснювалось у кінці жовтої на початку повної фази його стиглості (рис. 1).

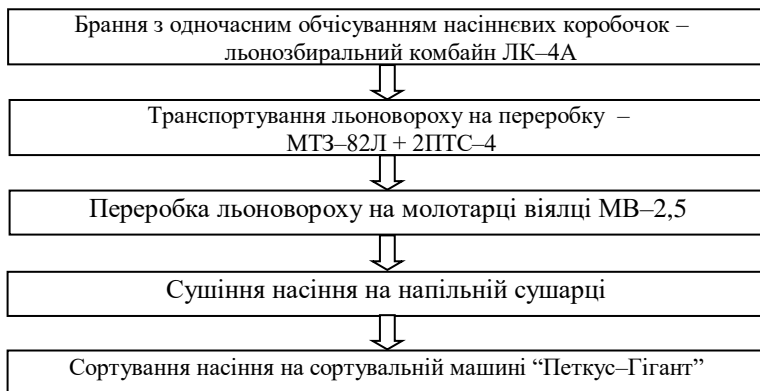


Рис.1. Комбайнова технологія збирання льону–довгунця

Збирання льону–довгунця у вказаних фазах стиглості за комбайновою технологією дозволило проводити сушіння не вороху а лише насіння після його виділення на молотарці віялці МВ-2,5. Вологість вороху знаходилась у межах 31–35 %, тому він перероблявся одразу ж після доставки на переробку.

За роздільною технологією збирання починали в кінці ранньої жовтої на початку жовтої фази стиглості льону–довгунця (рис. 2).

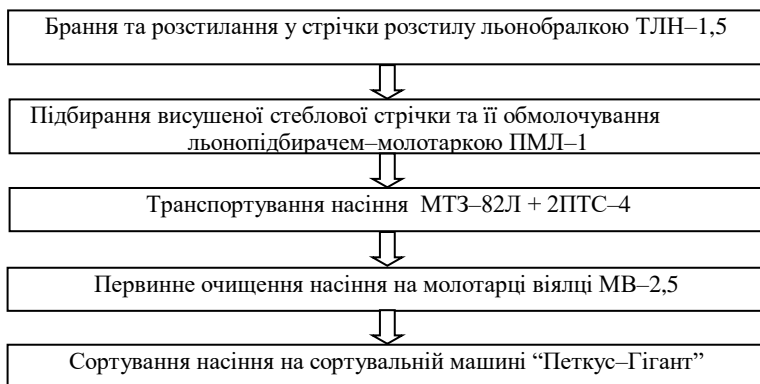


Рис.2. Роздільна технологія збирання льону–довгунця

Чистота насіння, отриманого у бункері льонопідбирача–молотарки ПМЛ-1 складала 85%, тому воно направлялось спочатку на первинне очищення, а потім на сортування. Вологість насіння

отриманого з поля не перевищувала 10 %, тому потреби у його сушінні не було.

За альтернативною роздільною технологією збирання починали також у кінці ранньої жовтої на початку жовтої фази стиглості (рис. 3).

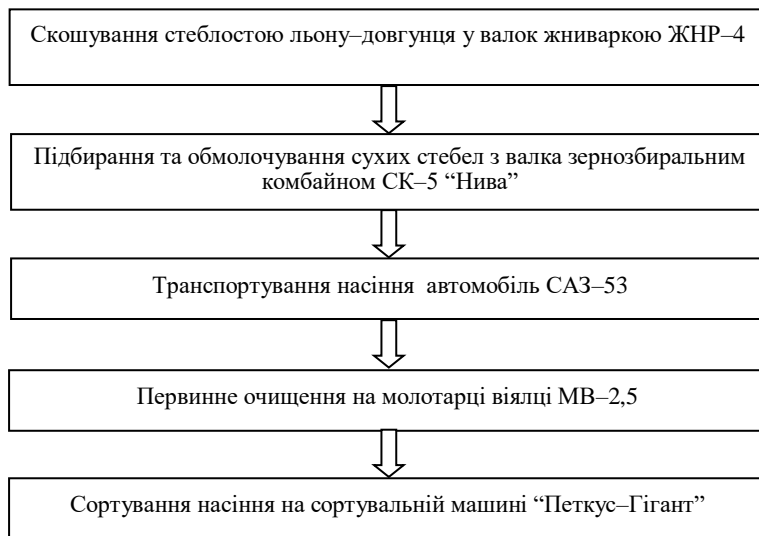


Рис. 3. Альтернативна роздільна технологія збирання льону–довгунця

Показники кількості кондиційного насіння, отриманого по кожній технології після його сортування на сортувальній машині “Петкус–Гігант” та його якості наведені в таблиці.

Таблиця. Кількісні та якісні показники кондиційного насіння льону–довгунця сорту Гліnum, зібраного за різними технологіями

Технології збирання	Біологічна урожайність, ц/га	Зібрана площа, га	Кількість кондиційного насіння, ц	Урожайність насіння, ц/га	Маса 1000 штук насінин, г	Схожість насіння, %
Комбайнова	7,8	27,0	128,7	4,77	4,87	94,7
Роздільна	7,3	12,5	6,38	5,10	5,00	97,3
Альтернативна роздільна	7,6	3,0	14,8	4,93	4,96	95,0

Аналіз даних показує, що як за кількісними, так і за якісними показниками найкраще насіння отримується за роздільною технологією збирання з використанням льонобралки ТЛН–1,5 та підбирача–молотарки ПМЛ–1. Дещо нижча урожайність насіння отримана під час роздільної технології збирання з використанням жнивarki ЖНР–4 та зернозбирального комбайна СК–5М “Нива” і найнижча урожайність – під час збирання льону–довгунця за комбайновою технологією з використанням льонокомбайна ЛК–4Т.

Схожість насіння при використанні вищезгаданих технологій його збирання вище вимог державного стандарту (не нижче 90%), однак найвища вона під час використання для збирання льонопідбирача–молотарки ПМЛ–1.

Таким чином, на основі проведених досліджень можна зробити висновок про те, що поряд із зниженням трудових та енергетичних витрат при збиранні льону–довгунця з використанням двох технологій роздільного збирання в порівнянні з комбайновою технологією підвищується урожайність насіння та покращуються показники його якості.

Література

1.Карпець І.П., Склярчук В.М. Як підвищити якість і схоронність льонопродукції.–К.: Урожай, 1986. –128 с.

2.Макаєв В.І. Роздільна ресурсозберігаюча технологія збирання льону–довгунцю// Зб. наукових праць ІМЕСГ. – Вип.87.–2003.–С.149–153.

3.Макаєв В.І. Економічна ефективність технології одержання насіння і трести льону із застосуванням льонопідбирача–молотарки ПМЛ–1// Актуальні питання розвитку галузей льонарства та коноплярства. Матер. наук.–техн. конф. молодих вчених.–Суми.–2007.–С.54–58.

4.Макаєв В.І. Якість насіння льону при збиранні за роздільною технологією// Проблеми і перспективи розвитку льонарства та коноплярства в Україні. Матер.наук.–техн.конф. молодих вчених.–Глухів.–2003.–С.60–63.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 539.3

© О.В. Максимович, д.т.н.

Луцький національний технічний університет

НАПРУЖЕННЯ БІЛЯ ОТВОРІВ ІЗ ХВИЛЯСТОЮ МЕЖЕЮ

У статті наведено алгоритм дослідження напруженого стану анізотропних пластинок, послаблених отворами з мікронерівностями. Алгоритм ґрунтується на використанні методу інтегральних рівнянь та асимптотичних формул. На прикладах показана ефективність алгоритму.

АНІЗОТРОПНА ПЛАСТИНА, ОТВІР, НАПРУЖЕННЯ, СТАН.

Постановка проблеми. На практиці межі отворів часто мають мікро нерівності. Відомо, що швидка зміна геометрії пластинок, як правило, приводить до істотної концентрації напружень. У зв'язку з цим у околі отвору з мікронерівностями виникають значні напруження, які необхідно враховувати в розрахунках на міцність. Виконаємо дослідження впливу форми та розмірів мікронерівностей на напруження біля межі отворів у анізотропних пластинках, що перебувають під дією одностороннього та всестороннього розтягу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В літературі достатньо повно вивчені питання розподілу напружень біля отворів із гладкою межею в ізотропних пластинках [3,4]. Для дослідження напружень біля отворів із хвилястою межею в ізотропних пластинках можуть бути ефективно використані методи Мусхелішвілі та конформного відображення, які дозволяють отримати розв'язок у аналітичному вигляді [3].

Співвідношення анізотропної теорії пружності є значно складніші в математичному відношенні в порівнянні з відповідними рівняннями для ізотропних матеріалів. Тому в аналітичному вигляді розв'язки для анізотропних пластинок отримані для областей часткової форми [3]. В останні роки в літературі розроблено ефективні методи дослідження напружено-деформованого стану (НДС) анізотропних пластинок, послаблених отворами, які базуються на апараті інтегральних рівнянь [1]. При цьому такі дослідження виконані стосовно до отворів із гладкою межею. Застосуємо цей метод для дослідження напружень біля отворів із хвилястою межею.

Метою дослідження є розрахунок напруженого стану анізотропних пластинок з отворами, межа яких має мікронерівності та дослідження на його основі впливу форми отвору та механічних

характеристик матеріалу на значення коефіцієнтів концентрації напружень (ККН).

Дослідження проведемо для випадку кругового отвору з мікронерівностями, межу якого будемо описувати формулою (гіпотрохонний отвір):

$$z = \omega(\sigma) = R(\sigma + \varepsilon / \sigma^M),$$

де $\sigma = e^{i\theta}, 0 < \theta \leq 2\pi$, M – кількість мікровиступів, ε – їх висота, причому $\varepsilon < 1/M$, R – радіус отвору (за $\varepsilon = 0$). Під час збільшення величини ε радіус кривини у мікровпадинах зменшується. Форму межі отвору в околі перетину з додатною піввісю Ox за $\varepsilon = 0,002j, j = 3, \dots, 11, M=39$ зображено на рис.1.

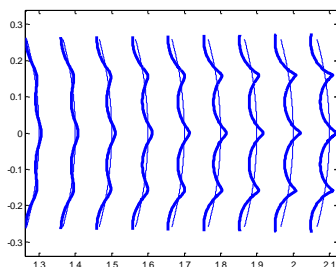


Рис. 1. Форма отвору залежно від параметра ε

Тобто, за $\varepsilon \sim 1/M$ на отворі мають місце дефекти типу тріщин.

Дослідження концентрації напружень. Розглянемо випадок всестороннього та одностороннього розтягу в напрямку осі Oy зусиллями p . Визначення напружень проведено на основі алгоритму, викладеного в роботі [1]. При значеннях $\varepsilon \sim 1/M$ безпосереднє визначення напружень цим методом ускладнюється. Тому в цьому випадку додатково використано асимптотичні вирази для напружень, для визначення сталих в якому застосовано метод найменших квадратів (МНК). Розрахунки виконані при $M = 29, \varepsilon = 0,003j, j = 1, \dots, 10$. В таблиці наведено коефіцієнти концентрації напруження K_y на отворі при односторонньому розтязі в напрямку осі Oy та всесторонньому розтязі – K_o для ізотропної пластинки. Зазначимо, що ці напруження визначались в точках, що лежать на межі отвору при $y=0$. Наведено також відношення $W = 1,5K_o / K_y$ та значення відносної кривини RK в точці, де мають місце максимальні напруження. Тут K – кривина.

Таблиця Результати розрахунків за $M = 29$, $\varepsilon = 0,003j$, $j = 1, \dots, 10$

ε	K_y	K_o	W	KR
0,003	3,559	2,381	1,004	4,226
0,006	4,238	2,843	1,006	8,862
0,009	5,078	3,413	1,008	15,691
0,015	7,544	5,080	1,010	42,650
0,021	12,227	8,230	1,010	122,062
0,024	16,593	11,158	1,009	229,224
0,03	42,869	28,736	1,006	1552,071

Для цієї задачі наведено аналітичний розв'язок в [2]. Виконані розрахунки ККН K_o, K_y показали, що отримані результати за допомогою МГП і за точною формулою практично збігаються.

Із таблиці видно, що для всього діапазону зміни параметра ε між ККН з похибкою меншою за 1% справедливий взаємозв'язок $K_y = 1,5K_o$. Зазначимо, що ця формула є точною для гладкого кругового отвору.

Для знаходження розв'язку, який би був ефективний при малих радіусах кривини максимальні напруження будемо шукати у вигляді

$$\sigma_{\max} = pS,$$

де

$$S(\rho) = C_0 + \frac{C_1}{\sqrt{\rho}} + C_2\sqrt{\rho}, \quad (1)$$

$\rho = r/R$, C_0, C_1, C_2 – сталі, які залежать від форми отвору, r – радіус кривини. Сталі C_j визначаємо методом найменших квадратів так, щоби величина

$$I = \sum_{j=1}^J [S(\rho_j) - \sigma_j]^2. \quad (2)$$

була мінімальною. Тут σ_j – максимальні відносні напруження σ_{\max}/p , які знаходимо задавши значення $\varepsilon = \varepsilon_j$, ρ_j – відносний радіус кривини, який відповідає вибраному значенню ε , $j = 1, \dots, J$.

За малих кривин функцію S будемо знаходити у вигляді

$$S(\rho) = D_0 + D_1K_r + D_2K_r^2, \quad (3)$$

де D_0, D_1, D_2 – сталі, які визначаються аналогічно МНК, $K_r = 1/\rho$.

Результати розрахунків ККН K_o для ізотропної пластинки за допомогою МГР зображені на рис. 2, а кружечками. Наверху наведені дані для малих радіусів кривини, а внизу справа – за малих кривин. Розраховані коефіцієнти формул (1), (3) наведено вгорі на рисунках. Розраховані далі за цими формулами напруження наведені на рисунках суцільними лініями. Внизу на рисунку зліва зображено відносні похибки (в процентах) формули (1). Аналогічні результати для випадку розтягу пластинки в напрямку осі Oy наведено на рис. 2, б.

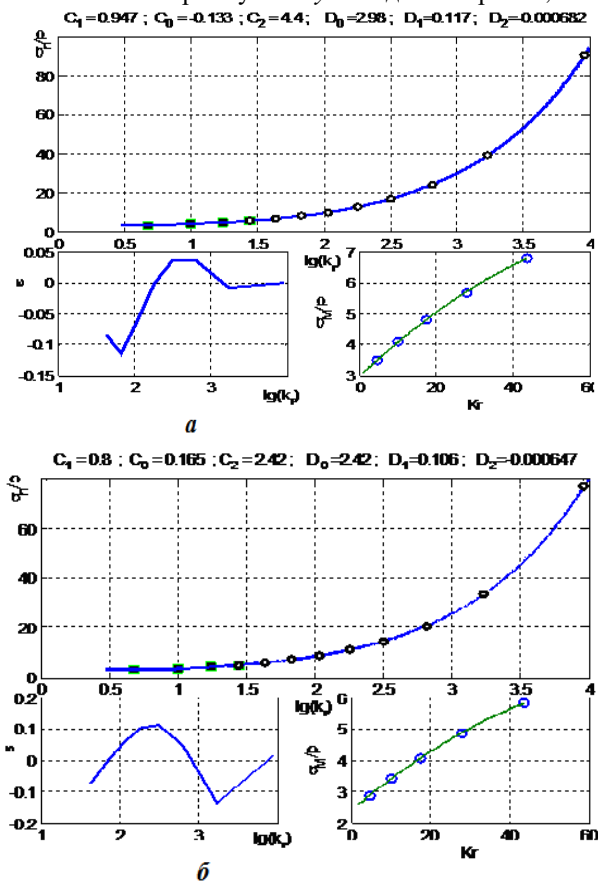


Рис. 2. Всесторонній розтяг (а), розтяг в напрямку осі Oy (б), ізотропія, $N_w = 39, \varepsilon = 0,002j, j = 1, \dots, 11$

Із наведених рисунків видно, МНК дозволяє будувати прості формули вигляду (1) і (3) для визначення ККН при довільних формах межі.

Результати розрахунків для анізотропних пластинок, що виготовлені з матеріалів CF2, CF2₉₀ зображено на рис. 3–4. Механічні характеристики матеріалу CF2 наведено в [1], під CF2₉₀ тут розглянуто матеріал CF2 з повернутими на кут 90⁰ осями ортотропії.

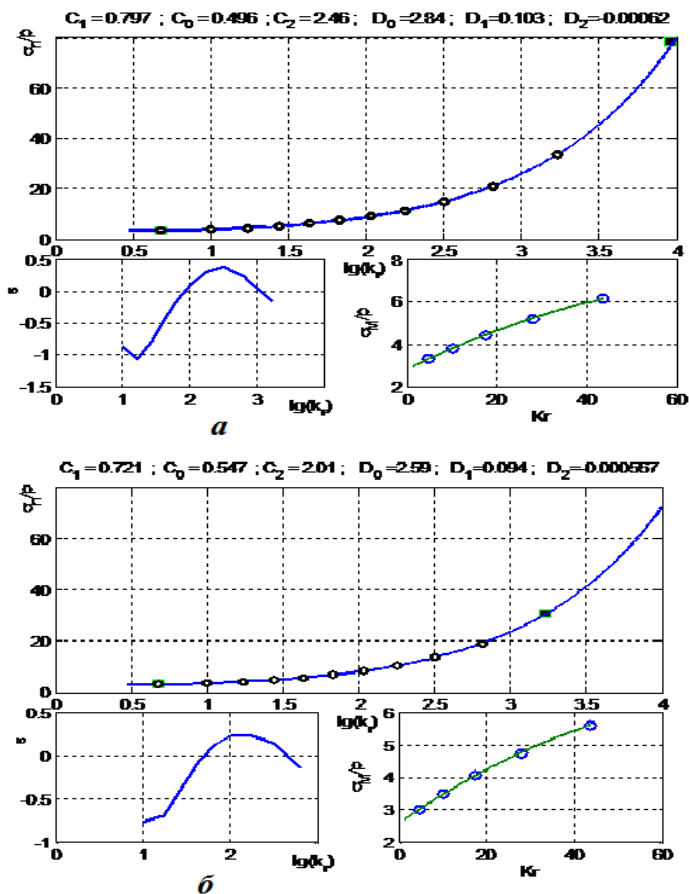


Рис. 3. Всесторонній розтяг (а), розтяг в нарядку осі Oy (б), CF2₉₀, $N_w = 39$, $\varepsilon = 0,002j$, $j = 1, \dots, 11$

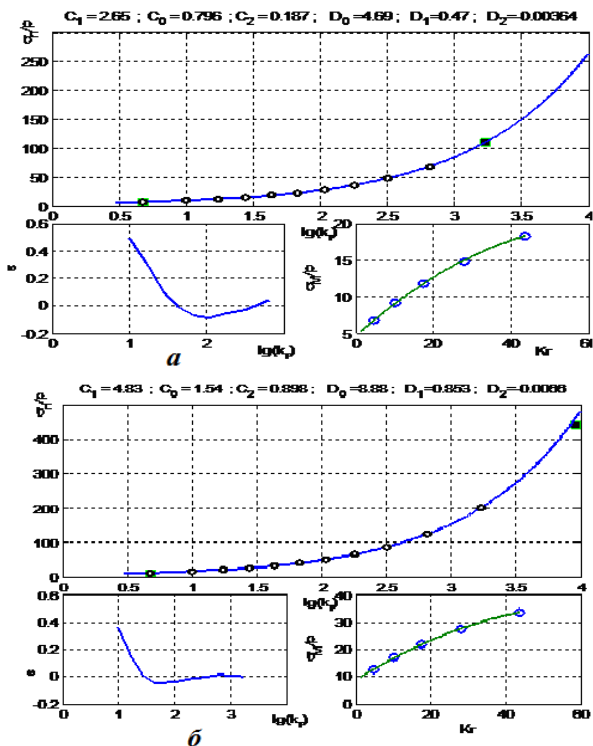


Рис.4. Всесторонній розтяг (а), розтяг в напрямку осі Oy (б), CF2, $N_w = 39$, $\varepsilon = 0,002j$, $j = 1, \dots, 11$

Розрахуємо тепер напруження у всіх впадинах вздовж межі отвору при вибраних вище значеннях параметру ε за розтягу в напрямку осі Oy зусиллями p . Віднесені до p напруження в першій чверті наведені на рис. 5, а кружками. Суцільною лінією зображено напруження на гладкому отворі, які збільшені в $K_y/3$ рази.

Як видно із рисунка, локально збільшені напруження у впадинах можуть бути обчислені шляхом домножування напружень на границі кругового отвору на коефіцієнт $K_y/3$.

Аналогічні результати для анізотропних матеріалів CF2, EF наведено на рис.5.б,в. Тут напруження на круговому отворі домножені на $K_y(\varepsilon)/K_y(0)$, де $K_y(\varepsilon)$ – значення ККН для пластинки при односторонньому розтягу в точках на межі отвору, що лежать на осі Ox .

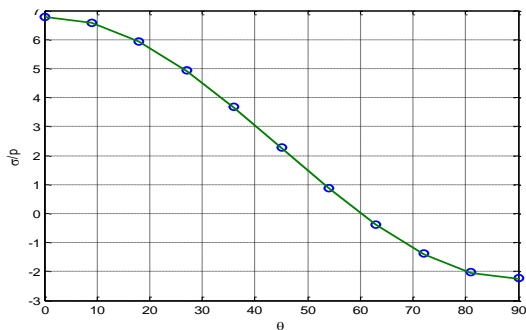


Рис. 5. Напруження вздовж межі отвору у впадинах для ізотропної пластинки

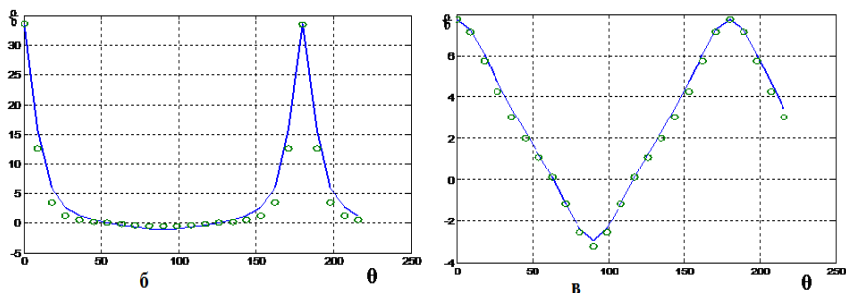


Рис. 6. Напруження вздовж межі отвору у впадинах для пластинки із матеріалу CF2 (б) і EF (в)

Висновки. Встановлено, що розраховані значення максимальних ККН за одностороннього розтягу та відомі напруження на круговому отворі дають можливість розраховувати локальні максимуми напружень у впадинах вздовж межі всього отвору, причому для матеріалу із невисокою мірою анізотропії такі результати розрахунків є практично точними.

Література

1. Божидарнік В.В., Максимович О.В. Пружна та гранична рівновага анізотропних пластинок з отворами і тріщинами. – Луцьк: ЛДТУ, 2003. – 226 с.
2. Лурье А.И. Теория упругости. – М.: Наука, 1973. – 939 с.
3. Савин Г.Н. Распределение напряжений около отверстий. – К.: Наук. думка, 1968. – 888 с.
4. Саврук М.П., Осив П.Н., И.В. Прокопчук. Численный анализ в плоских задачах трещин. – К.: Наук. думка, 1989. – 248 с.

УДК 633.1:633.521

© Ю. Муравинець
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОЗВИТКУ ГАЛУЗІ ЛЬОНАРСТВА В УКРАЇНІ

У статті розкриті основні причини низького розвитку виробництва льону–довгунця.

ЛЬОН–ДОВГУНЕЦЬ, ВИРОБНИЦТВО, ГАЛУЗЬ, РОЗВИТОК.

Постановка проблеми. Льон–довгунець – цінна технічна культура, яка знайшла широке використання в медицині, будівництві, харчовій промисловостях. Основна цінність льону полягає у властивостях волокна.

Але через відсутність фінансових ресурсів у більшості льоносіючих господарств протягом останніх 15–ти років парк техніки не оновлювався, що привело до практичного занепаду галузі. Одночасно в світі є тенденція до зростання попиту на лляні тканини. Наприклад Китай збільшив виробництво льону за останні 10 років більше ніж у 1,5 рази. Така ж тенденція проглядається і в країнах ЄС, де субсидії на один гектар посіву льону досягають 1000–1300 доларів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Проблеми розвитку галузі льонарства піднімаються в роботах багатьох вчених. Зокрема в роботі [1,2] авторами розглянуті проблеми підвищення ефективності льняного комплексу Росії. В роботі проведено глибокий аналіз існуючих технологій збирання льону, обґрунтовані шляхи удосконалення технологій, системи організації виробництва, науково обґрунтовано потребу у розробці та впровадженні диференціальних технологій.

Питанням удосконалення машинного парку для льонарства та аналізу розвитку галузі в Україні присвячені роботи українських вчених Г. А. Хайліса, Б. Б. Ковальова, О. О. Налобіної, Л. А. Чурсіної, Т. О. Кузьміної, В. І. Макаєва, В. І. Залужного та інших. У дослідженнях вчених розглядається широкий спектр питань, що пояснюються наявністю в Україні, високого потенціалу льоно-виробництва не лише для задоволення потреб свого населення, а й для експорту.

Метою даної статті є аналіз існуючого положення в галузі льонарства з метою окреслення основних проблем, вирішення яких буде сприяти відновленню галузі в Україні.

Результати дослідження. Особливості кінцевого продукту льонарства – трести полягають в тому, що вона не реалізується вільно на ринку через те, що потребує додаткової переробки на льонозаводах. При чому господарства не мають можливості зберігати тресту тривалий час. Збереження її на полі веде до значних втрат якості врожаю. Зменшення врожайності, низький вихід довгого волокна привели в Україні до того, що ціни на закупівлю льоносировини різко впали і стали в 3–3,5 рази нижчими, ніж на світовому ринку, де тонна льоноволокна коштує 1,2–1,45 тис. доларів. Крім того, зацікавленість виробників льону у країнах ЄЕС у розвитку пояснюється ще й тим, що вони отримують 2/3 доходу, а 1/3 –переробники .

Аналіз ситуації, що склалась у галузі льонарства показав, значний вплив на неї й значного зменшення сільського населення, а виробництво льону передбачає необхідність застосування великої кількості ручної праці.

Суттєвий вплив на ефективність льонувиробництва мають і агрометеорологічні умови. Основні льоносіючі зони України характеризуються незадовільними погодними умовами в період збирання льону, що приводить до зростання термінів проведення збиральних робіт. Ще однією вагомою причиною занепаду галузі є відсутність потрібного парку машин власного виробництва.

Висівання льону у таких країнах як Бельгія, Франція проводиться в першій половині квітня, а в поліській зоні України – в другій половині травня. Це веде до того, що збір урожаю починається, в середньому, на 30 днів пізніше, а це призводить до виникнення потреби застосовувати додаткові технічні засоби, а також до необхідності розробки нових, науково обґрунтованих технологій, які б були адаптовані до конкретних виробничих та агрометеорологічних умов.

Слід відмітити ще одну причину застою льонарської галузі– відсутність елітного насіння.

Всі перелічені фактори привели до різкого зменшення рентабельності виробництва льону–довгунця.

Висновки. Аналіз існуючого стану виробництва льону–довгунця в Україні дозволив окреслити основні її проблеми:

1. Низька врожайність.
2. Низька якість льонотрести, що є причиною отримання волокна низьких сортономерів.
3. Високі втрати урожаю.

Вирішення цих проблем необхідно проводити за наступними напрямками:



- створення насіннєвої бази;
- розробка нових адаптованих технологій;
- створення ранніх сортів, що дозволить зсунути строки висівання та збирання льону;
- розробка нової вітчизняної техніки для льонарської галузі.

Література

1. Б. А. Поздняков. Организационно–экономические аспекты технологизации льняного комплекса /Б. Поздняков, М. Ковалев // Монография. – ГУПТО, Тверь, 2006.–208 с.
2. Ковалев М. М. Проблемы научного обеспечения льноводства /М. М. Ковалев // Технические культуры. –1991. –№6.

Рецензент д.т.н. проф. О.О. Налобіна

УДК 631.1

© О.В. Назарівський

Луцький національний технічний університет

ПЕРЕВАГИ СУЧАСНИХ РУЛОННИХ ПРЕС–ПІДБИРАЧІВ

У статті подано переваги та недоліки сучасної рулонної технології збирання льону–довгунця.

Постановка проблеми. Основою ефективного виробництва якісної льонопродукції є правильний вибір технології та технологічних комплексів машин для виконання всіх виробничих процесів. Прогресивна технологія збирання льону–довгунця передбачає його пресування в паковки різної форми, що значно зменшує використання ручної праці та мінімізує втрати волокнистої продукції. Найкращою формою паковки волокнистої сировини є рулон. Це обумовлено тим, що саме в рулоні дуже зручно переносити утворену комбайном стрічку з поля на завод, а також зберегти властивості матеріалу. Використання рулонних прес–підбирачів дозволить суттєво підвищити якість льоносировини та забезпечити раціональне використання енергетичних та трудових ресурсів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Огляд літературних джерел, патентної інформації показує, що у сучасній світовій практиці найбільш поширеним є рулонна технологія збирання льону–довгунця

[1, 2, 3, 4]. Внаслідок появи на світовому ринку нових рулонних технологій льону–довгунця виникає необхідність в обґрунтуванні застосування тієї чи іншої технології.

Мета досліджень. Оцінити переваги і недоліки використання рулонних прес–підбирачів.

Результати досліджень. У сучасному сільськогосподарському виробництві однією з головних технологічних операцій в ресурсозберігаючих технологіях збирання і переробки льону–довгунця успішно застосовується пресування льоносировини у рулони. Процес пресування льону значно зменшує транспортні витрати, дозволяє більш повно використовувати приміщення для збирання і механізувати всі вантажно–розвантажувальні роботи. Вона передбачає застосування рулонних прес–підбирачів.

Широку гаму рулонних прес–підбирачів випускають фірми «Claas», «Krone», «Vicon», «John Deere», «Massey Ferguson», «Vermeer», КП «Київтрактородеталь», ВАТ «Ірпіньмаш» та інші.

Переважає більшість вітчизняних прес–підбирачів є причіпними, а закордонних самохідних, які набагато дорожчі, але зручніші в експлуатації й економічно вигідні.

Основною класифікаційною ознакою рулонних прес–підбирачів, що випускаються, є тип пресувальної камери: сталого чи змінного об'єму. В пресах зі змінним об'ємом камери найчастіше її формоутворюючими елементами є системи нескінченних пасів, які надають рулону обертальний рух і намотують на нього стеблову стрічку, яка подається від підбирача машини. Із збільшенням в камері кількості стеблової маси зростає натяг нескінченних пасів і зменшується кутова швидкість обертання рулону. В деякий момент від початку процесу формування рулону починається переміщення важеля натяжного пристрою з роликками, яких огинають нескінченні паси. Як наслідок, об'єм пресувальної камери поступово збільшується. Камера сталого об'єму утворена декількома короткими пасовими транспортерами. В цій камері операція пресування матеріалу в рулон розбивається на дві фази: в першій – матеріал, який подається живильним транспортером, накопичується в камері до тих пір, поки не заповнить весь її об'єм і не розпочне обертатись під дією пасів; в другій – новий матеріал, що подається, намотується на рулон до заданої щільності пресування.

Використання рулонних прес–підбирачів дозволяє відмовитись від роботи з дрібними паковками снопами, кількість яких на 1 га становить від 1500 до 2500, бо вони потребують значних витрат

праці (снопи необхідно поставити на сушарку, завантажити, розвантажити, подавати, скиртувати тощо).

Робочі деталі сучасних рулонних прес-підбирачів мають корозійностійке покриття, механізми приводу сконструйовано з достатнім запасом міцності. Преси оснащені обгінними та запобіжними пристроями. Натягування ланцюгів та їхнє замощення здійснюється в автоматичному режимі.

До переваг сучасних рулонних прес-підбирачів слід віднести пресування льоносировини з рівномірною щільністю рулону по всьому перерізі, що дозволяє уникнути псуванню маси.

Сучасні рулонні прес-підбирачі обладнуються електронним терміналом ССТ, що забезпечує зручне керування машиною. Термінал ССТ видає інформацію про вологість льоносировини, кількість сформованих рулонів, витрати в'язального матеріалу та ступінь заповнення камери.

Рулонні прес-підбирачі сучасних фірм виробників відзначаються універсальністю і можуть ефективно використовуватися протягом всього сезону збирання льону-довгунця.

Однак сучасні рулонні прес-підбирачі мають ряд недоліків: стебла льону в камері преса перетираються, переплутуються та скручуються, значних пошкоджень та ущільнень зазнають внутрішні шари рулону (переущільнення погіршує процес сушіння та вимочування рулонів).

Висновки. Розв'язання проблем збирання льону-довгунця у великих кількостях для його промислового використання можливе лише при широкому використанні рулонних прес-підбирачів. Сучасними напрямками вдосконалення конструкцій рулонних прес-підбирачів є зменшення їх енерго- та металомісткості за умов зростання маси та діаметра рулонів, а також забезпечити високу продуктивність та надійність рулонних технологій.

Література

1. Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. Збирання та первинна переробка льону-довгунця: Монографія. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 215 с.
2. Горбачев І.В., Халанский В.М., Косицин І.І. Машины для прессования сена, подбора и транспортировки тюков и рулонов: Учебн. пособие. – М.: Высшая школа, 1984. – 119 с.
3. Сидорчук О., Залужний В., Шейченко В. Аналіз стану та перспективи технологій і машин для збирання льону-довгунця //Техніка АПК. – 2004. – 3. – С. 10–11.

4. Быков Н.Н., Смирнов В.И. Возделывание и уборка льна-долгунца. – М.: Россельхозиздат, 1975. – 78 с.

5. Діденко М.К., Дорошенко В.П. Виробництво льону-довгунця. – К.: Урожай, 1974. – 76 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 631.35: 633.521

© О.О. Налобіна, д.т.н.; О.П. Герасимчук
Луцький національний технічний університет

ФОРМУВАННЯ МЕТОДОЛОГІЇ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ БРАННЯ ЛЬОНУ–ДОВГУНЦЯ

У статті розглянуто льонарський комплекс як систему засобів, спрямованих на перетворення культури «льон», виявлено основні чинники, що справляють вплив на якість виконання даного перетворення, окреслено шляхи синтезу якісно нових конструкцій льнообральної техніки.

ЛЬНОБРАЛКА, МЕТОДОЛОГІЯ, МОДЕЛЮВАННЯ, ТЕХНІЧНА СИСТЕМА, СИНТЕЗ, ЯКІСТЬ.

Постановка проблеми. Якість продукції льонарства значною мірою формується в період виконання збиральних робіт. З метою підвищення ефективності технологій збирання необхідною є розробка технічних засобів, які були б придатними для виконання адаптованих до конкретних умов операцій. Процес проєктування нової техніки для збирання льону (модернізації існуючих моделей) на сучасному етапі характеризується певними вимогами:

- 1) необхідністю розробки стратегії оптимального використання технічних засобів;
- 2) врахування особливостей великого модельного ряду існуючих машин;
- 3) врахування об'ємів робіт та агротехнічних строків їхнього виконання;
- 4) врахування надійності, довговічності машин та ймовірності виникнення критеріїв їхньої оцінки;

5) окреслення переліку критеріїв якості технологічного процесу, який передбачається виконувати із застосуванням даного виду техніки.

Використання льонобральних машин для здійснення роздільного способу збирання характеризується великою кількістю взаємопов'язаних факторів, які впливають на продуктивність і завантаженість машини. Ефективне використання льонобралки можливе за умови вирішення методологічних питань проєктування технологічного процесу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням і обґрунтування параметрів бральних апаратів займалися М.Н. Летошнев, М.І. Шликов, Г.А. Хайліс, М.М. Ковальов та інші. Так у роботі [1] проф. М.Н. Летошнева розроблено теорію подільників, визначено довжину ділянки затискання стебел, потрібну для здійснення процесу брання.

У роботах [2, 3] проф. Г.А. Хайлісом обґрунтовано вибір натягу пасів апарату без проковзування на ведучих шківках на прикладі агрегату ЛКВ–4Т, розроблені рекомендації щодо вибору натягу пасів, встановлені залежності довговічності бральних пасів та якості роботи від ступеня їхнього натягу. У роботі [4] Г.А. Хайлісом, М.М. Ковальовим розроблені теоретичні основи розрахунку бральних апаратів із поперечними рівчачками.

У відомих наукових працях розкрито багато питань, що стосуються методології синтезу конструкцій бральних апаратів, подані деякі рекомендації щодо параметрів, але відсутній аналіз сутності технологічного процесу брання.

Мета роботи. Розробити методологію моделювання процесу брання з урахуванням критеріїв якості.

Результати дослідження. Визначити вплив вище зазначених факторів у період виконання збиральних робіт можливо експериментальним шляхом, але це довготривалий процес, причому збір даних необхідно проводити у багатьох господарствах, які розташовані у різних природно–кліматичних зонах.

Льонарський комплекс розглянемо як систему засобів, що спрямовані на перетворення культури льон. Формується система як цілеспрямована взаємодія певного комплексу складових операцій. Розглянемо його як систему «льон – середовище – технічна система» і сформуємо математичну модель даної системи.

З метою удосконалення досліджуваної нами системи використаємо математичні методи, які характерні для теорії організації технічних систем (рис. 1).

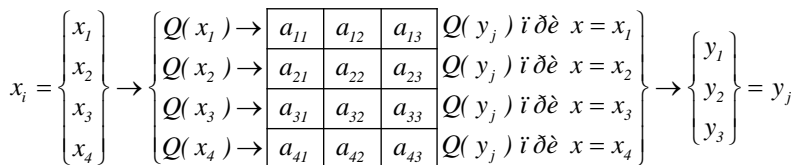


Рис. 1. Модель динамічної системи

На вхід системи поступають фактори впливу x_i , вихід характеризується результатом y_j . Оператор даної динамічної системи, яким є сама конструкція брального апарата, здійснює певні, закладені вимогами функціонування перетворення $W(t)$ кожного вхідного фактору x_i . Прояв цих факторів будемо оцінювати величиною ймовірності їхнього виникнення $Q(x_i)$, відповідно вихідні – ймовірністю $Q(y_j)$.

У якості вхідних параметрів приймемо:

- густоту стеблестою льону x_1 ;
- ступінь полеглості стебел x_2 ;
- вологість x_3 ;
- середній діаметр стебел x_4 .

Вихідні параметри, відповідно:

- розтягнутість y_1 ;
- кількість пошкоджених стебел y_2 ;
- перекіс стебел у стрічці y_3 .

З урахуванням вищесказаного запишемо

$$W(t)\{v\} = \sum_y a_{ij} Q(x_i) Q(y_j) \Big|_{x_i}, \quad (1)$$

де $\{v\}$ – матриця, утворена із суттєвих елементів впливу на протікання процесу брання.

Вираз (1) – математична модель відтворення технологічного процесу брання льону–довгунця залежно від зміни характеристик стеблестою.

Якщо вхідні фактори впливу x_i не відхиляються від агротехнічних норм, а саме: x_2 не менше 4 бали, що відповідає стану середньої полеглості стеблестою; x_3 не перевищує 5 балів, то можна

вважати, що вхідний вплив дорівнює нулю, тобто є відсутнім на деякому проміжку часу t_x .

Прийmemo обмеження на складові виразу (1):

$$\left. \begin{aligned} Q(y_j) \Big|_{x_i} > 0 \\ \sum_{ij} Q(y_j) = I \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Виконання (2) забезпечить робото здатний стан льонобральної машини під час відтворення технологічного процесу брання.

В ході здійснення технологічного процесу брання необхідно забезпечити максимальні якісні показники (високу результативність організації технічної системи), що опишеться рівнянням:

$$v\{a\} = \sum_{ij} \bar{a}_{ij} Q(x_i), \quad (3)$$

де $\bar{a}_{ij} = \max a_{ij}$ – максимальна результативність процесу.

Як вже зазначалось вище, технологічний процес брання є складним і на його результат, що досягається складними перетвореннями вхідних величин, витрачається певний час, який визначимо:

$$T = \sum_{ij} t_{ij} Q(x_i) Q(y_j) \Big|_{x_i}, \quad (4)$$

де t_{ij} – час, витрачений на перетворення системою j вхідної величини.

Якщо x_i не відхиляється від норм на проміжку часу Δt , то $T = \Delta t$ – це ідеальна умова протікання процесу брання.

З урахуванням цього сформулюємо задачу синтезу льонобральної машини: льонобралка повинна здійснювати такі перетворення вхідних факторів впливу x_i , що надходять з деякою ймовірністю $Q(x_i)$, при яких функціонал $v\{a\}$ на проміжку часу $T \leq \Delta t$ досягає максимуму.

Тобто, для забезпечення оптимального технологічного процесу необхідно спроектувати таку льонобральну машину, для якої величина результативності a_{ij} і ймовірність прояву вхідних характеристик, що відповідають агротехнічним вимогам $Q(y_j) \Big|_{x_i}$, забезпечили б мінімум втрат за рахунок удосконалення робочого органу льонобральної машини.

Загальні принципи моделювання технологічного процесу брання дозволили нам перейти до розгляду особливостей роботи льонобральної машини.

З метою виявлення закономірностей прояву відхилень у робочому процесі льонобралки і впливів параметрів її роботи на кількісні та якісні показники процесу брання моделюємо діаграму подій (рис. 2) у робочих органах льонобралки.

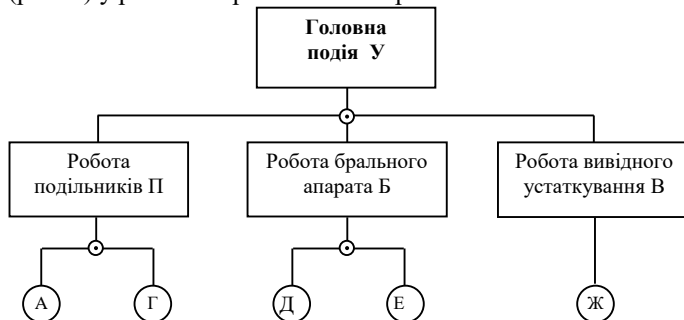


Рис. 2. Дерево подій у льонобралці

На рис. 2 відображені умови створення великої розтягнутості стрічки льону, яка виходить із вивідного устаткування льонобралки. Зі схеми видно, що дана подія $У$ є наслідком:

1) одночасного (\odot) накладання трьох умов: створення розтягнутості на прутках подільника (П); створення розтягнутості у рівчаках брального апарата (Б) або у вивідному транспортері (В).

У свою чергу, передумова П може виникати через нераціональний вибір:

- кута нахилу брального апарата А;
- висоти встановлення носика подільника над ґрунтом Г.

Передумова Б може виникнути через:

- невірну величину попереднього натягу брального паса Д;
- збільшення кута нахилу брального апарата Е.

Передумова В – через послаблення тиску у рівчаку вивідного устаткування Ж.

На рис. 2 знак \odot може бути замінено на \oplus , що теж можливе за умови прояву події $У$ через виникнення будь-яких передумов П, Б або В.

Такою ж моделлю можна представити подію виникнення перекосу стебел у стрічці льону.

Проведемо подальшу формалізацію поданої на рис. 2 моделі. З цією метою подано аналітичний запис моделі:

$$\left. \begin{aligned} Y &= \check{I} \ \check{A} \ \check{A} = (\check{A} + \check{A})(\check{A} + \check{A})\mathcal{A} \\ \text{àáí} \\ Y &= \check{I} + \check{A} + \check{A} = (\check{A} + \check{A})(\check{A} + \check{A})\mathcal{A} \end{aligned} \right\}. \quad (5)$$

З метою проведення оцінки моделі і виявлення закономірностей зменшення втрат від прояву події Y оцінимо значущість події.

З рис. 2 видно, що для виникнення події Y самою важливою передумовою є передумова $Ж$, через те, що для виникнення Y достатньо прояву лише однієї цієї передумови. Передумови A , G , D , $Ж$ – передумови, які мають однакову значущість на якісному рівні.

З рівняння (5) видно, що для усунення події Y необхідно (але не достатньо) зменшити ймовірність прояву передумови \mathcal{A} . У нашому випадку цю вимогу можна сформулювати наступним чином: з метою забезпечення якості процесу транспортування стрічки стебел у робочих органах льонобралки необхідно удосконалити її конструкцію шляхом внесення конструктивних змін у вивідне устаткування, яке являє собою пасовий транспортер.

Іншим способом якісного аналізу дерева подій, який дозволить нам уточнити вагомість основних його передумов у прояві головної події, обираємо аналіз значущості та критичності вихідних передумов.

Метою проведення наступного етапу аналізу дерева подій є підтвердження гіпотези щодо необхідності та напрямків удосконалення конструкції.

Висновки. Дослідження основних компонентів складної технічної системи, яку являє собою льонобральна машина та середовище – льон, з використанням методів системного аналізу дає можливість проаналізувати зв'язки, виявити взаємовплив системоутворюючих компонентів і є базою для синтезу якісно нового об'єкту (машини або механізму).

Література

1. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины. Теория, расчеты, проектирование и испытание / М.Н.Летошнев. – М.–Л.: Сельхозгиз, 1955. – 764 с.

2. Хайлис Г.А. Льноуборочные машины / Г.А.Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухарин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

3. Хайлис Г.А. Исследование теревильного аппарата с криволинейным ленточно–роликовым ручьем и одним ведущим ремнем / Г.А.Хайлис, Н.Н.Быков, М.М.Ковалев // Тракторы и сельхозмашины. № 9. – 1982. – С. 22–24.

4. Хайлис Г.А. Теория льнотеребельных аппаратов с поперечными ручьями / Г.А. Хайлис, М.М. Ковалев. – К.: УААН, 1999. – 90 с.

5. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем / Н.П. Бусленко. – М.: Наука, 1978. – 400 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.337

© О.О. Налобіна, д.т.н.; В.Л. Мартинюк
Луцький національний технічний університет

НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ ТА ВИБОРУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИСАДЖУВАННЯ КАРТОПЛІ

У статті проведено обґрунтування вибору параметрів оцінки якості та енергоємності технологічного процесу висаджування картоплі з порційним висіванням добрив.

АНАЛІЗ, ПРОЦЕС, ДОБРИВА, МОДЕЛЬ, ПРИСТРІЙ.

Постановка питання. Висаджування картоплі важлива і складна частина технологічного процесу її вирощування, від виконання якої залежить урожайність. Тому аналіз можливих варіантів виконання, а також моделювання альтернативного технологічного процесу висаджування дасть змогу вибрати раціональний варіант, який дозволить отримати високу врожайність картоплі з мінімальними витратами.

Аналіз досліджень. Для розвитку аграрного сектора важливим є розробка питань удосконалення технологічного процесу вирощування картоплі. В результаті проведення системного аналізу висаджування картоплі можна буде зробити висновок про найбільш енерговитратні операції, намітити шляхи зменшення енерговитрат, розробити нові робочі органи машин.

Відсутність теоретичних і експериментальних досліджень у цьому напрямку говорить про своєчасність та доцільність даної статті.

Мета роботи. Розробка структурної моделі технологічного процесу висаджування картоплі з метою виявлення методів удосконалення як самого процесу, так і конструкцій машин та їхніх робочих органів.

Результати досліджень. Формування варіанта виконання технологічного процесу базується на аналізі елементарних операцій, які виконуються машиною, а також залежність від агрометеорологічних умов (АМУ) зони землеробства.

Розглянемо альтернативні варіанти технологічних процесів висаджування картоплі (рис. 1).

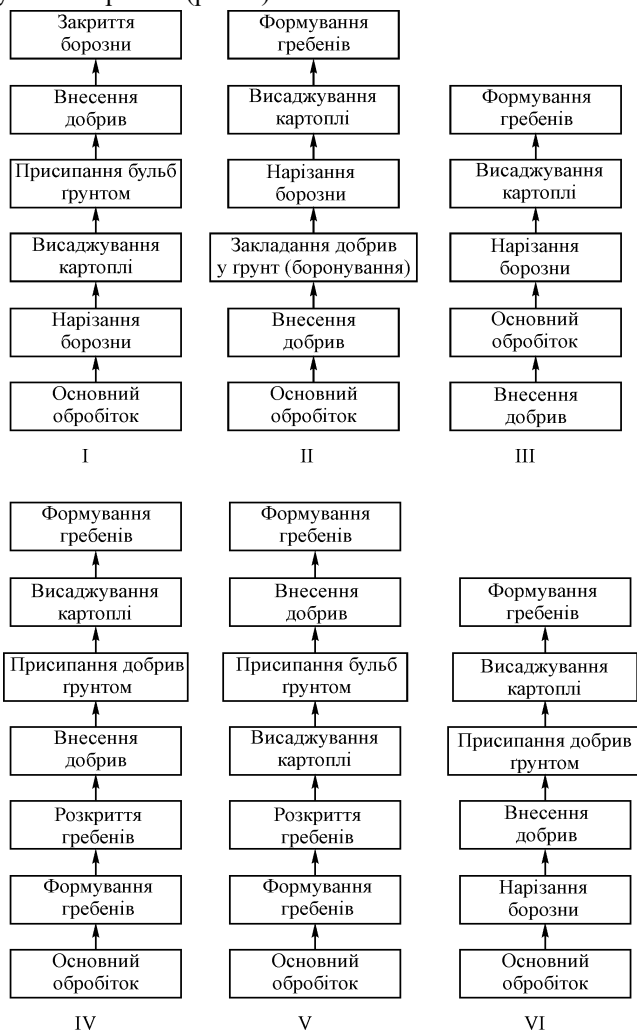


Рис. 1. Схеми альтернативних варіантів процесу висаджування картоплі

Кожен елемент на поданих схемах відтворює певну фізичну операцію (ФО). Згідно [1] опис ФО формалізовано можна подати у такому вигляді:

$$Q = (A_T, E, C_T),$$

де A_T , C_T – вхідний і вихідний потоки речовини, енергії або сигналів; E – найменування операції Коллера за перетворенням.

В табл. 1 наведені описи ФО для технологічних операцій (ТО), наведених на рис. 1.

Таблиця 1. Опис фізичних операцій

Найменування ТО	A_T	E	C_T
Плуг або культиватор	Ґрунт	Перетворення	Стан ґрунту
Культиватор–окучник	Ґрунт	Перетворення	Рух ґрунту
Саджалка (сошник)	Ґрунт	Перетворення	Рух ґрунту
Саджалка	Добрива	Транспортування	Рух добрив
Саджалка	Бульби картоплі	Транспортування	Рух бульб
Саджалка	Ґрунт	Перетворення	Рух ґрунту

Виконаємо наближену оцінку варіантів висаджування картоплі (табл. 2).

Схеми I, II, V, III передбачають виконання операцій у весняний період, що передбачають наявність певних температурних умов. Під час нарізання борозни ґрунт повинен прогрітись до $t = 5 - 8^\circ C$ на глибині 10–12 см [2].

Схема IV, V передбачає виконання основного обробітку ґрунту і нарізання гребенів в осінній період.

Перевагою цих схем є:

- швидке просихання та прогрівання ґрунту (гребенів);
- ранні строки висаджування картоплі;
- збільшення вегетаційного періоду.

Вибір варіанта технологічного процесу обумовлюється врожайністю.

Таблиця 2. Оцінка варіантів висаджування картоплі

Варіанти висаджування	Геометрія внесення і оцінка витрат добрив	Кількість типів робочих органів у технологічному комплексі	Кількість комплексів машин	Ресурсо-витратність	Енергетичні витрати	Багатофункціональність
I	Стрічка (велика)	5	2	++	Середні	Присутня
II	Врозкид (дуже велика)	7	3	+++	Максимальні	Відсутня
III	Врозкид (дуже велика)	5	3	+++	Максимальні	Відсутня
IV	Стрічка (велика)	5	3	++	Середні	Присутня
V	Стрічка (велика)	5	2	++	Середні	Присутня
VI	Порційно (незначна)	2	2	+	Мінімальні	Присутня

При цьому оцінюються:

- комплекс технічних засобів;
- агрометеорологічні умови;
- енерговитрати на виконання робочих процесів.

Стан бульб на стадії виконання технологічного процесу висаджування можна оцінювати наступним набором показників: ступінь позеленіння, маса, ступінь пророщування, наявність дефектних бульб.

Рациональні умови росту і розвитку картоплі, які повинні бути створені в ході застосування обраного варіанту технологічного процесу висаджування, оцінюються наступними факторами:

- щільність ґрунту у зоні росту і розвитку рослин;
- наявність поживних речовин;
- вологість ґрунту;
- температура ґрунту.

Технологічний процес висаджування картоплі здійснюється з локальним внесенням добрив в рядки, локальним внесенням в гребені, без використання добрив або врозкид (рис. 1). Внесення

характеризується нормою висівання добрив (кг/га), рівномірністю закладання γ (м).

З урахуванням вищесказаного сформулюємо формалізовану модель технологічного процесу висаджування картоплі (рис. 2).

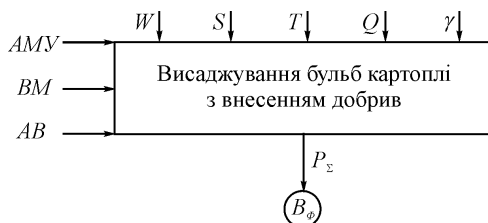


Рис. 2. Формалізована модель технологічного процесу висаджування бульб картоплі

Показники, враховані під час формування моделі: АМУ – агрометеорологічні умови; ВМ – виробничі умови; АВ – агрономи, що відповідають конкретним ґрунтово–кліматичним умовам; W – вологість ґрунту, %; S – щільність ґрунту; T – температура ґрунту; Q – норма внесення добрив; γ – рівномірність закладання добрив.

Вихідними параметрами є B_ϕ – фактична врожайність, яку отримаємо з певними енерговитратами P_Σ .

Для забезпечення якісного виконання технологічного процесу необхідно розглянути структуру всіх його елементарних операцій і технічних засобів, які перетворюють ґрунт, насіння картоплі, добрива в стан, який задовольняє агротехнічним вимогам. Ці перетворення розглянемо в залежності від роботи робочих органів картопле-саджальної машини.

Операторна схема такого перетворення подамо у вигляді графу (рис. 3).

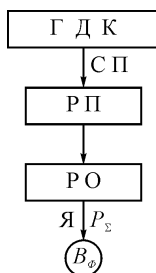


Рис. 3. Операторна схема перетворення

Технологічний процес висаджування картоплі характеризується перетворенням Г – ґрунту, Д – добрив, К – картоплі. Способи перетворення обумовлюються: РП – робочими процесами і кількістю РО – робочих органів. На виконання множини робочих процесів витрачається енергія P_{Σ} . Робота РО забезпечує якість процесу Я. За зазначеними показниками технологія висаджування картоплі і машина (робочі органи машини) повинні забезпечити високу врожайність \hat{A}_0 при $D_{\Sigma} \rightarrow \min$ (мінімізація енерговитрат).

Сумарна енергія P_{Σ} під час роботи картоплесаджалки витрачається на виконання наступних елементарних операцій:

- утворення борозни – P_1 ;
- внесення добрив – P_2 ;
- загортання добрив – P_3 ;
- висаджування картоплі – P_4 ;
- формування гребенів – P_5 .

Розрахунок будемо вести на довжину шляху машини, що дорівнює 1 м. Під час утворення борозни відбувається різання ґрунту у вертикальному напрямку сошником і зсув у горизонтальному напрямку. Для різання ґрунту необхідно прикласти зусилля, що дорівнює силі опору ґрунту різанню. Ця сила залежить від глибини шару і дорівнює $F_1 = Q_p h_a$, де Q_p питомий опір різанню; h_a – глибина борозни.

Бульба картоплі захоплюється ложечкою вичерпувального апарату й подається в бульбопровід. Для повороту вичерпувального апарату з ложечкою та бульбою витрачається момент $\dot{O}_a = G_a r_a$, де G_a – сила ваги бульби картоплі, r_a – радіус вичерпувального апарата. Відповідно для транспортування добрив до тукопровода необхідно затратити момент $\dot{O}_a = G_a r_a$, де G_a – сила ваги порції добрив, r_a – радіус котушки висівачого апарата.

Сила, яка витрачається на переміщення загортача по ґрунту дорівнює $F_2 = G_c f$, де G_c – сила ваги загортача; f – коефіцієнт тертя ковзання загортача по ґрунту.

Робота, затрачена на виконання технологічного процесу висаджування визначиться

$$A = (F_1 + F_2) s + T_a \varphi_1 + T_a \varphi_2, \quad (1)$$

де s – шлях, що пройшла картоплесаджалка;

φ_1 – кут повороту вичерпувального апарата від початкового положення;

φ_2 – кут повороту котушки висіваючого апарата від початкового положення.

Затрати потужності:

$$P_{\Sigma} = \frac{(F_1 + F_2)s + T_a\varphi_1 + T_a\varphi_2}{t}, \quad (2)$$

де t, s – час за який пройдено шлях s .

Цільова функція, з урахуванням того, що технологічний процес висаджування картоплі повинен відтворюватися із мінімальними енерговитратами запишеться

$$P_{\Sigma} = f(P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5) \rightarrow \min. \quad (3)$$

Аналіз основних факторів, які впливають на процес в цілому, на кожний його етап і енергетичні витрати дав можливість зробити висновок, що забезпечення виконання умови $P_{\Sigma} \rightarrow \min$ можливе у випадку:

- зменшення глибини борозни;
- зменшення висоти гребеня;
- зменшення густоти висаджування бульб;
- зменшення норми внесення добрив.

Виконання умови (3) може бути досягнуто за $P_i \rightarrow \min$, але слід зауважити, що виконання цієї умови не повинно привести до зменшення агротехнічного ефекту виконання технологічного процесу висаджування.

Тому за основний критерій технологічного процесу висаджування картоплі, який необхідно мінімізувати з метою зменшення енерговитрат приймемо норму внесення добрив.

Досягнути цієї мети потрібно за рахунок створення робочого органу для внесення добрив, застосування якого забезпечить дотримання агровимог і дозволить зменшити витрати добрив на одиницю шляху картопледжалки, створивши при цьому сприятливі умови для кращого засвоювання поживних елементів добрив під час початкового росту і розвитку рослини.

У відповідності до висунутої робочої гіпотези науково–практичний інтерес являє прогнозування зон розповсюдження поживних речовин, які містяться в добривах, і ймовірності потрапляння в цю зону кореневої системи картоплі.

Виконаємо попередню оцінку зон розповсюдження поживних речовин під час різних варіантів внесення добрив. З цією метою

спрогнозуємо конфігурацію площ ймовірного перетину зон розповсюдження поживних речовин і сприятливого засвоєння поживних елементів кореневою системою картоплі. Зробимо це для наступних випадків:

- 1) добрива висіваються стрічкою під картоплю;
- 2) добрива висіваються у вигляді двох паралельних стрічок, розташованих з двох боків від бульб картоплі;
- 3) добрива висіваються порціями для кожної бульби картоплі;
- 4) добрива висіваються порціями над бульбами картоплі.

На рис. 4, а подано прогнозовані зони розповсюдження поживних речовин за умови, що гранули добрив висіваються стрічкою. За умови, що ґрунт сухий гранули добрив розсипаються у борозні у напрямку руху картоплесаджалки.

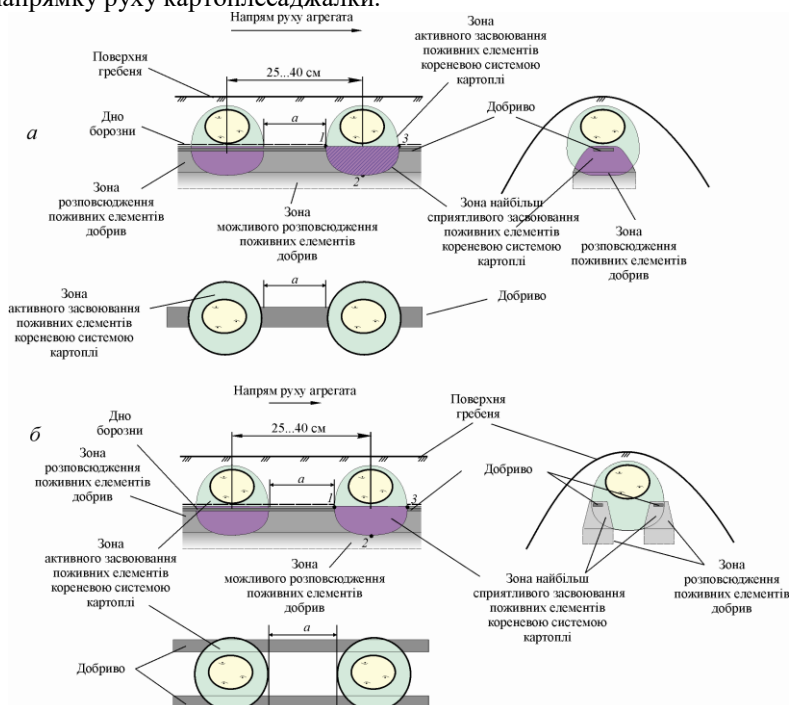


Рис. 4. Зони розповсюдження і засвоєння кореневою системою картоплі поживних елементів добрив в позовдньому, поперечному перерізі рядка картоплі та вигляд зверху у випадку: а – внесення добрив у борозну стрічкою; б – внесення добрив у борозну двома паралельними стрічками

Після випадання опадів та з наявною у ґрунті вологою поживні речовини з водою вимиваються в глиб борозни. З урахуванням цього показана конфігурація зони розповсюдження поживних речовин. Виходячи з агротехнічних вимог до процесу висаджування картоплі, відстань між центрами бульб картоплі складає 25...40 см. Як видно з рис. 4, а за такого способу внесення добрив ми маємо ділянки довжиною a , на яких поживні елементи добрив не знаходять активного споживання. Наклавши одна на одну зони розповсюдження поживних речовин і активного засвоєння поживних елементів кореневою системою картоплі, отримали зону 1–2–3 – зону найбільш сприятливого засвоєння поживних елементів добрив кореневою системою картоплі (рис. 4, а).

На рис. 4, б показано прогнозовані зони за умови, що гранули добрив висівається у вигляді двох паралельних стрічок. У порівнянні з попереднім способом внесення добрив цей спосіб є більш ресурсовитратним через збільшення сумарної довжини $2a$ ділянок, на яких добрива не знаходять активного споживання. Границі ділянки перетину зон розповсюдження поживних речовин і активного їх засвоєння кореневою системою картоплі позначено 1–2–3.

На рис. 5 подано прогнозовані зони за умови, що добриво вноситься порціями під картоплю, а на рис. 6 – над бульбою картоплі. Добриво висипається порцією і розподіляється по борозні, форма якої є наближеною до кола, суцільним шаром.

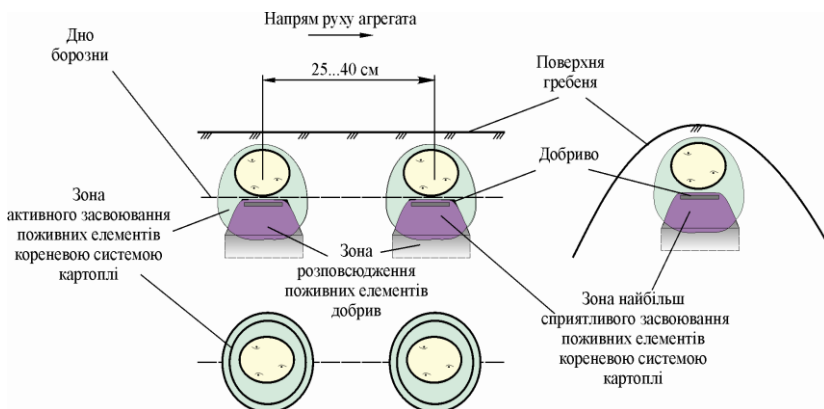


Рис. 5. Зони розповсюдження і засвоєння кореневою системою картоплі поживних елементів добрив в поздовжньому, поперечному перерізі рядка картоплі та вигляд зверху у випадку внесення добрив порціями під картоплю

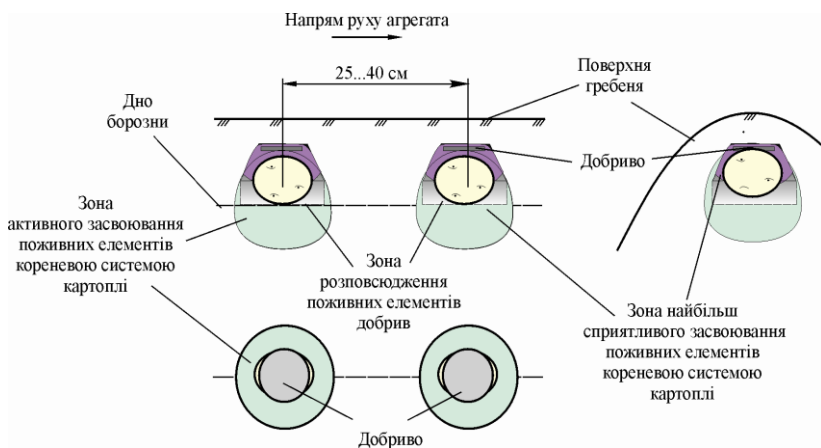


Рис. 6. Зони розповсюдження і засвоєння кореневою системою картоплі поживних елементів добрив в поздовжньому, поперечному перерізі рядка картоплі та вигляд зверху у випадку внесення добрив порціями над бульбами картоплі

Такі способи внесення добрив мають наступні недоліки:

- 1) під час накопичення добрив під картоплею є велика ймовірність опіків бульб під впливом активних речовин;
- 2) під час утворення шару добрив над картоплею активні речовини розповсюджуються вниз, потрапляють на бульбу, що призводить до надмірного насичення рослини хімічними речовинами, тобто до різкого зменшення її товарних властивостей.

Унеможливити прояв даних недоліків можна за рахунок запровадження елементарної операції порційного внесення добрив навколо бульб картоплі. Дескриптивна модель даної операції подана на рис. 7.

Як бачимо з наведених дескриптивних моделей (рис. 4 – 7), зона найбільш сприятливого засвоєння поживних елементів добрив має, згідно дескриптивної моделі, найбільшу площу за умови, що добрива висіваються порціями на дно борозни формуючи коло, всередину якого потрапляє бульба картоплі.

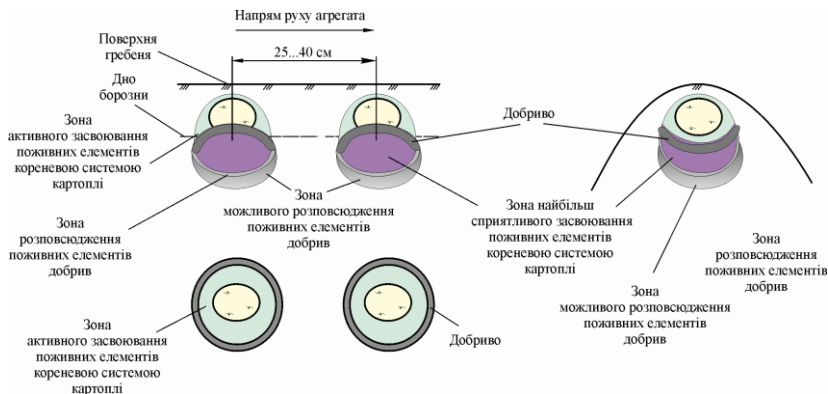


Рис. 7. Зони розповсюдження і засвоєння кореневою системою картоплі поживних елементів добрив в поздовжньому поперечному перерізі рядка картоплі та вигляд зверху у випадку внесення добрив порціями на дно борозни під бульбу картоплі

Результати системного аналізу технологічного процесу висаджування картоплі покладено в основу конструкторської розробки, спрямованої на удосконалення картоплевисаджувальної машини [3]. Суть розробки полягає у синтезі пристрою, який складається з механізму порційного висівання добрив, механізму висаджування картоплі, механізму синхронізації операцій.

Література

1. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: Учеб. пособие для студентов вузов / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
2. Козаченко Б.О. Механізація виробництва картоплі: Довідник / Б.О. Козаченко, В.В. Кононученко. – К.: Урожай, 1991. – 176 с.
3. Перегудов Ф.И. Введение в системный анализ: Учеб. пособие для вузов / Ф.И. Перегудов, Ф.П. Тарасенко. – М.: Высш. шк., 1989. – 367 с.
4. Пат.50372 А Україна, МКИ А01С9/00. Картоплевсаджалка / В.Л. Мартинюк (Україна). –№ 2001129164; Заявл. 28.12.2001; Опубл. 15.10.2002, Бюл. №2.
5. Опе О. Теория графов: пер. с фр. / О. Опе. – М.: Наука, 1968. – 252 с.

УДК 633.521:631.36

© О.О. Налобіна, д.т.н.; О.В. Шовкомуд
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНЬ НА ЛАНКИ ПЛАСТИНЧАСТОГО ПРИТИСКАЧА

У статті наведено аналіз навантажень на ланки притискача, яким пропонується оснащувати підбирачі–обертачі з метою підвищення ефективності робочого процесу.

НАВАНТАЖЕННЯ, ЛАНКА, ПРИТИСКАЧ, ПЛАСТИНА.

Постановка проблеми. Необхідність обертання стрічки льону в процесі його вилежування на стелищі доводиться багатьма вченими. В Україні, де льоносіючі зони характеризуються вологим та теплим кліматом, вилежування проходить інтенсивно і потребує виконання процесу обертання з метою запобігання підгнивання нижнього шару стрічки. Даний технологічний прийом використовується давно, як у Європі, так і в Україні, Білорусії, Росії. Спочатку для виконання обертання застосовували довгі палки, вили, рогачі, пізніше були запропоновані спеціальні машини–обертачі.

Дослідженнями встановлено, що обертання стрічок льону підвищує якість трести в середньому на 0,5...1,0 сортономера.

Враховуючи вищевикладене можна зробити висновок про необхідність і доцільність підвищення ефективності процесу обертання стрічки льону на основі удосконалення машин і механізмів для його здійснення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню роботи підбираючо–обертаючих устаткувань присвячені роботи Хайліса Г.А., Ковальова М.М., Сичова В.І., Радіонова Л.А., Ростовцева Р.А., в яких сформовано основні теоретичні питання функціонування робочих органів підбираючих машин; проаналізовано роботу барабанних підбираючих апаратів, окреслено недоліки та переваги апаратів із кулісними та кулачковими механізмами.

Мета роботи. Виконати теоретичний аналіз навантажень на ланки притискаючого устаткування, яким пропонується оснащувати підбирачі–обертачі з метою підвищення ефективності робочого процесу.

Результати роботи. Для обертання стрічок льону використовують обертачі ОСН–1, ОЛП–1. Обертання здійснюється 2–3 рази, що забезпечує рівномірне вилежування трести.

За умови що на полі високий стеблостій льону, дві сусідні стрічки «накладаються» одна на одну, що проявляється як зчеплення головок однієї стрічки із комлями іншої. Під час виконання процесу обертання стрічки, пальці барабана обертача захоплюють стебла і піднімають їх вгору. При цьому стебла, що піднімаються тягнуть за собою зчеплені стеблини сусідньої стрічки, що приводить до порушення цілісності стрічки, збільшення розтягнутості. З метою запобігання цьому явищу нами запропоновано обладнувати обертач додатковим притискаючим пристроєм (рис. 1).

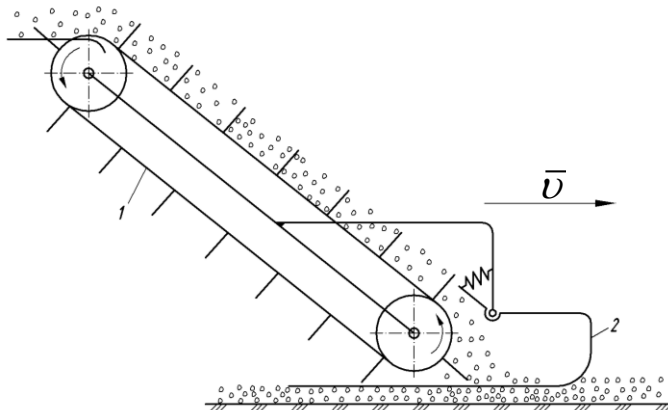


Рис. 1. Схема підбирача стрічки льону з притискаючим пристроєм: 1 – транспортер підбирача; 2 – притискаючий пристрій

Під час переміщенні підбирача полем, стебла правої стрічки a піднімаються пальцями транспортера в напрямку v_n – швидкості підйому (рис. 2). Сила, яка прагне відірвати зчіплене стебло a позначена F . При цьому стебло a прагне потягнути за собою стебло b сусідньої стрічки льону.



Рис. 2. Схема сил, що діють на стебла під час виконання обертання стрічки обертачем, обладнаним притискаючим пристроєм

Між поверхнею пластини притискача і стеблом b діє сила тертя F_{T1} , а між поверхнею ґрунту та нижнім стеблом лівої стрічки –

сила тертя F_{T_2} . При цьому: $F_{T_1} = f_1 \cdot G$, де f_1 – коефіцієнт тертя стебла льону в поверхню притискаючої пластини; $F_{T_2} = f_2 \cdot G$, де f_2 – коефіцієнт тертя стебла в ґрунт.

Умова не витягування стебла b при підйомі стебла a набуде вигляду:

$$F \cdot \cos \alpha < F_{T_1} + F_{T_2}, \quad (1)$$

де α – кут нахилу лінії дії сили F до горизонту

або з урахуванням вищесказаного: $F \cdot \cos \alpha < 2G(f_1 + f_2)$, звідки

$$F < \frac{2G}{\cos \alpha} (f_1 + f_2). \quad (2)$$

З умови (2) маємо:

$$G > \frac{F \cdot \cos \alpha}{2(f_1 + f_2)}. \quad (3)$$

Виконання умови (3) забезпечить надійне притискання стебла b до ґрунту при підйомі стебла a пальцями підбирача. Притискаюче зусилля з боку пластини може розподілятися за різним законом. Закон розподілу залежить від регулювання пружини притискача, точності його виготовлення.

На рис. 3, б зображено випадок, коли притискач більш сильно натискає на стебла своїм вільним кінцем, а передня частина пластини на ділянці δ зовсім не контактує зі стеблами. Навантаження, що створює пластина визначиться $\frac{ql_1^2}{2}$. При чому $\frac{ql_1^2}{2} = ql$ для забезпечення надійної фіксації стрічки.

На рис. 3, в подано схему притискання коли контакт пластини зі стрічкою здійснюється по всій довжині пластини, але у точці B притискання пластини більш щільне ніж у точці A (рис. 3, в).

Зусилля притискання визначиться:

$$\frac{q_{\max} + q_{\min}}{2} \cdot h, \quad (4)$$

де $h = l_2$.

На полі, стебла, викладені у стрічку, не завжди викладаються паралельно одне одному. Часто у стрічці присутнє явище перекосу. Тому притискатись перекошені стебла будуть не в середній частині, як це показано на рис. 3 а, б, в, а на ділянці значно зміщеної до комля чи до кореня стебла. З метою забезпечення затискання зміщених

(перекошених) стебел необхідно, щоб притискаюча пластина виготовлялась достатньої довжини.

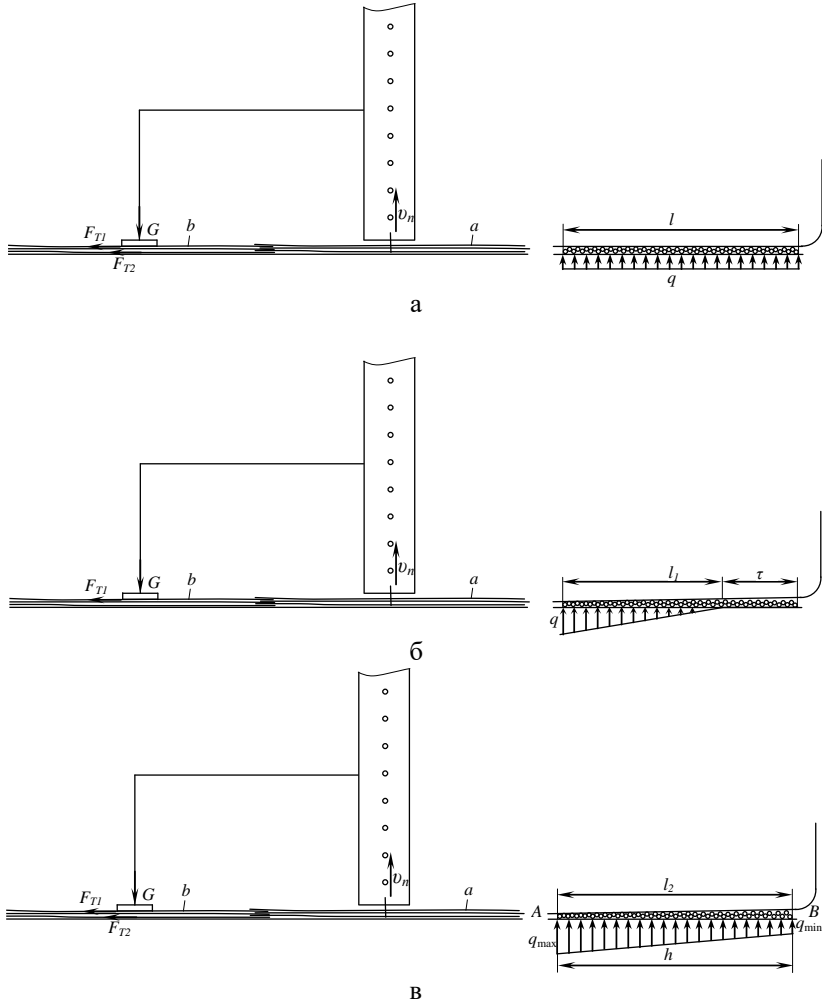


Рис. 3. Епюри розподілу навантаження на стебла: а – пластина притискається рівномірно по довжині; б, в – нерівномірне притискання пластини

Довжина пластини повинна бути обґрунтована залежно від довжини стебел у стрічці, з урахуванням того, що допустима величина перекосу складає 5° .

Під час взаємодії притискача зі стеблами стрічки льону елементи його конструкції можуть відхилятися від вихідного свого положення. З метою забезпечення роботоздатності конструкції ці відхилення повинні бути незначними.

Дослідимо які деформації виникають у конструкції.

На рис. 4, а подано притискаючий пристрій. Розглянемо як навантажена нижня пластина притискача, яка безпосередньо дотикається стрічки (рис. 4, б). До точки A яка є серединою ділянки KN прикладена сила $Q = g \cdot l_{KN}$ тиску ґрунту і стрічки, що знаходиться на ньому, на пластину KN . Ділянка NN' має радіус заокруглення r . Для проведення розрахунку виділяємо окремі ділянки KN' , $N'M$ і $M'L$, які й розглянемо далі.

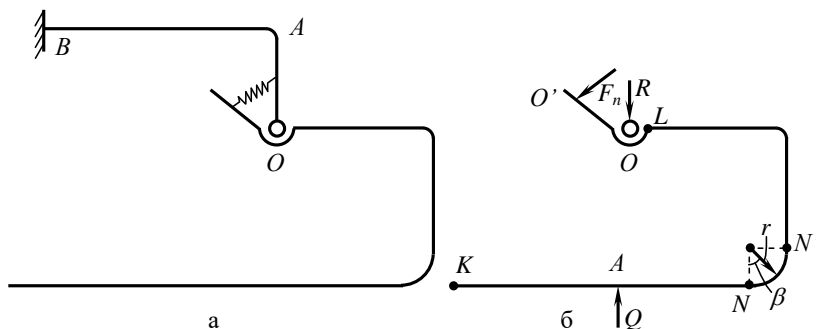


Рис. 4. Притискач стрічки (а) і сили, що діють на притискач (б)

Визначимо переміщення точки K .

Схему подано на рис. 5. У точці K прикладаємо одиничну силу F_1 , на яку зміниться зовнішня сила Q у будь-якому поперечному перерізі притискача.

Вводимо допущення: жорсткість ділянок KA , AN , NN' є однаковою і дорівнює EI . Як видно з рис. 5 вирішальну роль відіграють згинальні переміщення. Тому, скориставшись інтегралом Мора, запишемо вираз для визначення переміщення точки K :

$$\Delta_K = \int_l \frac{M_0 M_1 dx}{EI}, \quad (5)$$

де M_0 – згинаючий момент, що виникає від дії сили Q .

На ділянці AN момент визначиться:

$$M_0 = Q \cdot x. \quad (6)$$

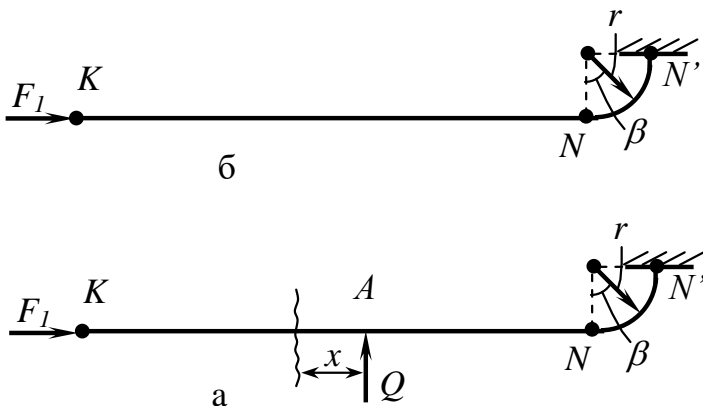


Рис. 5. Схема до розрахунку навантаження стержня KN'

На ділянці KA даний момент дорівнює нулю. На ділянці NN' маємо:

$$M_Q = Q \cdot r(1 + \sin \beta). \quad (7)$$

Від дії одиночної сили на ділянці KN $M_{F_1} = 0$, а на ділянці NN' :

$$M_{F_1} = F_1 \cdot r(1 + \cos \beta). \quad (8)$$

Визначимо добуток моменту зовнішньої сили M_Q і моменту одиночної сили M_{F_1} , та врахувавши, що даний добуток буде мати числове значення лише на ділянці NN' (на попередній ділянці він дорівнює нулю) проінтегруємо рівняння (5). Маємо:

$$\Delta_K = \frac{Qr^3}{EI} \int_0^{\pi/2} (1 + \sin \beta)(1 + \cos \beta) d\beta, \quad (9)$$

де β – центральний кут.

Остаточно маємо:

$$\Delta_K = \frac{Qr^3}{EI} \cdot \frac{1 + \pi}{2} = \frac{Qr^3(1 + \pi)}{2EI}. \quad (10)$$

Розглянемо наступну ділянку конструкції притискача $N'MM'L$ (рис. 6). Під час роботи притискача вона буде знаходитись під впливом повздовжньої сили Q , яка прагне зігнути стержень $N'M$

у поздовжньому напрямку, та під впливом зусилля F_n , яке діє з боку пружини на елемент притискача.

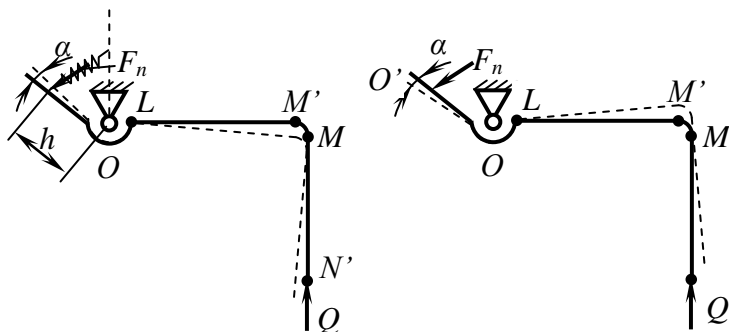


Рис. 6. Схема навантаження елемента конструкції притискача

Оскільки система сил, які діють на елемент конструкції притискача, знаходяться в рівновазі, складаємо рівняння рівноваги моментів зовнішніх сил:

$$\sum M_O = -F_n \cdot r + Q \cdot l = 0, \quad (11)$$

де r – відстань від шарніра \hat{I} до точки прикладання сили F_n , м;
 F_n – сила впливу пружини на важіль;

$$F_n = \tilde{n}_n \cdot r \cdot \alpha, \quad (12)$$

де \tilde{n}_n – жорсткість пружини; α – кут повороту важеля при стисканні пружини.

Рівність моментів, які створюють сили F_n і Q унеможливає провертання навкруги шарніру O даного елемента притискача. Не виконання умови (11) є недопустимим через те, що при повертанні елемента, поданого на рис. 6 навкруги шарніра O притискаюча пластина не буде щільно прилягати до стебел стрічки льону. З іншого боку неможливість такого провертання є необхідною за умовою наїздів притискаючої пластини на перепони.

З рівняння (11) і (12) маємо:

$$\alpha = \frac{Q \cdot l}{\tilde{n}_n \cdot r \cdot h}. \quad (13)$$

За формулою (13) визначається кут α відхилення елемента OO' притискача від початкового положення.

Найбільший інтерес являє собою елемент конструкції притискача $\hat{I} \hat{A} \hat{A}$, де будуть проявлятися згинальні коливальні

навантаження, що ймовірно можуть викликати втрату стійкості конструкції. Аналіз цього явища є задачею подальших теоретичних досліджень.

Висновок. На основі вищенаведених рівнянь можна встановити допустимі величини відхилень ланок притискача, які не приводять до втрати його роботоздатності.

Література

1. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин / Г.А. Хайлис. – К.: Изд. УСХХ, 1992. – 240с.
2. Ковалев М.М. Некоторые особенности подбора стеблей подбирающими аппаратами с пальцевыми рабочими элементами / М.М. КовалевЮ, В.И. Дмитриев // Достижения науки и техники в АПК. – 2005. – №10 – С. 21–23.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / В.И. Феодосьев // Учебник для ВТУЗов. – М.: Наука – 1986. – 512с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631:37

© С.С. Нікольчук

Луцький національний технічний університет

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ОПОРУ ПОВІТРЯ РУХУ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ

В статті наводяться результати експериментального визначення коефіцієнтів лобового опору повітря руху стебел льону та опис лабораторної установки виготовленої автором для їхнього проведення.

ОПР, СТЕБЛА ЛЬОНУ, ПОТІК, КОЕФІЦІЄНТ.

Постановка проблеми. Збирання льону–довгунця передбачає виконання таких технологічних операцій як підбирання та обертання стрічки або підбір конусів зі стебел льону. З метою проведення поглибленого аналізу процесу протікання даних операцій необхідним є врахування множини факторів, що впливають на рух стрічки або конусів. Одним із важливих факторів впливу є аеродинамічна сила.

Відомо, що аеродинамічна сила з'являється за умови, коли тіло рухається у повітряному потоці, при цьому виникають коливання величини швидкості руху. Опис за допомогою диференційних рівнянь руху стебел у повітряному потоці буде неточним без врахування аеродинамічної сили.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання здійснення технологічного процесу обертання льону та аналіз машин і механізмів для його виконання розглядався в роботах [1, 2, 3, 4].

Для рослинних матеріалів розглянуто визначення швидкості паріння і парусність у роботі [5]; наведено таблицю аеродинамічних властивостей насіння різних культур.

Мета роботи. Дослідити опір повітряного середовища руху масиву стебел льону.

Результати дослідження. Як відомо з курсу аеродинаміки, на величину аеродинамічної сили впливає багато факторів: конфігурація тіла, що рухається, його положення в просторі відносно напрямку потоку та багато інших. Причому останній носить змінний характер. Теоретично дослідити вплив аеродинамічної сили на рух рослинного матеріалу важко через неможливість точного визначення характеристик вектора сили (лінії дії та точки прикладання). Тому виникла потреба у проведенні ряду дослідів, результати яких будуть покладені в основу математичних розрахунків параметрів технологічного процесу обертання масиву стебел льону.

З метою проведення експериментальних досліджень було виготовлено лабораторну установку (рис. 1), яка складається з труби 1, вентилятора 2, перехідної частини 3, всередині якої закріплено сітку, мікроманометра 4 та електродвигуна (на фото не видно через те що він розташовується за вентилятором); стрижня 5.

Досліди проводились у наступній послідовності. З свіжебраних стебел льону та з трести формувались порції різної величини. Льон досліджувався з коробочками та без них.

Сформована порція льону закріплювалась на стрижні 5 у вертикальному положенні. Під нижньою горизонтальною площадкою на стрижень закріплювались нитки, які через блок кріпились до чаш 7. Стрижень закріплено над верхньою горизонтальною площадкою за допомогою хрестовини з шайбочками–регуляторами. Закріплення льону на стрижні проводиться після того, як останній за допомогою шайбочок–регуляторів виставлено в нульове положення (шкала знаходиться на нижній площадці).

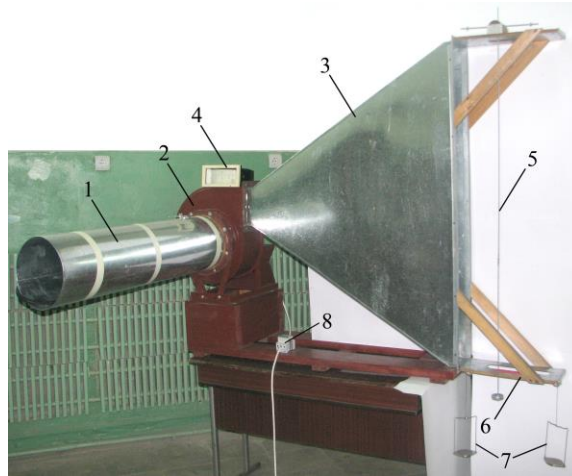


Рис. 1. Фото аеродинамічної установки: 1 – труба, 2 – вентилятор, 3 – перехідна частина, 4 – мікроманометр, 5 – стрижень, 6 – нижня горизонтальна площадка, 7 – чаші

Після цього за допомогою вмикача 8 запускається електродвигун, який приводить у рух вентилятор і потік повітря нагнітався в трубу в якій розташовано шланг мікроманометра.

Вихідний отвір труби закрито рухомою заслінкою, яка має можливість обертатись навкруги вертикальної осі (рис. 2) за допомогою пристрою на певний кут (45^0 або 90^0).

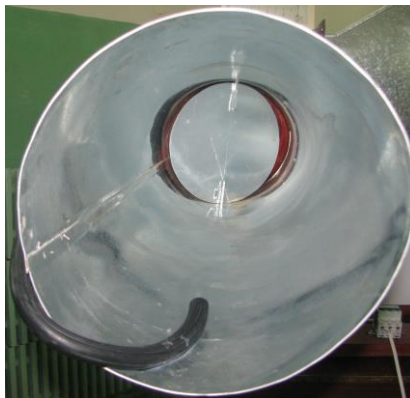


Рис. 2. Конструкція заслінки

Потік повітря виводив стрижень із закріпленням на ньому льоном зі стану рівноваги, і він відхилився від початкового – нульового стану на певну величину l , яка фіксувалась за допомогою шкали.

З метою повернення стрижня у початкове положення на чаші накладались гирьки.

Вага G_2 , яка повертала стрижень в нульове положення, фіксувалась у журналі досліджень.

Потік повітря змінювався за допомогою заслінки і досліди повторювались.

Для визначення швидкості повітря використовувалась залежність:

$$P = \frac{V^2 \gamma}{2 \cdot g}, \quad (1)$$

де P – динамічний тиск, $\frac{\hat{e} \tilde{a} \tilde{n}}{\hat{i}^2}$; V – середня арифметична швидкість у

перерізі труби (повітропроводу), $\frac{\hat{i}}{\tilde{n}}$; g – прискорення вільного

падіння, $\frac{\hat{i}}{\tilde{n}^2}$; γ – щільність повітря $\frac{\hat{e} \tilde{a}}{\hat{i}^3}$, $\gamma = 1,25$.

При цьому величину динамічного тиску вимірювали мікроманометром.

Коефіцієнт лобового опору відповідно визначався за залежністю:

$$\hat{E}_v = \frac{2 \cdot F}{\rho \cdot S \cdot V^2}, \quad (2)$$

де F – аеродинамічна сила; ρ – щільність повітря; S – міделевий переріз; V – швидкість повітря.

Результати досліджень наведено в таблиці.

Висновки. Експериментальні дослідження показали, що коефіцієнт лобового опору льону з коробочками дещо вищий, ніж очісаного. Зростання швидкості потоку повітря приводить до зменшення величини коефіцієнта.

Таблиця. Результати дослідження опору повітря руху стебел

Стан стебел	Характеристики льону–довгунця		Швидкість потоку повітря, м/с	Коефіцієнт лобового опору
	Середній діаметр, мм	Діаметр міделевого перерізу, мм		
Свіжевибрані стебла з коробочками	0,2	24	5,6	1,4
			2,8	3,9
	1,0	70	5,6	2,0
			2,8	4,5
Свіжевибрані стебла без коробочок	0,2	24	5,6	1,8
			2,8	4,8
	1,0	70	5,6	2,34
			2,8	4,25
Сухі стебла з коробочками	0,2	24	5,6	2,0
			2,8	5,1
	1,0	70	5,6	2,84
			2,8	4,83
Очісані сухі стебла	0,2	24	5,6	5,25
			2,8	1,88
	1,0	70	5,6	3,30
			2,8	5,1

Література

1. Хайліс Г.А. Элементи теории и расчета льноуборочных машин / Г.А.Хайліс. – М.: Машгиз, 1963. – 151 с.
2. Хайліс Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин / Г.А.Хайліс. – Киев, 1992. – 240 с.
3. Соснов В.И. Прицепной оборачиватель льна / В.И. Соснов, Г.А. Перов // Лен и конопля. – №4. – 1987.
4. Сизов В.И. Новые конструкции оборачивателей льна / В.И. Сизов, И.В. Сизов // Механизация и электрификация сельського хозяйства. – №3. – 2000.
5. Хайліс Г.А. Механіко–технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / Г.А. Хайліс, А.Ю. Горбовий, З.О. Гошко та ін. // Навчальний посібник. – Луцьк. – 1998. – 268 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 674.815

© А.В. Новицький, к.т.н.; Ю.І. Ревенко, к.т.н.;

В.С. Наханьков; О.С. Мирець

Національний університет біоресурсів і природокористування України

НАДІЙНІСТЬ ЗАСОБІВ ПОДРІБНЕННЯ ВІДХОДІВ ДЕРЕВИНИ ЯК СКЛАДНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

У статті проведено аналіз вітчизняних і зарубіжних засобів для подрібнення відходів деревини. Наведено методика розрахунку надійності машин для подрібнення відходів деревини у вигляді марківських дискретних випадкових процесів з безперервним часом.

НАДІЙНІСТЬ, СИСТЕМА, ПОДРІБНЮВАЧ ДЕРЕВИНИ, ВІДМОВА.

Постановка проблеми. Однією з найбільших проблем, яка в останні роки особливо гостро постала перед усіма сферами світової економічної системи, включаючи лісовий комплекс, є отримання, а отже і необхідність зберігання, перероблення та утилізації значних обсягів різнотипних відходів [1,2,4]. Існуючі технологічні процеси виробництва та споживання відрізняються дуже низьким рівнем замкнутості, оскільки лише 5–10% сировинних матеріалів переходить у кінцеву продукцію, а 90–95% перетворюється у відходи.

Рациональне використання деревини було і залишається важливим питанням на будь-якому етапі її переробки, оскільки відходи, які утворюються, починаючи із заготівлі деревини і закінчуючи готовою продукцією, є джерелом додаткових надходжень в бюджет підприємства, лісової галузі і держави в цілому. Одним із основних напрямів збалансованого розвитку лісового господарства, спрямованих на посилення екологічних, соціальних та економічних функцій лісів є використання природозберігаючих систем машин та механізмів [1]. Державний комітет лісового господарства України активно підтримує розвиток біоенергетики в нашій країні. Головна причина цього знаходиться на поверхні: вирішення комплексу важливих для галузі та України в цілому задач – енергетичної незалежності, покращення екологічного стану в країні, додаткових надходжень до бюджету та створення нових робочих місць [2]. Використання ефективних і сучасних технологій переробки деревини вирішується завдяки щорічному оновленню парку деревообробних верстатів. І незважаючи на те, що за останні п'ять років відмічається невеликий спад виробництва деревообробних машин та верстатів,

щорічно на деревообробні підприємства галузі поступає близько 3 тисяч одиниць представленого обладнання. Показники надійності цих машин та верстатів впливають на роботу та забезпечення технологічних процесів дільниць з виробництва тріски для спалювання, паливних брикетів і деревостружкових плит.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виробництвом машин та обладнання для подрібнення відходів деревообробки в Україні займається цілий ряд машинобудівних вітчизняних, спільних та зарубіжних підприємств: компанія Weima Russia, ТзОВ „ХЕММЕЛЬ–Україна”, ЗАТ “Житомирспецлісмаш”, українсько–німецька фірма „ОЛНОВА”, фірма Teknamotor (Польща), білоруські фірми з виробництва подрібнювача АМКОДОР, фірма Блек Клауссон (США), Альстрьом (Фінляндія), КМВ (Швеція) [4]. Серед фірм, які займаються розробкою машин для утилізації відходів деревообробних підприємств доцільно назвати компанію Weima Russia [4], яка пропонує широкий модельний ряд подрібнювачів і пресового обладнання для виготовлення паливної щепи та її переробки.

Одним з таких підприємств є ТзОВ „ХЕММЕЛЬ–Україна”, яке пропонує стаціонарну рубальну машину РМ–800.4, продуктивністю 2–4 т/год., з приводом від електродвигуна потужністю 30 кВт та мобільну рубальну машину РМ–800.6, також продуктивністю 2–4 т/год. Згідно технічної характеристики, позитивним в конструкції подрібнювального ротора є те, що він виключає розрив диска, кріплення ножів покращують подачу деревини та зменшують тертя диску, муфта диску дозволяє швидко переобладнувати машину на потрібну фракцію.

ЗАТ “Житомирспецлісмаш” виробляє пересувну рубальну машину УРН–230, продуктивністю 3–8 м³/год, яка змонтована на механізмі задньої навіски трактора МТЗ–82Л, ПМЗ–6Л. Подрібнювальний ротор може включати 2 або ж 4 ножі. Машину УРН–230 можна використати для подрібнення лісосічних відходів, тонкомірної деревини від рубок догляду, відходи від лісопиляння на технологічну тріску довжиною 20 мм та 5 мм шириною.

В останні роки в країнах Євросоюзу зросло зацікавлення до мобільних та стаціонарних верстатів для подрібнення деревини, які продукують тріску розмірами 9, 11 або 14мм для подальшого спалювання. На виробництві такого обладнання вже понад 15 років спеціалізується польська фірма Teknamotor. Фірмою Teknamotor були запропоновані дискові та барабанні подрібнювальні верстати, молоткові млини. В останні роки підприємство пропонує шість моделей дискових верстатів продуктивністю 8 – 22 м³/год. Установки

можуть працювати від тракторного приводу, електродвигунів або двигунів внутрішнього згорання.

Серед машин та верстатів для подрібнення деревини вітчизняного та іноземного виробництва доцільно згадати також продукцію українсько-німецької фірми „ОЛНОВА” (Львівська область), яка заснована за участі німецької фірми „HAMMEL Recyclingtechnik Gmb”. Підприємство пропонує цілий спектр стаціонарних і мобільних деревоподрібнювальних машин DP660 різних модифікацій (DP660 D, DP660 E, DP660T та DP660P), які широко використовуються для подрібнення обапелів, рейок, верхівок і гілок дерев в технологічну або паливну щепу. Представлені машини виготовляються, як з приводом від дизельного двигуна (DP660D), від електричного двигуна (DP660E та DP660P), так і з приводом від трактора (DP 660 T). Надійність представлених машин лімітує подрібнювальний механізм, який може бути дискового або роторного типу. Діаметр подрібнювального диска становить 660 мм, а товщина 40мм. В машинах DP660P подрібнювальний механізм роторного типу (з ножами або молотками) виготовляють діаметром 430 мм.

Подрібнювач АМКОДОР 2902 білоруського виробництва виготовлено на базі вузлів форвардера АМКОДОР 2661 з колісною формулою 6х6. Машина оснащена рубальним модулем фінської фірми Kesla, контейнером-накопичувачем об'ємом 16 м³, який піднімається і перекидається та подовженим маніпулятором з вильотом понад 10 м. На подрібнювачі встановлений двигун – Мінського моторного заводу Д-260.9 потужністю 180 к.с. Машина призначена для подрібнення порубкових залишків, низькоякісної деревини, пнів і тому подібне. Отримувана в результаті тріска може використовуватися як альтернативний місцевий вид палива для заміщення вуглеводневої сировини (нафта, газ) на теплових електростанціях.

Досвід створення надійних і ефективних машин показує, що без урахування цілої гамми чинників, таких як: діючі навантаження, забруднення, дію активних середовищ, дефекти та пошкодження, які накопичені в деталях під час виготовлення та проведення ремонтно-профілактичних робіт неможливо виробляти якісні і конкурентоздатні засоби для подрібнення деревини. Тому науковцями та інженерно-технічними працівниками проводяться дослідження з обґрунтування показників надійності деревообробних верстатів і машин, включаючи машини для подрібнення відходів. Результати оцінки надійності машин та обладнання для подрібнення відходів деревини на тріску та деревостружкових плит відображено в друкованих працях [6, 7, 8]. В книзі під професора Амаліцького В.В. [7] запропоновано аналітичні

залежності для визначення кількісних показників надійності машин та обладнання лісового комплексу. Відповідно до технологій виготовлення деревостружкових плит встановлено, що напрацювання на відмову обладнання для піддонного способу становить 7,93 год, а для без піддонного – 3,28 год. Середня тривалість відновлення роботи ліній становить для піддонного способу – 0,97 год, а для без піддонного – 1,1 год. За результатами експлуатаційних досліджень, які представлено в [5], встановлено, що для рубальних машин „Раума 8–3000” та дробарки „Пальман” PSKM–12, напрацювання на відмову яких становить відповідно, 141,8 год та 626,2 год. Аналіз обладнання для подрібнення відходів деревини та характерні відмови основних механізмів відображені в статті [8]. Автори акцентують увагу на основних напрямках забезпечення надійності подрібнювального механізму. Разом з тим, недостатньо інформації, яка б відображала фактичний рівень надійності обладнання для подрібнення відходів деревини, як стаціонарних, так і мобільних. Дана проблема особливо актуальна сьогодні, коли в експлуатацію надходить значна кількість машин та обладнання не лише вітчизняного, але й зарубіжного виробництва, які вже були у використанні. У зв’язку з цим, виникає питання, яка надійність цієї техніки, який залишковий ресурс агрегатів та як забезпечити їх працездатність.

Мета дослідження. У зв’язку з викладеним, доцільно провести аналіз надійності засобів для подрібнення деревини, як складової у забезпеченні працездатності системи переробки відходів деревини.

Результати дослідження. У відповідності з положеннями ДСТУ [9], під технологічною системою слід розуміти сукупність функціонально взаємопов’язаних засобів технологічного оснащення (ЗТО або ж «машина»), предметів виробництва (ПВ або ж «середовище») і виконавця (В або «оператор»), для виконання в регламентованих умовах виробництва (РУВ), заданих технологічних процесів або ж операцій. Під ЗТО слід розуміти обладнання, машини, механізми, прилади та інструменти, які використовуються в технологічному процесі або ж операції. Для нашого випадку – це наш об’єкт дослідження, деревоподрібнювальна машина DP 660P. До ПВ ми відносимо матеріали та відходи деревини, які згідно з технологічним процесом, який розглядається знаходяться в стадії транспортування, зміни форми та розмірів, обробки, зберігання. Виконавець – це людина, оператор, який здійснює в технологічній системі трудову діяльність з безпосередньої зміни стану предмету виробництва під впливом засобів технологічного оснащення. Слід зазначити, що представлені складові ЗТО, ПВ та В являються

складовими складної технологічної системи «Переробка відходів деревини». ЗТО – засоби технологічного оснащення; ПВ – предмети виробництва; В – виконавець; РУВ – регламентовані умови виробництва.

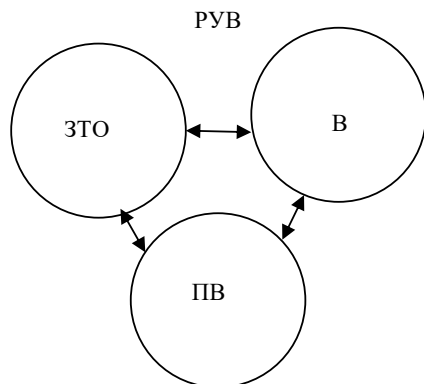


Рис. 1. Структура технологічної системи «Переробка відходів деревини» або ж «ПВД»

Представлена технологічна система буде працездатною, якщо будуть працездатними її складові. Виходячи з проведеного аналізу і мети, які приведені в статті, науковий інтерес представляє стан та забезпечення надійності засобів технологічного оснащення.

З позицій надійності спрощена структурна схема деревоподрібнюючої машина DP 660P може бути зображена у вигляді послідовно з'єднаних складових підсистем (рис. 2). Таке представлення правомірне виходячи з того, що відмова будь-якої із підсистем призводить до відмови системи в цілому. В процесі експлуатації деревоподрібнювальна машина може знаходитись в різних станах, обумовлених можливістю її роботи, або необхідністю технічного обслуговування та ремонту. Граф можливих станів деревоподрібнювальної машини в період її експлуатації представлений на рис. 3.

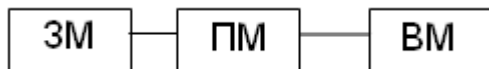


Рис. 2. Структурна схема з'єднань підсистем деревоподрібнювальної машини: ЗМ – завантажувальний механізм; ПМ – подрібнювальний механізм; ВМ – вивантажувальний механізм

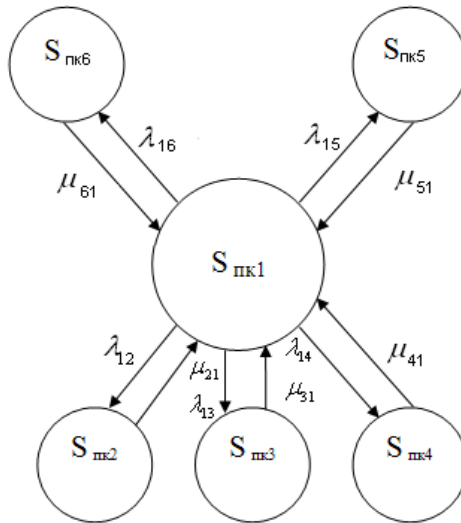


Рис. 3. Граф можливих станів і переходів в них для подрібнювального механізму: $S_{пк1}$ – справний стан ПК; $S_{пк2}$ – відмова ножів; $S_{пк3}$ – відмова розпірної втулки; $S_{пк4}$ – відмова підшипників; $S_{пк5}$ – відмова валу; $S_{пк6}$ – відмова трубопроводу

Кожен з цих станів визначається імовірністю знаходження машини для подрібнення деревини в ньому, яка залежить від відповідних подій відмов системи або відновлення її працездатності. Працездатність деревоподрібнювальних машин залежить від надійної роботи складових частин (деталей та вузлів), а також особливостей їх конструктивно-компонуваних рішень. Виходячи з проведеного аналізу та враховуючи, що найбільшого поширення в системах «ПВД» для виготовлення технологічної тріски в деревоподрібнюючих машинах отримали ножові робочі органи, вивчення їх працездатності стає найбільш актуальним.

Надійність подрібнювального механізму (ПМ) машини DP660E лімітують наступні елементи: ножі, підшипники, розпірна втулка, вал і трубопровід. Можливі переходи підсистеми ПМ в різні стани пов'язані з справним (працездатним) станом чи її ремонтом найкраще розглядати як марківські дискретні випадкові процеси з безперервним часом. Відмови представлених п'яти елементів визначають стан підсистеми ПК, в яких вона може перебувати у

випадку втрати працездатності: $S_{нк1}$ – підсистема ПК справна, $S_{нк2}$ – відмова ножів, $S_{нк3}$ – відмова розпірної втулки, $S_{нк4}$ – відмова підшипників, $S_{нк5}$ – відмова валу, $S_{нк6}$ – відмова трубопроводу. В будь-який момент часу зміни підсистема ПК може знаходитись в одному із станів, представлених на рис. 3.

Імовірність того, що в момент часу t підсистема ПК знаходиться в стані S_i ($i = 1, 2, \dots, 6$) позначимо через $P_i(t)$. Враховуючи несумісність подій для будь-якого моменту часу t , можна записати:

$$\sum_{i=1}^n D_i(t) = 1. \quad (1)$$

Аналіз надійності полягає у визначенні ймовірностей станів $P_i(t)$ подрібнювальної камери як функції часу. Ці ймовірності можна записати у вигляді диференціальних рівнянь Колмогорова [10]. Для підсистеми ПК, яку представлено у вигляді розміченого графу (рис. 3), рівняння Колмогорова можуть прийняти наступний вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_{i\bar{e}1}}{dt} = -P_{i\bar{e}1}(\lambda_{12} + \lambda_{13} + \lambda_{14} + \lambda_{15} + \lambda_{16}) + P_{i\bar{e}2}\mu_{21} + \\ + P_{i\bar{e}3}\mu_{31} + P_{i\bar{e}4}\mu_{41} + P_{i\bar{e}5}\mu_{51} + P_{i\bar{e}6}\mu_{61}; \\ \frac{dP_{i\bar{e}2}}{dt} = P_{i\bar{e}1}\lambda_{12} - P_{i\bar{e}2}\mu_{21}; \\ \frac{dP_{i\bar{e}3}}{dt} = P_{i\bar{e}1}\lambda_{13} - P_{i\bar{e}3}\mu_{31}; \\ \frac{dP_{i\bar{e}4}}{dt} = P_{i\bar{e}1}\lambda_{14} - P_{i\bar{e}4}\mu_{41}; \\ \frac{dP_{i\bar{e}5}}{dt} = P_{i\bar{e}1}\lambda_{15} - P_{i\bar{e}5}\mu_{51}; \\ \frac{dP_{i\bar{e}6}}{dt} = P_{i\bar{e}1}\lambda_{16} - P_{i\bar{e}6}\mu_{61}. \end{array} \right. \quad (2)$$

де $P_{i\bar{e}1}, P_{i\bar{e}2}, P_{i\bar{e}3}, P_{i\bar{e}4}, P_{i\bar{e}5}, P_{i\bar{e}6}$ – імовірності переходів підсистеми ПМ з одного стану в інший; $\lambda_{12}, \lambda_{13}, \lambda_{14}, \lambda_{15}, \lambda_{16}$ – інтенсивності відмов елементів підсистеми ПМ; $\mu_{21}, \mu_{31}, \mu_{41}, \mu_{51}, \mu_{61}$ – інтенсивності відновлень елементів підсистеми ПМ.

Кожне з представлених рівнянь системи являє собою добуток інтенсивностей відмов λ_i та інтенсивностей відновлень μ_{i1} елементів підсистеми подрібнювальної камери на відповідні імовірності станів. Для сталого, стаціонарного режиму функціонування підсистеми ПМ,

система диференціальних рівнянь Колмогорова (2) перетворюється в систему однорідних алгебраїчних рівнянь з постійними коефіцієнтами. Виходячи з вище сказаного, після перетворень, систему (2) можна представити в наступному вигляді.

$$\begin{cases} P_{i\bar{e}1}(\lambda_{12} + \lambda_{13} + \lambda_{14} + \lambda_{15} + \lambda_{16}) = P_{i\bar{e}2}\mu_{21} + P_{i\bar{e}3}\mu_{31} + \\ + P_{i\bar{e}4}\mu_{41} + P_{i\bar{e}5}\mu_{51} + P_{i\bar{e}6}\mu_{61}; \\ D_{i\bar{e}1}\lambda_{12} = D_{i\bar{e}2}\mu_{21}; \\ D_{i\bar{e}1}\lambda_{13} = D_{i\bar{e}3}\mu_{31}; \\ D_{i\bar{e}1}\lambda_{14} = D_{i\bar{e}4}\mu_{41} \\ D_{i\bar{e}1}\lambda_{15} = D_{i\bar{e}5}\mu_{51} \\ D_{i\bar{e}1}\lambda_{16} = D_{i\bar{e}6}\mu_{61} \end{cases} \quad (3)$$

Розв'язуючи систему алгебраїчних рівнянь (3), сумісно з нормувальною умовою (1), можна отримати граничні імовірності перебування ПК в одному із станів $P_{i\bar{e}1}, P_{i\bar{e}2}, P_{i\bar{e}3}, P_{i\bar{e}4}, P_{i\bar{e}5}, P_{i\bar{e}6}$. При цьому проведемо заміну першого рівняння нормувальною умовою:

$$\begin{cases} D_{i\bar{e}1} + D_{i\bar{e}2} + D_{i\bar{e}3} + D_{i\bar{e}4} + D_{i\bar{e}5} + D_{i\bar{e}6} = 1; \\ D_{i\bar{e}2} = \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{12}}{\mu_{21}}; \\ D_{i\bar{e}3} = \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{13}}{\mu_{31}}; \\ D_{i\bar{e}4} = \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{14}}{\mu_{41}}; \\ D_{i\bar{e}5} = \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{15}}{\mu_{51}}; \\ D_{i\bar{e}6} = \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{16}}{\mu_{61}}. \end{cases} \quad (4)$$

Після підстановки отриманих результатів (4) в нормувальну умову, можемо записати:

$$D_{i\bar{e}1} + \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{12}}{\mu_{21}} + \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{13}}{\mu_{31}} + \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{14}}{\mu_{41}} + \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{15}}{\mu_{51}} + \frac{D_{i\bar{e}1}\lambda_{16}}{\mu_{61}} = 1; \quad (5)$$

Виходячи з представлених вище розрахунків, граничні імовірності $P_{i\bar{e}1}, P_{i\bar{e}2}, P_{i\bar{e}3}, P_{i\bar{e}4}, P_{i\bar{e}5}, P_{i\bar{e}6}$ перебування підсистеми ПК в одному із станів S_1, S_2, \dots, S_6 в залежності від того, який елемент відмовив можемо записати в наступному вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 D_{i\epsilon 1} = \left(1 + \frac{\lambda_{12}}{\mu_{21}} + \frac{\lambda_{13}}{\mu_{31}} + \frac{\lambda_{14}}{\mu_{41}} + \frac{\lambda_{15}}{\mu_{51}} + \frac{\lambda_{16}}{\mu_{61}} \right)^{-1}; \\
 D_{i\epsilon 2} = \frac{P_{i\epsilon 1} \lambda_{12}}{\mu_{21}}; \\
 D_{i\epsilon 3} = \frac{D_{i\epsilon 1} \lambda_{13}}{\mu_{31}}; \\
 D_{i\epsilon 4} = \frac{D_{i\epsilon 1} \lambda_{14}}{\mu_{41}}; \\
 D_{i\epsilon 5} = \frac{D_{i\epsilon 5} \lambda_{15}}{\mu_{51}}; \\
 D_{i\epsilon 6} = \frac{D_{i\epsilon 6} \lambda_{16}}{\mu_{61}}.
 \end{array} \right. \quad (6)$$

Інтенсивності відмов λ_{1i} та інтенсивності відновлень μ_{4i} підсистеми ПМ деревоподрібнювальної машини із справного стану S_1 в один з станів S_2, S_3, \dots, S_6 для експоненціального закону розподілу можна розрахувати з допомогою відповідних формул:

$$\lambda_{1i} = \frac{1}{t_{0i}}, \quad (7)$$

де t_{0i} – середній наробіток на відмову i -го елемента при переході із справного стану в стан відмови, год.

$$\mu_{4i} = \frac{1}{t_{ai}}; \quad (8)$$

де t_{ai} – середній час на усунення відмови i -го елемента при переході із стану відмови в справний стан, год.

Аналіз отриманих залежностей (6) показує що загальна ймовірність безвідмовної роботи підсистеми (імовірність перебування в справному стані $S_{пк1}$) залежить від суми відношень інтенсивностей відмов до інтенсивностей відновлень елементів. Відношення $\frac{\lambda_{1i}}{\mu_{4i}}$ буде

наближатись до нуля у тому випадку, коли буде збільшуватись середній наробіток на відмову i зменшуватись середній час відновлення i -го елемента. Тобто буде зменшуватись інтенсивність відмови i збільшуватись інтенсивність відновлення елемента i відповідно зменшуватись значення першого рівняння для розрахунку ймовірностей відмов i -х елементів.

Виходячи з цього, значення цих величин залежить від двох складових – P_{nl} та відношення $\frac{\lambda_{13}}{\mu_{31}}$.

Використання отриманих залежностей системи (6) дає можливість визначити не тільки імовірність перебування в одному з граничних станів, але й імовірність справного стану механізму.

В останні роки для подрібнення деревини використовуються різноманітні машини і верстати вітчизняного виробництва та від фірм–постачальників з Німеччини, Польщі, Росії, Білорусі та інших країн. Але, разом з тим, майбутніх покупців цікавлять питання, які на превеликий жаль, дуже мало відображені в проспектах на вказані засоби, але які так часто виникають під час огляду експозицій цих фірм на виставках, під час придбання та використання цих машин. Це перш за все: якими значеннями основних показників надійності характеризуються агрегати, включаючи коефіцієнт готовності та коефіцієнт технічного використання, напрацювання на відмову та середній час відновлення працездатності; яка довговічність основних робочих органів; яке передбачається сервісне обслуговування машин, включаючи періодичність заміни та заточування робочих органів. Нами проведено аналіз надійності подрібнювального механізму деревоподрібнювальної машини DP660P. Дослідженнями встановлено, що напрацювання на відмову ножів становлять 85–95 тон подрібнених відходів деревини, інтенсивність відмов становить 0,011 – 0,012 1/т.

Висновки. Проблема підтримання працездатності засобів для подрібнення відходів деревини є важливою і багатогранною, тому навіть часткові результати в напрямку підвищення показників надійності вказаних засобів та окремі рішення задач в даній галузі прийнятні для практичного їх застосування. Представлений граф станів подрібнювального механізму та аналітичні залежності, які його описують можуть бути використані для розробки структурних схем надійності машин для подрібнення деревини, як складних технологічних систем. Перспективним напрямом у забезпеченні безвідмовності наших об'єктів дослідження міг би бути, у даному разі, напрям резервування малонадійних елементів на основі структурного аналізу їх надійності. Якість подрібнення відходів деревини на тріску та виготовлення пелет в значній мірі залежить від забезпечення надійності машин для подрібнення, а на сьогодні це важлива не лише інженерна, але й наукова задача.

Література

1. Державна цільова програма “Ліси України” на 2010–2015 роки. Постанова № 977 від 16 вересня 2009 р. – Київ, 2009.
2. Пристая А.Д. Лесохозяйственная политика развития древесной энергетики// Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2010. – №3. – С. 48–50.
3. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение. – 1978. – 519 с.
4. Пазюра М.В. Weima Russia – передовые технологии утилизации отходов// Оборудование и инструмент для профессионалов – 2010. – №1. – С. 43.
5. Шостак В.В. Наукові основи прогнозування технічного стану та обґрунтування структури ремонтного циклу обладнання для виробництва деревостружкових плит: Автореф. дис... докт. техн. наук: 05.05.07/ Український державний лісотехнічний університет України. – Львів, 1999. – 35 с.
6. Полоз В.І. Обґрунтування показників надійності та розроблення структури ремонтного циклу верстатів для подрібнення деревини: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03/ Національний лісотехнічний університет України. – Львів, 2007. – 20 с.
7. Амалицкий В.В. Надежность машин и оборудования лесного комплекса: Учебник для студентов специальности 170400 [Текст]/ В.В.Амалицкий, В.Г.Бондарь, А.М.Волобаев, А.С.Воякин. – М.: МГУЛ, 2002. – 279 с.
8. Новицький А.В., Карплюк Ю.М., Летвицький В.М. Засоби для подрібнення деревини, оцінка їх надійності// Науковий вісник НУБіП України. Міжнародна науково-технічна конференція з нагоди 80-ї річниці від дня заснування механіко-технологічного факультету НУБіП України. – №144, ч. 1 – К.: НУБіПУ. – 2010. – С. 225–231.
9. ДСТУ 2470–94. – Надійність техніки. Системи технологічні. Терміни та визначення.
10. Вентцель Е.С. Исследование операций. – М.: Советское радио, 1972. – 552 с.

Рецензент д.т.н., доц. В.М. Несвідомін

УДК 631.3

© С.И. Овсянников, к. т. н.; Н.П. Ремарчук, д.т.н.
Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенко

АСПЕКТЫ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СТАБИЛЬНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ НА БАЗЕ МОТОБЛОКОВ

Представлено анализ взаимосвязей структурных элементов системы "оператор – мотоагрегат – среда" и предложены направления по повышению их производительности.

МОТОАГРЕГАТ, ОПЕРАТОР, ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ.

Постановка проблемы. Применение средств малой механизации позволяет значительно повысить производительность труда и снизить затраты на производство сельскохозяйственной (с.–х.) продукции в приусадебных, дачных, тепличных хозяйствах и других отраслях народного хозяйства. В то же время, широкий спектр номенклатуры мотоблоков, мотокультиваторов и мини тракторов по мощности двигателя и тяговым параметрам, отсутствие четких рекомендаций по формированию оптимального состава агрегата ограничивают эффективность их использовать. Зачастую агрегируемые орудия не соответствуют тяговому классу мотоблока, что приводит к увеличению физической нагрузки на оператора и быстрой его утомляемости. Управление мотоагрегатом относится к тяжелому виду труда [1] и происходит в циклическом режиме: 30–60 мин работы с последующим перерывом на отдых 15–30 мин. Общая продолжительность эксплуатационного времени в среднем составляет 1,5 – 4 часа в день.

Повысить эксплуатационную производительность возможно путем обеспечения функциональной стабильности, а именно путем стабилизации тяговых параметров и курсовой стойкости движения агрегата. Для этого необходимо на основе моделирования процессов работы мотоагрегатов определить основные факторы, влияющие на их функциональную стабильность.

Анализ последних исследований и публикаций. В настоящее время нашли широкое применение средства малой механизации [1]. Исследованию мотоагрегатов посвящены работы [2, 3, 4].

Цель работы. Определение основных аспектов формирования функциональной стабильности мотоагрегатов на основе анализа системы «оператор–мотоагрегат–среда» и выявления взаимосвязей между ее элементами и механизмами с целью обеспечения оптимальных параметров при проектировании и улучшения эксплуатационных свойств существующих мотоагрегатов.

Задачи исследования: – определение факторов, влияющих на производительность мотоагрегатов на основе анализа взаимосвязей структурных элементов; – обоснование степени влияния оператора на функциональные показатели мотоагрегатов.

Результаты исследования. В соответствии с классификацией, предложенной в работе [2], с.–х. агрегатами считаются агрегаты на основе пешеходных мотоорудий (мотофрезы, газонокосилки, снегометы и т.п.) и пешеходных мотоблоков с технологическим оборудованием и машинами. Как отмечается в работе [1], производительность данных агрегатов низкая и зависит в большей степени от утомляемости оператора, которая, в свою очередь, зависит от интенсивности участия оператора в работе агрегата. Соотношение энергозатрат оператора (человека) и машины (мотоагрегата) примерно равны. Зачастую работу машины (агрегата) оценивают по ее производительности, т.е. объему выполненной работы за единицу времени. В данном случае целесообразно использовать критерий эксплуатационной производительности с учетом полного времени загрузки (занятости) оператора на выполнение данной работы. Основными факторами, которые оказывают влияние на эксплуатационную производительность агрегата, являются: – конструкция и техническое состояние мотоблока, в частности, мощность двигателя, тип и коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии, тип и КПД движителей и т.п.; – состояние оператора, определяемое степенью физической подготовки, практическими навыками работы, интенсивностью физической нагрузки и т.п.; – влияние окружающей среды, в частности, влажность и температура воздуха, скорость ветра, твердость и удельное сопротивление почвы, микро– и макропрофиль поверхности движения и пр.

Выше перечисленные факторы оказывают комплексное воздействие на работу агрегата. Так, недостаточная мощность двигателя или повышенное буксование движителей понуждают оператора прикладывать толкающее усилие, что приводит к его быстрой утомляемости и более частым остановкам на отдых. Курсовая стойкость агрегата восстанавливается также физическим усилием оператора на штанги мотоблока. То есть, нарушение функциональной

стабільності агрегата виконується оператором шляхом прикладання фізических зусиль, що призводить до збільшення фізическої навантаження на оператора, а в цілому – до зниження продуктивності агрегата.

Таким чином, експлуатаційна продуктивність агрегатів залежить від їх функціональної стабільності під впливом вище перерахованих факторів. Тому, дослідження роботи мотоагрегатів, його елементів і взаємозв'язків між ними необхідно виконувати на системному рівні і розглядати як систему "оператор – мотоагрегат – середовище", скорочено ОМС. Для більш детального розгляду взаємодії елементів всередині системи ОМС розроблена структурна схема (рис. 1). Аналізуючи властивості і зв'язки між елементами системи, використана методика, запропонована в роботі [3]. Система належить до складних управляємим динамічним системам, в якій можна виділити такі структурні елементи: мотоблок, інструмент і його робочі органи, оброблюване середовище, поверхня руху і оточуюче середовище. Розглянемо зв'язки між структурними елементами.

Мотоблок реалізує потужність двигача через трансмісію, рухачі і (або) вал відбору потужності в тягове зусилля і корисну роботу робочих органів. Потужність двигача регулюється оператором шляхом зміни величини подачі палива (управляюче впливання). Трансмісія перетворює силиві зв'язки між двигачем і рухачами, зміна яких виконується управляючим впливанням оператора на органи управління: включення сцеплення, переключення передач, блокування привода рухачів і т.п. Рухачі є основними елементами взаємодії мотоблока з опорною поверхнею і приймають нормальні, касательні і бокові реакції ґрунту, обумовлюючі тягові властивості і курсове рухачення.

Мотоблок кінематически зв'язаний з інструментом і його робочими органами, а силовою взаємодією передає тягове зусилля або крутячий момент для подолення сил опору середовища. В більшості випадків інструмент жорстко закріплений з мотоблоком, тому зміна глибини обробки виконується оператором шляхом продольного нахилу агрегата при допомозі штанги управління.

Взаємодія оператора з мотоагрегатом носить інший характер, ніж в традиційних машинах і агрегатах, а саме: оператор рухачається разом з агрегатом по поверхні рухачення; крім управляючих функцій на органи управління агрегатом він передає силовою впливання, яке суттєво змінює тягові

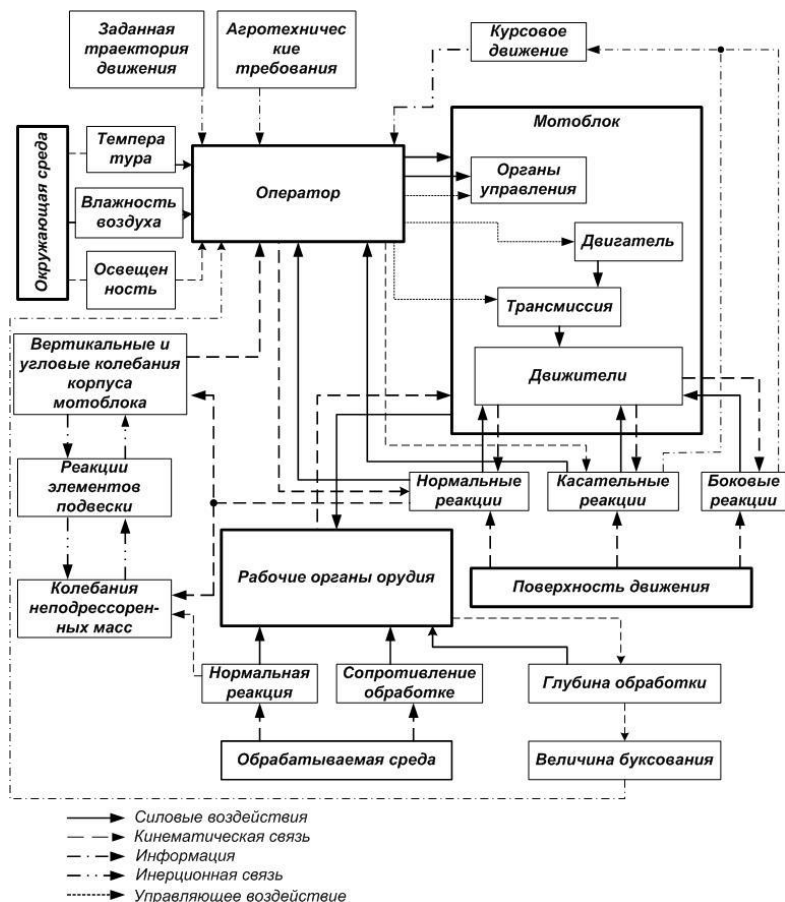


Рис. 1. Общая структурная схема системы ОМС

характеристики агрегат. Поэтому, при рассмотрении взаимодействия оператора и мотоагрегата выделим следующие связи:

- *силовые воздействия*: – поворот штанг управления в горизонтальной плоскости для обеспечения курсового движения; – поворот штанг управления вокруг продольной оси для обеспечения устойчивости при опрокидывании; – поворот штанг управления в вертикальной плоскости для обеспечения агротехнической глубины обработки; – толкающее (тормозящее) усилие на штанги управления вдоль оси движения с целью увеличения (уменьшения) тягового усилия агрегата в целом; – нажатие и удержание рычагов управления:

муфты сцепления, блокировки привода колес и т.п.; – пешеходное движение оператора со скоростью движения агрегата по обработанной поверхности движения.

– *кинематические связи*: – через штанги управления передача вибрации от основных элементов и узлов: двигателя, активных рабочих органов и т.п.; – передача вертикальных и угловых колебаний от корпуса мотоблока при воздействии микронеровностей поверхности движения и обрабатываемой среды; – окружающая среда: температура и влажность воздуха, скорость ветра, освещенность и т.п.; – поверхность движения: нормальные и касательные напряжения в местах контакта ног оператора.

– *управляющие воздействия*: – управление работой двигателя; – управление работой трансмиссии; – управление работой орудия.

– *информационные связи*: – агротехнические требования на выполнение операции; – заданная траектория движения; – курсовое движение агрегата.

Проведенный анализ взаимодействия структурных элементов системы показал, что мотоблок в агрегате с орудием можно приравнять к традиционным с.-х. агрегатам и для них применять существующие методики моделирования процессов. Взаимодействие оператора с агрегатом значительно отличается от традиционных и для описания процессов взаимодействия оператора внутри системы требуются иные подходы. Для сравнения степени загруженности оператора на рис. 2 представлена структурная схема системы транспортного агрегата [3].

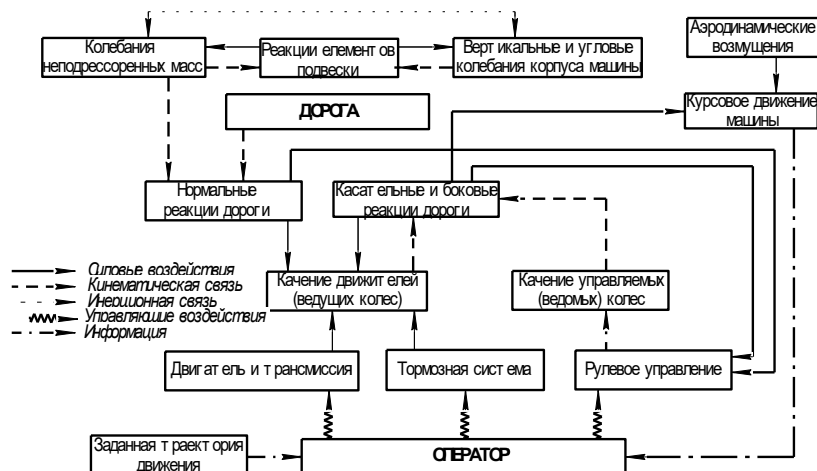


Рис. 2. Общая структурная схема системы оператор – дорога – машина транспортного средства [3]

На основе проведенного анализа выявлено, что эксплуатационная производительность мотоагрегатов в большей степени зависит от утомляемости оператора и составляет от 20 до 50% чистой производительности. Для снижения утомляемости оператора необходимо уменьшить его физическое воздействие путем стабилизации функциональных параметров агрегата: тягового усилия, курсовой стойкости, реактивных сил и моментов, снижения передачи вибрации на органы управления и т.п. Для исследования влияния этих факторов на оператора рассмотрим в упрощенном виде различные варианты его взаимосвязи с мотоблоком (рис. 3).

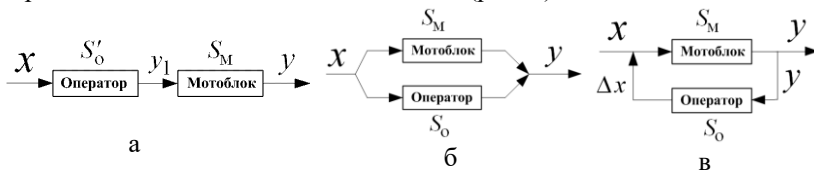


Рис. 3. Влияние оператора на функционирование мотоблока в системе ОМС

Обозначения на рис. 3. приняты в соответствии с работой [4]. В частности: x , y , y_1 , Δx – входной, выходной, промежуточный параметры и параметр обратной связи системы ОМС, соответственно; S'_1 , S'_o – внутреннее состояние оператора как элемента подсистемы, определяемое уровнем его квалификации или степенью передачи собственной энергии при работе с мотоблоком, соответственно; S_1 – внутреннее состояние мотоблока как элемента подсистемы. Внутреннее состояние мотоблока и оператора, как подсистем, обеспечивают преобразование параметра входа в параметр выхода системы.

На основе системного подхода [4] выходной параметр y , зависимый от начальной величины входного параметра x , внутреннего состояния мотоблока S_1 , степени влияния оператора на систему ОМС, устанавливается по формулам:

– рис. 3, а
$$y = S_1 \cdot S'_1 \cdot x, \quad (1)$$

– рис. 3, б
$$y = (S_1 + S'_1) x, \quad (2)$$

– рис. 3, в
$$y = \frac{S_1}{1 - S_1 \cdot S'_o} x. \quad (3)$$

В случае достаточно высокой квалификации оператора при рассмотрении системы, приведенной на рис. 3, а параметр S'_1 составит значение равное 1, тогда формула (1) примет вид

$$y = S_1 \cdot x. \quad (4)$$

Для систем, приведенных на рис. 3, б и 3, в, когда оператор не оказывает никакого влияния на рабочий процесс мотоблока, то в результате этого параметр S_0 составляет значение равное 0 и тогда формула (2) и (3) также принимает вид формулы (4). Базируясь на системном подходе, параметры входа и выхода системы ОМС могут, исходя из физики процесса, представлять собой, соответственно, величины мощности.

При этом мощность на входе мотоагрегата или системы ОМС обозначим как $N_{\text{вх}}$ и она может быть выражена через расход топлива G_0 и его I_0 теплотворную способность. Для системы ОМС мощность $N_{\text{вых}}$ на выходе может выражаться через работу R , выполненную за единицу времени t_0 . Тогда, исходя из приведенного выше, внутреннее состояние мотоблока, обозначенное как ζ_1 , будет определять величину его общего КПД. Для схемы с последовательным соединением при работе оператора с мотоблоком, которым он управляет механизмами при использовании его дополнительных систем, внутреннее состояние оператора ζ'_1 определяется уровнем его квалификации, величина которой может изменяться от 0 до 1 (условно уровень самой высокой квалификации).

Следует отметить, что для работы оператора с техническим объектом, в частности мотоагрегатом, в положении, например, сидя в специальном кресле, величину приемлемой квалификации (уровня допустимого снижения), при которой он может допускаться к работе на мотоблоке на основе экономического обоснования по результатам анализа известных работ еще не установлено. Для решения этого вопроса необходимо проведение ряда дополнительных исследований.

Внутреннее состояние оператора, определяемое в относительных единицах уровнем прикладываемого усилия (полезной энергии) расходуемой им для схем в случае параллельной работы его с мотоблоком или для схемы с обратной связью оператора с мотоблоком, обозначим это состояние как η_0 , которое может изменяться в пределах от 0 до 0,5 не более.

При условии неизменной производительности работы системы ОМС величина снижения потерь топлива $\Delta G_{\text{д.н}}$ или возрастания

величины расхода топлива $\Delta G_{\delta, \delta}$ в зависимости показателя, определяемого изменением внутреннего состояния оператора или уровнем его квалификации при работе с мотоблоком, определяется по зависимостям:

– рис. 3, а
$$\Delta G_{\delta, \delta} = \frac{R}{t_{\delta} \cdot I_{\delta} \cdot \zeta_1} \left(\frac{1}{\zeta'_0} - 1 \right), \quad (5)$$

– рис. 3, б
$$\Delta G_{\delta, \delta} = \frac{R}{t_{\delta} \cdot I_{\delta} \cdot \zeta_1} \left(1 - \frac{\zeta_1}{\zeta_1 + \zeta'_1} \right), \quad (6)$$

– рис. 3, в
$$\Delta G_{\delta, \delta} = \frac{R \cdot \zeta_1}{t_{\delta} \cdot I_{\delta}}. \quad (7)$$

При условии неизменной мощности расходуемой мотоблоком прирост $\Delta R_{i, \delta}$ или снижение $\Delta R_{n, \delta}$ количества работы, выполненной системой ОМС, в зависимости от изменения внутреннего состояния оператора определяемого показателями различного уровня его квалификации или степени передаваемой энергии (прикладываемого усилия) при работе с мотоблоком определяется по зависимостям:

– рис. 3, а
$$\Delta R_{n, \delta} = N_{\delta \delta} \cdot t_{\delta} \cdot \zeta_1 \cdot (1 - \zeta'_1), \quad (8)$$

– рис. 3, б
$$\Delta R_{i, \delta} = N_{\delta \delta} \cdot t_{\delta} \cdot \zeta_1, \quad (9)$$

– рис. 3, в
$$\Delta R_{i, \delta} = N_{\delta \delta} \cdot t_{\delta} \cdot \zeta_1 \cdot \left(\frac{\zeta_1 \cdot \zeta_1}{1 - \zeta_1 \cdot \zeta_1} \right). \quad (10)$$

Анализ полученных результатов позволяет для системы ОМС в соответствии с режимом работы (см. рис. 3. а) установить, что при снижении квалификации оператора расход топлива $\Delta G_{\delta, \delta}$ возрастает, а количество выполненной работы уменьшается, см. (5) и (8). Для системы ОМС в соответствии с режимом работы (см. рис. 3. б и в) позволяет установить, что при увеличении энергии (усилия), расходуемой оператором при работе с мотоблоком, уровень расхода топлива $\Delta G_{\delta, \delta}$ снижается, а количество выполненной работы увеличивается, зависимости (6), (7), (9) и (10).

Выводы. Эксплуатационная производительность мотоагрегатов в большей степени зависит от степени физической нагрузки на оператора, нежели от технических параметров агрегата. Исследования работы мотоагрегатов, их элементов и взаимосвязей между ними необходимо осуществлять на системном уровне и рассматривать как систему "оператор – мотоагрегат – среда". Разработанная структурная схема системы "оператора – мотоагрегат –

среда" позволяет выявить взаимосвязи между структурными элементами и обосновать пути функциональной стабильности.

Литература

1. О концепциях развития мобильной мини-техники на современном этапе. Н.Д. Келлер, А.А. Цветков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – №4. – С. 7–10.

2. Овсянников С.И. Классификация и концепция развития мини-агротехники / Вісн. наук. праць ХНТУСХ. – Вип. 94. – Х.: ХНТУСХ, 2010. – С. 304–309.

3. Аспекты проектирования сложных вероятностных нелинейных динамических неголономных систем. И.П. Ксенович // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 8. – С. 20–27.

4. Ланге О. Введение в экономическую кибернетику: Перевод с польск. / Под ред. Е.З. Майминаса. – М.: Прогресс, 1968. – 208 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк.

УДК 631.365.22

© С.Г. Панасюк, к.т.н.; Н.В. Матвійчук
Луцький державний технічний університет

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КРИВИХ СУШІННЯ ДЕЯКИХ ВИДІВ ПЛОДІВ

У статті приведено порівняльний аналіз результатів експериментальних досліджень процесу сушіння окремих видів плодів.

СУШІННЯ, КРИВА СУШІННЯ, ВОЛОГІСТЬ, УСУШКА.

Постановка проблеми. Сушіння є давно відомим методом тривалого зберігання рослинної сировини. При сушінні з фруктів та ягід видаляється значна частина вологи, що у них міститься, та зростає концентрація сухих речовин. Сушені плоди та ягоди набагато легші від свіжих, мають високу транспортабельність. У процесі сушіння в тканинах плодів відбуваються складні фізико-хімічні зміни, які впливають на якість готової продукції.

Правильно витримана технологія сушіння дозволяє зберегти у сухофруктах основні поживні речовини. Через високий вміст вологи у фруктах та ягодах цей процес є тривалим.

На теперішній час актуальним є збереження енергоресурсів та пошук шляхів інтенсифікації процесу сушіння сировини.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчать про недостатнє вивчення кінетики сушіння плодів та режимних параметрів процесу.

Мета дослідження – провести порівняльний аналіз кривих сушіння деяких видів фруктів.

Результати дослідження. Швидкість видалення вологи із плодів та ягід залежить від способу сушіння, характеру зв'язку вологи з матеріалом та біологічних особливостей сировини. Істотний вплив на швидкість процесу при конвективному сушінні мають параметри сушильного агента. Зростання температури та швидкості повітряного потоку дозволяє інтенсифікувати процес. Але підвищувати температуру сушильного агента можна лише до певного граничного значення. Перегрівання зовнішніх шарів плодів призводить до карамелізації цукру, утворення на поверхні плодів шкірочки та тріщин, зміни смакових та поживних якостей. На заключній стадії сушіння перегрівання продукту викликає значні деформації та усушку, а також втрату нормального набухання та розварювання.

Волога, яка міститься у плодах, зв'язана з їх тканинами неоднаково. Вільна волога, яка знаходиться у міжклітинниках і має слабкий зв'язок з матеріалом, випаровується зі швидкістю, близькою до швидкості випаровування з відкритої поверхні. Гігроскопічна, адсорбційна волога випаровується повільніше, бо затримується за рахунок адсорбуючої властивості продукту. Структурна волога, яка зв'язана із плодами хімічним зв'язком у процесі сушіння не випаровується зовсім.

У перший період при нагріванні плодів спочатку випаровується волога, яка міститься на поверхні та у макрокапілярах. За рахунок внутрішньої дифузії відбувається процес переміщення вологи із внутрішніх шарів сировини до її поверхні. При цьому температура продукту нижча температури гріючого середовища і частина теплової енергії витрачається на випаровування води з продукту. Поступово значення температури плодів та швидкості сушіння вирівнюються. У періоді падаючої швидкості сушіння температура плодів зростає до температури гріючого повітря і можливе підгоряння продукту.

З метою встановлення загальної закономірності процесу сушіння плодів експериментальній перевірці були піддані такі рослинні матеріали як яблука, абрикоси, вишні та сливи.

Очищені плоди яблуку звільняли від насінневого гнізда, нарізали на скибочки невеликої товщини, а абрикоси, вишні та сливи мили. Далі підготовлені фрукти рівномірно розкладали на листи тонким шаром і поміщали в сушильну шафу, розігріту до температури 70°C. Температуру в сушильній шафі підтримували 65–70°C. протягом всієї тривалості процесу сушіння. Через певні проміжки часу проводили зважування матеріалу.

Закінчення процесу визначали за вологістю і кольором продукту. Кондиційною вважається вологість плодів 18–20%.

За отриманими результатами експериментальних досліджень проводили побудову кривих сушіння матеріалів, які досліджувались (рис.).

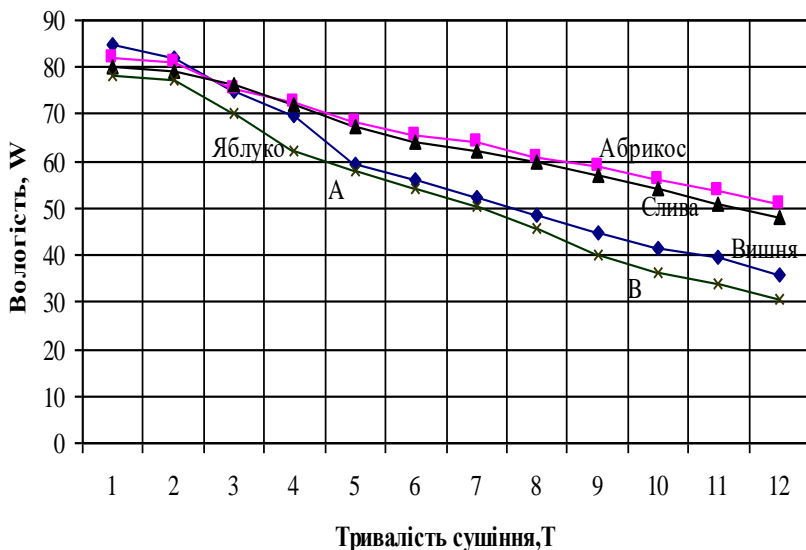


Рис. Криві сушіння деяких видів плодів

Проведені дослідження показали, що вишні та яблука віддають вологу інтенсивніше, ніж абрикоси і сливи. Криві сушіння яблук та вишень мають дві критичні точки А та В, які розділяють періоди сушіння. У перший період швидкість сушіння залишається майже незмінною. Це пов'язано з тим, що відбувається зміна поверхні плодів у зв'язку з усушкою. У другому періоді швидкість сушіння поступово

знижується. Положення першої критичної точки визначається лише капілярними властивостями сировини.

У другому періоді сушіння вологість плодів залишається достатньо високою (55–60%), а швидкість починає знижуватися. Друга критична точка буде відповідати значенню вологості сировини, яка не перевищуватиме гігроскопічну. Згідно з рекомендацією [3] середню вологість плодів можна розрахувати за формулою:

$$W_{cp} = \frac{W_{r\max} + W_{pi\dot{a}}}{2}, \quad (1)$$

де $W_{r\max}$ – гігроскопічна вологість, %; $W_{pi\dot{a}}$ – рівноважна вологість плодів, %.

Криві сушіння абрикосів і слив не мають чітко виражених критичних точок. Зниження вологості даної сировини відбувається із незначним зменшенням швидкості сушіння.

Висновок. Провівши аналіз отриманих кривих сушіння можна зробити висновок, що для всіх видів плодів зберігається загальна тенденція зниження вологості, але час досягнення кондиційної вологості досить тривалий. Це пояснюється значним вмістом вологи у плодах. Швидкість сушіння яблук та вишень є вищою у порівнянні із швидкістю сушіння абрикосів та слив.

Література

1. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. – М.: Пищевая промышленность, 1979. – 528 с.
2. Кованько Л.П. Технология пищевых производств. – М.: Агропромиздат, 1988.
3. Кришер О. Научные основы техники сушки. М.; Издательство иностранной литературы, 1961. – 535 с.
4. ТОВАЖАНЬСЬКИЙ Л.Л., БУХКАЛО С.І., КАПУСТИНКА П.О., ОРЛОВА С.І. Загальна технологія харчових виробництв. – Київ, 2005.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358

© А.И. Паплевченков
ГНУ ВНИПТИМЛ Россельхозакадемии

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА, ДЕЙСТВУЮЩЕГО НА ПАЛЕЦ ПОДБИРАЮЩЕГО АППАРАТА, И ЗАТРАТ МОЩНОСТИ

В статье обоснована методика определения мощности, действующей на палец подбирающего аппарата и затрат мощности на выполнение процесса подбора.

ПОДБОР, УСТРОЙСТВО, ПАЛЕЦ, МОМЕНТ, МОЩНОСТЬ, СТЕБЛИ ЛЬНА.

Постановка проблемы. У большинства современных льноуборочных машин для подбора лент льна используют подбирающие аппараты барабанного типа. В таких аппаратах стебли льна с поверхности поля поднимают пальцы, установленные на барабане. При проектировании подбирающих аппаратов необходимо определить их рациональные параметры и режимы работы, что невозможно без комплексного изучения процесса их работы.

Анализ последних исследований и публикаций. Взаимодействие пальцев со стеблями льна во время подбора рассмотрено в работах Г.А. Хайлиса, В.Г. Черникова, М.М. Ковалева, Ю.О. Цикалюка и др. В работах Г.А. Хайлиса и Ю.О. Цикалюка рассмотрен процесс подбора стебля пальцем подбирающего аппарата для случая, когда стебель, взаимодействующий с пальцем, принимается за материальную точку массой m . Однако, в этих работах не учитывается воздействие стеблей на палец подбирающего аппарата. Это не позволяет оценить энергозатраты на выполнение технологического процесса подбора стеблей льна.

Цель исследования. В настоящей работе рассмотрена система «палец – стебли льна», что позволило не только установить кинематику движения стеблей при подборе, но и оценить силовое воздействие, оказываемое ими на палец подбирающего аппарата.

Методика исследований. Исследования проводили методами теоретической механики [1]. Расчеты и графические построения производились при помощи компьютерной программы Mathsoft MathCAD.

Результаты исследований. Рассмотрим подбор стеблей льна, находящегося в ленте, пальцем подбирающего аппарата. Первоначально контакт между пальцем и стеблями возникает в точке B_0 , когда первый находится в нижнем положении (рис. 1).

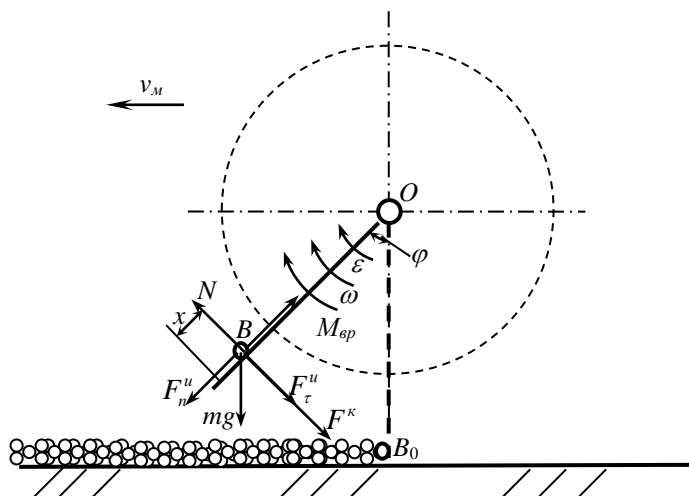


Рис. 1. Схема взаимодействия стеблей льна с пальцем подбирающего аппарата

В этот момент стебель удален от оси пальца O на расстояние x_0 . Связь, возникающая между стеблями и пальцем, является неудерживающей, так как система может освободиться от нее. Однако, принимая за начало отсчета момент соприкосновения пальца и стеблей льна, до снятия стеблей с пальца эту связь можно принять удерживающей. Стебли льна, взаимодействующие с пальцем, будем рассматривать как материальную точку массой m . При подборе происходит движение стеблей относительно пальца со скоростью v_{om} .

В начальный момент времени они сползают по нему вниз. Это происходит до тех пор, пока не создадутся условия, при которых сила трения стеблей о палец будет способна удержать их. Одновременно с относительным движением стеблей вдоль пальца они совершают переносное движение, складывающееся из поступательного движения подборщика со скоростью v_M и вращательного пальца со скоростью $v_{пер}$. Так как движение подборщика можно рассматривать как равномерное (ускорение равно нулю), то силы инерции от этого движения, действующие на стебли, также равны нулю. Поэтому в расчетах его учитывать не будем. Изобразим стебель, взаимодействующий с пальцем, в произвольном положении B (рис. 1) и покажем все силы, действующие на него включая силы инерции. В этом положении на стебель действуют: сила тяжести, равная mg , где

g – ускорение свободного падения; $F_{\delta\delta}$ – сила трения стебля о палец; N – нормальная сила реакции связи; F^e – кориолисова сила инерции; F^e – переносная сила инерции, которая раскладывается на нормальную F_n^e и касательную F_τ^e составляющие. Палец при этом вращается под действием момента $M_{\omega\omega}$ с угловой скоростью ω и ускорением ε . Пренебрегая толщиной пальца и моментом сопротивления, действующим на палец, с помощью уравнений Лагранжа [1] определим вращающий момент, действующий на палец при подборе ленты стеблей льна.

Рассматриваемая система имеет две степени свободы. В качестве обобщенных координат выберем координату x , определяющую относительное движение стебля, и угол поворота φ пальца. Тогда уравнения Лагранжа будут иметь вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_1, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_2, \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы; Q_1, Q_2 – обобщенные силы.

Найдем сначала Q_1 и Q_2 . На перемещении, при котором координата x получает приращение δx , работу совершают силы тяжести mg и трения $F_{\delta\delta}$; следовательно, $\delta A_1 = (mg \cos \varphi - F_{\delta\delta}) \delta x$. На перемещении, котором угол φ получает приращение $\delta \varphi$, $\delta A_2 = (M_{\omega\omega} - mgx \sin \varphi) \delta \varphi$. Таким образом,

$$Q_1 = mg \cos \varphi - F_{\delta\delta}, \quad Q_2 = M_{\omega\omega} - mgx \sin \varphi. \quad (2)$$

Сила трения при этом равна

$$F_{\delta\delta} = fN,$$

где f – коэффициент трения стеблей о палец.

Нормальная сила реакции связи находится, как

$$N = mg \sin \varphi + F_\tau^e + F^e,$$

где силы инерции равны $F_\tau^e = m\varepsilon \delta$, $F_n^e = m\omega^2 \delta$, $F^e = 2m\omega \dot{x}$.

С учетом этого получим

$$F_{\delta\delta} = f(mg \sin \varphi + m\varepsilon \delta + 2m\omega \dot{x}). \quad (3)$$

Кинетическая энергия системы складывается из энергии T_1 стебля и энергии T_2 пальца. Энергию T_1 определяем для абсолютного движения стебля. Тогда $T_1 = mv_B^2/2$, где v_B – абсолютная скорость стебля, причем векторно $\vec{v}_B = \vec{v}_{i\delta} + \vec{v}_{i\omega\omega}$. В данном случае численно $\vec{v}_{i\delta} = \dot{\delta}$, $\vec{v}_{i\omega\omega} = \hat{I} \hat{A} \cdot \omega = \delta \dot{\varphi}$ и так как $\vec{v}_{i\delta} \perp \vec{v}_{i\omega\omega}$, то

$$\dot{O}_1 = m(\delta^2 + \delta^2 \dot{\varphi}^2) / 2.$$

Учтя еще, что $\dot{O}_2 = J_o \omega^2 / 2 = J_o \dot{\varphi}^2 / 2$, где J_o – момент инерции пальца, получим окончательно

$$\dot{O} = m(\delta^2 + \delta^2 \dot{\varphi}^2) / 2 + J_o \dot{\varphi}^2 / 2.$$

Отсюда

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m\dot{x}, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = m\dot{\varphi}^2; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = m\dot{x}^2 \dot{\varphi} + J_o \dot{\varphi}, \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0. \quad (4)$$

Предположим, что палец вращается равномерно, то есть $\omega = \text{const}$, а $\varepsilon = 0$. Тогда, подставив величины (4) и значения Q_1, Q_2 из равенств (2) в уравнения (1) и учтя одновременно выражение (3), получим

$$\ddot{x} + 2f\omega\dot{x} - \omega^2 x = g(\cos\varphi - f \sin\varphi), \quad 2m\omega x \dot{x} = M_{\dot{\omega}} - mgx \sin\varphi. \quad (5)$$

Первое из уравнений (5) было решено в [2], при $t = 0, x = x_0, \dot{x} = 0$. С учетом того, что $\varphi = \omega t$, эти решения имели вид.

$$x = \left[\frac{x_0}{2} (1 + \sin\psi) - \frac{g}{4\omega^2} (\sin\psi - \cos 2\psi) \right] e^{\frac{\omega(1 - \sin\psi)t}{\cos\psi}} + \left[\frac{x_0}{2} (1 - \sin\psi) + \frac{g}{4\omega^2} (\sin\psi + \cos 2\psi) \right] e^{-\frac{\omega(1 + \sin\psi)t}{\cos\psi}} - \frac{g}{2\omega^2} [\cos(2\psi + \omega t)], \quad (6)$$

$$\dot{x} = \omega \frac{1 - \sin\psi}{\cos\psi} \left[\frac{x_0}{2} (1 + \sin\psi) - \frac{g}{4\omega^2} (\sin\psi - \cos 2\psi) \right] e^{\frac{\omega(1 - \sin\psi)t}{\cos\psi}} - \omega \frac{1 + \sin\psi}{\cos\psi} \left[\frac{x_0}{2} (1 - \sin\psi) + \frac{g}{4\omega^2} (\sin\psi + \cos 2\psi) \right] e^{-\frac{\omega(1 + \sin\psi)t}{\cos\psi}} + \frac{g}{2\omega} [\sin(2\psi + \omega t)]. \quad (7)$$

где ψ – угол трения ($\text{tg}\psi = f$).

Из второго уравнения (5) определим момент $M_{\dot{\omega}}$

$$M_{\dot{\omega}} = 2m\omega x \dot{x} + mgx \sin\varphi = m\dot{x} (2\omega x + g \sin\varphi). \quad (8)$$

Следует учесть, что здесь масса m является переменной величиной, так как по мере вращения пальца, все большее количество стеблей отрывается от земли. Приняв, что лента стеблей не растягивается и поднимается вертикально вверх за пальцем массу m можно определить как

$$m = m_{c0} i_n x (1 - \cos\omega t). \quad (9)$$

Поставив значения из формул (6), (7) и (9) в (8) построим графики (рис. 2 и 3) изменения момента, действующего на палец во время подбора стеблей при следующих значениях параметров

$m_{ст} = 0,0015 \text{ кг}; \omega = 6 \text{ с}^{-1}; x_0 = 0,35 \text{ м}.$

Из графиков на рисунках 2 и 3 видно, что со временем момент действующий на палец возрастает. Это объясняется тем, что с увеличением времени подбора палец отрывает все большее количество стеблей, следовательно, увеличивается и сила тяжести, действующая со стороны растений на палец, которая и создает момент.

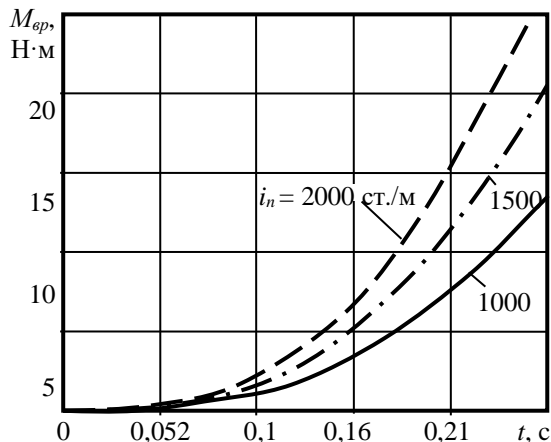


Рис. 2. Зависимость вращательного момента $M_{вр}$, действующего на палец во время подбора стеблей льна при различном количестве стеблей i_n на п.м. ленты льна и угле трения ψ равном $\pi/4$ рад

Из графиков на рисунке 2 видно, что момент возрастает и с увеличением количества стеблей на погонном метре ленты. Это также объясняется возрастанием силы тяжести, действующей со стороны растений на палец. Из графиков на рисунке 3 можно видеть, что с увеличением угла (коэффициента) трения стеблей о палец момент уменьшается. Это объясняется тем, что с увеличением коэффициента трения возрастает и сила трения, которая препятствует сползанию стеблей вниз по пальцу. В результате уменьшается плечо силы тяжести стеблей, действующей на него, а, следовательно, и уменьшается момент. Здесь необходимо учесть, что при недостаточной силе трения стеблей о палец возможно нарушение процесса подбора ленты льна, вследствие ее сползания с пальца до передачи в транспортирующе-поджимное устройство.

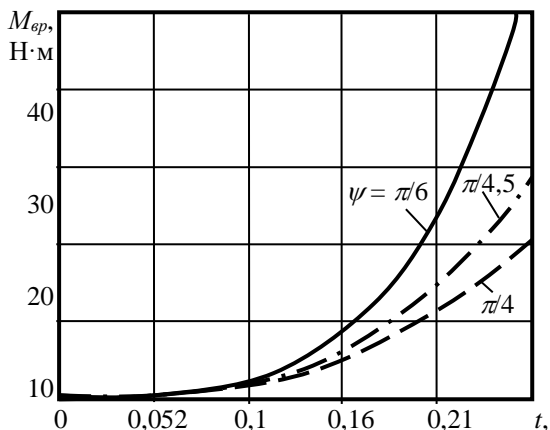


Рис. 3. Зависимость вращательного момента M_{ep} , действующего на палец во время подбора стеблей льна при различном угле трения ψ и количестве стеблей i_n на п.м. ленты льна равном 1500 ст./м

Одной из важных задач повышения эффективности работы подбирающе-оборачивающих устройств является уменьшение энергозатрат на выполнение технологического процесса. Для оценки этих энергозатрат используется показатель мощности.

В нашем случае общие затраты мощности на выполнение технологического процесса будут складываться из мощности необходимой для подбора и мощности необходимой для транспортирования стеблей льна

$$N_{\Sigma} = N_{ii\dot{a}} + N_{\delta\delta}. \quad (10)$$

Мощность, затрачиваемая на подбор стеблей льна, определяется из формулы

$$N_{ii\dot{a}} = \dot{I}_{\dot{\omega}} \omega,$$

где ω – угловая скорость подбирающего барабана (пальца).

Момент вращательный $\dot{I}_{\dot{\omega}}$ определяется из формулы (8).

Мощность необходимая для транспортирования стеблей определяется по формуле

$$N_{\delta\delta} = v_{\delta\delta} \sum F_c = \omega r_{\dot{a}} \sum F_c,$$

где $v_{\delta\delta}$ – скорость ремня транспортера; $\sum F_c$ – сила сопротивления растений транспортированию.

Сила сопротивления растений транспортированию $\sum F_c$ определяется по формуле [3]

$$\sum F_c = 2f_{i\delta} \delta_{\dot{a}} L + \frac{f_{i\delta} \delta_{2\max} bnL}{L_{\delta\delta}},$$

где $f_{i\delta}$ – коэффициент трения стеблей о направляющие прутки; $\delta_{\dot{a}}$ – давление со стороны направляющих прутков на стебли; L – длина участка транспортирования растений; $\delta_{2\max}$ – давление со стороны пальцев транспортера на стебли; b – ширина основания пальца; n – число пальцев на ремне транспортера; $L_{\delta\delta}$ – длина ремня транспортера.

Давления $\delta_{\dot{a}}$ и $\delta_{2\max}$ определяются из формул [3]

$$p_{\dot{a}} = \delta_{\dot{a}\dot{a}} \left[\exp \left[a_{\dot{a}} (1 - h/H) \right] - 1 \right],$$

$$\delta_{2\max} = \delta_{\dot{a}\dot{a}} \left[\exp \left[\frac{a_{\dot{a}} b \tan \alpha}{h} \right] - 1 \right] [\cos \alpha - f_{\zeta} \sin \alpha],$$

где $p_{\dot{a}}$ и $a_{\dot{a}}$ – константы, характеризующие свойства стеблей; h – ширина канала транспортера, образованного направляющими прутками и ремнем; H – толщина ленты льна; α – угол наклона фронтальной кромки пальца к плоскости ремня.

По приведенным зависимостям рассчитаем мощность, затрачиваемую для подбора и транспортирования стеблей льна (рис.4).

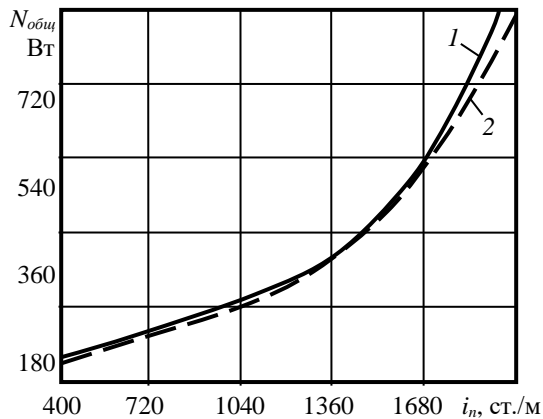


Рис. 4. Зависимость затрат мощности от числа стеблей на погонном метре транспортируемой ленты льна: 1 – сухие стебли льна; 2 – свежевытербленные стебли льна

В расчетах толщину ленты льна H будем находить по формуле $H = \pi i_n r_c^2 / \lambda_0$ [4], где r_c – радиус стебля; λ_0 – коэффициент неплотности укладки стеблей в ленте (согласно [5] $\lambda_0 = 0,12-0,20$). Расчет проведем при $r_c = 0,0006$ м [5], $t = 0,26$ с, $L = 1,5$ м, $f_{np} = 0,6$, $h = 0,01$ м, $r_\delta = 0,15$ м, $\omega = 6$ с⁻¹, $m_{cm} = 0,0015$ кг, $x_0 = 0,35$ м.

Из графиков на рис. 4 видно, что с увеличением количества стеблей на погонном метре ленты льна затраты мощности возрастают. Это объясняется тем, что при перемещении стеблей направляющие прутки поджимают стебли, которые, сопротивляясь сжатию, воздействуют на прутки. В результате этого воздействия возникают силы трения, препятствующие движению стеблей. С увеличением количества стеблей возрастает толщина ленты льна, а также сила сопротивления сжатию. С ростом силы сопротивления сжатию возрастают и силы трения, препятствующие перемещению растений. Следовательно, увеличиваются и затраты мощности на перемещение ленты льна.

Изменение влажности стеблей незначительно сказывается на затратах мощности. При транспортировании сухих стеблей мощность с увеличением количества стеблей на погонном метре ленты льна возрастает несколько интенсивней, что объясняется ростом сопротивления сжатию стеблей при уменьшении их влажности [5].

Для оценки затрат мощности на работу подбирающего аппарата необходимо учесть потери на преодоление сил и моментов трения в кинематических парах, на деформацию ремня транспортера и др.

Выводы. В результате исследований получены формулы для определения момента (8), действующего на палец подбирающего аппарата, и затрат мощности (10), необходимых для выполнения технологического процесса подбора. По данным зависимостям построены и проанализированы графики, представленные на рисунках 2...4. Полученные данные могут быть использованы при проектировании и расчете подбирающих аппаратов барабанного типа.

Литература

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. для втузов. – 11-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 1995. – 416 с. ил. – ISBN 5–06–003117–9.
2. Цикалюк Ю.О. Вдосконалення підбирачів стебел льону. Дис. ...канд. техн. наук: – Луцьк, 2001.
3. Ковалев М.М., Ростовцев Р.А., Паплевченков А.И. Определение параметров ременно-пальцевого транспортера

льноуборочных машин / Техника в сельском хозяйстве – №5 – 2008. – С. 5–8.

4. Ковалев М.М., Козлов В.П. Плющильные аппараты лльноуборочных машин (конструкция, теория и расчет): Монография. – Тверь, Тверское областное книжно–журнальное издательство, 2002. – 208 с.

5. Ковалев Н.Г., Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). Учебное пособие.– М.: ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998.– 208 с.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 630*377.45

©Б.Ф.Пасаман, к.т.н.; Ю.Л.Гулько, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ПРО ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОК НА ЛІСОВИХ МАШИНАХ

У статті розглянуті передумови впровадження на лісових машинах газогенераторних установок, наведені результати теоретичного обґрунтування конструктивних параметрів газогенератора.

ГАЗОГЕНЕРАТОРНА УСТАНОВКА, ЛІСОВА МАШИНА, ПАЛИВО.

Постановка проблеми. Газогенераторні установки широко використовувались на транспортних машинах у 30–40 роки минулого століття за умови дефіциту нафтопродуктів. Але з появою недорогого бензину у післявоєнні роки практично всі наукові і проектні роботи були припинені і на сьогоднішній день спектр напрацювань у цій галузі є досить обмеженим.

Через значний ріст цін на нафтоносії, а також наявність у лісових господарствах великої кількості низькотоварної деревини, яка підлягає утилізації, але разом з тим може бути використана для роботи газогенераторних установок, постає питання про доцільність використання цих установок на лісових машинах.

Також слід відзначити, що газові, так як і бензинові транспортні засоби викидають у атмосферу майже однакову кількість вуглеводів, але бензиновий двигун викидає етил і етилен, які порівняно легко окислюються, а газовий двигун виробляє метан, який є досить

стійким до окислення, тому вуглеводневий викид газового двигуна є менше небезпечним.

До недоліків газогенераторної техніки слід віднести значні габарити та більш складну її експлуатацію, пов'язану з необхідністю очищення зольника, очисника та охолоджувача а також з певними проблемами під час обслуговування машин у зимовий період [2,3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час знову постає актуальність проблеми використання газогенераторних установок на лісових машинах, зокрема питання цього напрямку розглянуті у роботах [1, 2, 3].

Мета дослідження. Визначення раціональних параметрів газогенераторних установок та обґрунтування доцільності впровадження їх на лісових машинах.

Результати дослідження. Для лісових машин пропонується використовувати замість дизельного палива – газ, що виділяється при певному хімічному процесі з дров у газогенераторній установці (рис. 1.).

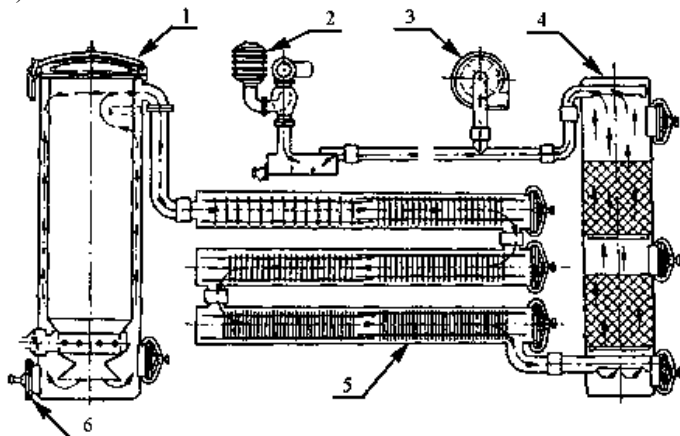


Рис. 1. Схема газогенераторної установки: 1 – бункер, 2 – повітряний забірник, 3 – кулер, 4 – фільтр тонкої очистки, 5 – охолоджувач–очистник чорнової дії

Газогенераторна установка складається із газогенератора, фільтра–охолоджувача та фільтра тонкої очистки. Газогенератор зворотного процесу газифікації призначений для роботи на сухих деревних цураках.

Утворення газу із деревних цурок у зоні горіння та відновлення, аж до переходу його до охолоджувача супроводжується значним виділенням тепла.

Температура при виході із газогенератора становить 450°, а при виході із камери газифікації 850 °С. Температура у верхніх шарах бункера становить близько 500 °С.

Після утворення газу в газогенераторі він поступає у фільтр-охолоджувач, який очищає газову суміш від пилу та смол.

Газ, який очистився від смол та великих частинок золи і пилу, пройшовши фільтр-охолоджувач, потрапляє у фільтр тонкої очистки. Тут газ проходить через два шари металевих кілець та очищується до концентрації, яка не шкодить двигуну. Очистка газу є досить високою, але фільтр в свою чергу потрібно очищати досить часто.

Після фільтра газ поступає у відстійник, а потім у змішувач газу, звідки разом із повітрям, яке нагнітає турбіна, по гнучкому трубопроводу прямує до двигуна.

Для роботи на бітумному паливі (деревні цурки, торф, вугілля), при газифікації яких утворюються смоли, застосовуються лише газогенератори зворотного процесу (рис.2).

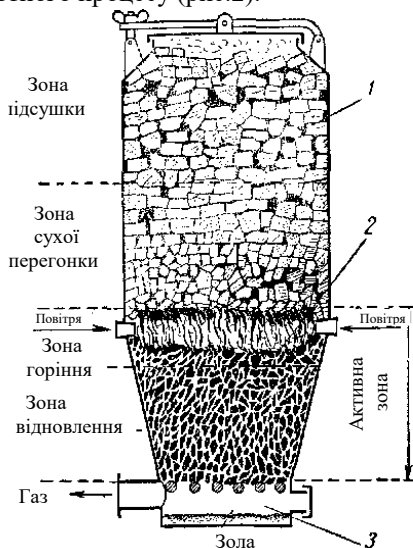


Рис. 2. Схема газогенератора зворотного процесу газифікації: 1 – завантажений бункер, 2 – паливник, 3 – зольник

В такому типі газогенераторів повітря подається у середню по його висоті частину, у якій і проходить процес горіння, газу, що утворюються при цьому, відсмоктуються до низу. Таким чином, активна зона займає частину газогенератора від місця підводу повітря до колосникової решітки.

Водяна пара та продукти сухої перегонки (швельгаз) змішуються з основним генераторним газом тільки після проходження активного шару палива у камері газифікації. При цьому смоляні речовини частково згорають, частково піддаються крекінг-процесу, а вологе паливо, контактуючи з розкаленим до високої температури вугіллям у зоні відновлення, утворює водяний газ (CO і H_2).

Відповідно до габаритів машини і місця встановлення генератора приймається висота бункера, а потім визначається його діаметр. Якщо бункер має циліндричну форму, то відношення висоти бункера до діаметра має бути $H/D = 1,3 \dots 2,0$

Для даної установки визначались наступні параметри:

- теоретично необхідна для спалювання 1 м^3 газу кількість повітря ($L_0 = 1,157 \text{ і } 3/\text{і}^3$);
- витрата газу за 0°C і 760 мм.рт.ст. ;
- годинна витрата твердого палива ($G_T = 62,9 \text{ т/год}$).

Вихід газу з 1 кг твердого палива:

$$V_g = \frac{1,867(C^p - C_n)}{CO_2 + CO + CH_4},$$

де C_n – втрати вуглецю; C^p – робоча маса вуглецю, яка визначається за формулою:

$$C^p = \frac{C^{\text{A}}(100 - A^C)(100 - W^p)}{100 \cdot 100},$$

де A^C – вміст золи, %; W^p – вміст води, %.

Були визначені: індикаторний коефіцієнт корисної дії ($\eta_i = 0,33$), середній індикаторний тиск ($p_i = 7,3 \text{ ат}$), питома витрата твердого палива ($g_e = 0,82 \text{ т/т.п.}$), а також питома витрата генераторного газу ($V_{\text{Г.Г.}} = 1,80 \text{ м}^3/\text{т.п.}$).

Встановлювались раціональні розміри камери газифікації.

Питомі об'єми чорнових очисників-охолоджувачів газу (рис.3) для більшості газогенераторних установок змінюються у межах $3-4 \text{ л/к.с.}$ При цьому питома поверхня охолодження чорнових очисників-охолоджувачів складає близько $0,03-0,06 \text{ м}^2/\text{к.с.}$

Згідно проведених розрахунків поверхня чорнового очисника-охолоджувача має становити $3,8 \text{ м}^2$. Для даної конструкції пропонується восьмитрубний охолоджувач з діаметром кожної труби по 150 мм . Довжина труб згідно розрахунків має становити $1,0 \text{ м}$.

Тонка очистка вологого газу у газогенераторних установках проходить у очистниках з кільцями.

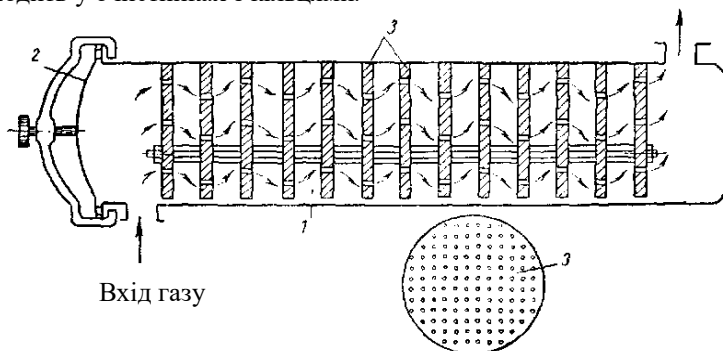


Рис. 3. Схема дії чорнового очисника–охолоджувача з перфорованими пластинами: 1 – сталевий корпус, 2 – кришка, 3 – насадка з пластинами покритими отворами малого діаметра

Вміст водяних парів у газі визначаємо за формулою:

$$f_{\bar{A}} = \frac{W^p + 9H^p}{100V_g} + \frac{G_B}{V_g} - \frac{0,804(H_2 + 2CH_4)}{100},$$

де W^p, H^p – відсотковий вміст вологи і водню в 1 кг твердого палива; H_2, CH_4 – відсотковий (за об'ємом) вміст водню і метану у 1 м^3 газу; G_B – вага води, що підводиться ззовні, кг/кг.

Висновок. На основі вивчення передумов впровадження газогенераторних установок на лісових машинах пропонується газогенераторна установка зворотного процесу, параметри якої мають бути такими, що забезпечать її ефективне використання.

Література

1. Гороховский К.Ф., Калиновский В.П., Ливши Н.В. Технология и машины лесосечных и лесоскладских работ.– М.: Лесн. пром–сть, 1980. – 384 с.
2. Токарев Г.Г. Газогенераторные автомобили.– М.: МАШГИЗ, 1955. – 209с.
3. Мезин И.С. Транспортные газогенераторы. – М.:Сельхозгиз, 1948.– 309 с.
4. Болтинский В.Н. Тракторные и автомобильные двигатели.– М.: Гос.изд. с/х литературы, 1953. – 668с.

Рецензент д.т.н., проф.В.І. Шваб'юк.

УДК: 674.05.001.57

© М.І. Пилипчук, к.т.н.

Національний лісотехнічний університет України

РОЗВИТОК МЕТОДОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ТОЧНОСТІ ДЕРЕВООБРОБНИХ ВЕРСТАТІВ

Розроблено методику опрацювання статистичних даних експериментальних досліджень і представлено у вигляді прикладної програми, яка забезпечує визначення розподілу похибок за законом Гніденка–Вейбула та встановлення класу точності верстата.

ТОЧНІСТЬ, ОБРОБЛЕННЯ, ВЕРСТАТ, ЗАКОН РОЗПОДІЛУ, ПОХИБКА.

Постановка проблеми. Необхідність розвитку методології досліджень технологічної точності деревообробних верстатів викликана вимогами новітніх технологій деревообробного виробництва та покращення умов експлуатації деревообробних верстатів [1]. Зокрема, стрімкий розвиток виробництв меблів та столярно–будівельних виробів, у першу чергу, ставить завдання щодо підвищення якості виробів до рівня євростандартів. На цих виробництвах технологічні операції механічного оброблення деревини складають близько 90% технологічного процесу виготовлення виробів. Тому якість готових виробів залежить від якості оброблення окремих заготовок у процесі пиляння, фрезування, шліфування та інших видів різання деревини.

Одним із найважливіших показників якості оброблення у процесі різання є точність розмірів і форми виготовлених деталей. Джерелом похибок оброблення заготовок на деревообробному верстаті є динамічна система верстат–інструмент–заготівка (ВІЗ) [2], яка містить велику кількість факторів, що носять як постійний, так і випадковий характер впливу на точність оброблення.

Найбільш складним і постійним джерелом похибок оброблення є верстат, період експлуатації якого складає десятки років. Основним показником працездатності деревообробного верстата є технологічна точність, яка в процесі експлуатації верстата знижується в порівнянні із початковою. Часткове відновлення стану точності верстата здійснюється шляхом його періодичного налагодження та ремонту.

Необхідність прийняття конкретних практичних рішень з підвищення або відновлення технологічної точності деревообробного

верстата вимагає сучасного науково–теоретичного обґрунтування. Тому вважаємо актуальним виконання подальших досліджень технологічної точності деревообробних верстатів на основі сучасних наукових методів та комп’ютерних технологій.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Основоположником методологічних основ дослідження технологічної точності процесів різання деревини вважається проф. Манжос Ф.М. [2]. Ним застосовувався в основному статистично–ймовірнісний метод, який дозволяє визначити наявність похибки та її величину. Але цього недостатньо, щоб встановити міру та закономірність впливу кожного із факторів на показники точності оброблення заготовок. Крім того, всі дослідження виконувались у статисті по відношенню до системи ВІЗ, тому одержані результати не враховують динамічних змін показників точності оброблення.

На основі розробленої розрахунково–аналітичної методики визначення показників геометричної точності окремих деревообробних верстатів, проф. Манжос Ф.М. впровадив класифікацію конструкцій верстатів за точністю.

Великий подальший вклад у розвиток методології дослідження точності механічного оброблення деревини внесли провідні російські вчені Комаров Г.О. та Амаліцький В.В., основні результати досліджень яких викладені в наукових працях [3, 4, 5]. Зокрема Комаров Г.О., за розробленою ним методикою миттєвих вибірок, провів експериментальні дослідження динаміки точності оброблення партії деталей [3], що дозволило перейти до математичного моделювання закономірності зміни поля розсіювання похибок за період оброблення партії заготовок та визначення динамічних показників оцінки точності.

Основоположник теорії надійності деревообробного обладнання проф. Амаліцький В.В. [4, 5] встановив, що технологічна точність є основним критерієм оцінки надійності деревообробних верстатів і розробив математичну модель технологічної довговічності деревообробного верстата з визначенням динамічних показників оцінки його точносної довговічності.

Метод математичного моделювання стану точності деревообробних верстатів став основним для подальших досліджень процесів механічного оброблення деревини та деревних матеріалів [6], що дозволило запровадити ряд практичних рішень щодо підвищення точності оброблення на даних верстатах.

Слід відмітити також, що згадані методики є розрізненими та обмеженими щодо визначення результатів класу точності верстата і перевірки гіпотези про закон розподілу похибки оброблення заготовок.

Значним недоліком їх є те, що у випадку невідповідності розподілу похибки оброблення нормальному закону, результати дослідження залишаються не визначеними. Тобто, для остаточного встановлення закономірності похибки оброблення заготовок необхідно вводити нові гіпотези і методи перевірки на достовірність з метою одержання ефективного та цінного кінцевого результату дослідження.

На основі наведеного вище вважаємо необхідним вдосконалення існуючої методики в напрямку забезпечення можливості застосування ЕОМ для оброблення та аналізу статистичних даних експериментальних досліджень технологічної точності деревообробних верстатів і встановлення закономірності розподілу похибки оброблення заготовок.

Мета роботи. Одним із напрямків вдосконалення методики є забезпечення встановлення закономірності розподілу похибки оброблення заготовок на будь-якому деревообробному верстаті незалежно від його стану точності. Насамперед перевірку слід виконувати на відповідність розподілу похибок нормальному закону, оскільки у більшості випадків за даними [2,3] ці залежності описуються нормальним законом. Проте під час експлуатації верстатів, через появу певних домінуючих факторів, їх технологічна точність змінюється, зазвичай, у бік зниження [3, 4, 5] і тоді, розподіл похибки оброблення заготовок має значні відхилення від нормального закону. Тому пропонуємо застосувати додаткову перевірку гіпотези за законом розподілу Гніденка–Вейбула. Цей закон, як підтверджено в роботах [5,7], завдяки своїй універсальності, за наявності трьох параметричних характеристик може адекватно описувати різної форми відхилення від нормального розподілу.

Другий напрямок вдосконалення методики полягає у створенні прикладної комп'ютерної програми для реалізації тієї частини досліджень технологічної точності деревообробних верстатів, що вимагає математичного опрацювання статистичних даних експериментальних досліджень.

Результати дослідження. Вирівнювання експериментальних даних можна виконувати такими теоретичними законами розподілу: нормальним, гамма-розподілом, розподілом Гніденка–Вейбула і експоненціальним [7,8]. Для перевірки відповідності цих теоретичних розподілів емпіричним даним використовується критерій Пірсона χ^2 при рівні значимості 0,05. На основі аналізу вищезгаданих законів розподілу встановлено, що найбільш універсальним теоретичним законом для опису ймовірності похибки механічного оброблення

деревини є закон Гніденка–Вейбула . Густина розподілу похибок за законом Гніденка–Вейбула описується наступною функцією:

$$f(x) = \frac{b \cdot x^{b-1}}{a^b} e^{\left(\frac{x-x_0}{a}\right)^b},$$

де x_0 – параметр зміщення $0 \leq x_0 < x$; b – параметр форми $b > 0$; a – параметр масштабу $a > 0$.

Графічне зображення закономірності розподілу густини похибок в залежності від значення параметра форми наведено на рис.1.

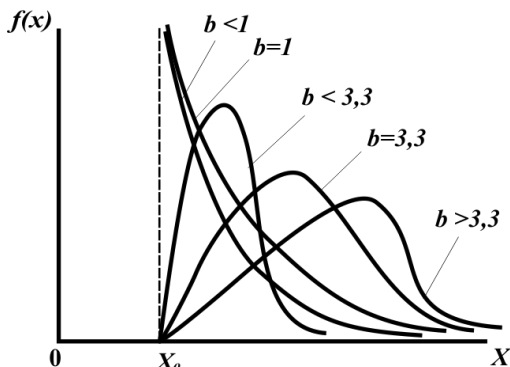


Рис.1. Густина розподілу похибок за законом Гніденка–Вейбула

Характеристика параметра зміщення закону розподілу Гніденка–Вейбула x_0 – параметр зміщення може бути $x_0 = 0$. Коли є вибірка, то x_0 приймають рівним мінімальним значенням у вибірці за правилом

$$x_0 = x_{cp} - 3\sigma \quad \text{або} \quad x_0 = x_{cp} - 2\sigma,$$

де σ – середнє квадратичне відхилення; x_{cp} – середнє значення вибірки.

Методика опрацювання статистичних даних експериментальних досліджень розроблена у вигляді прикладної програми на ЕОМ, яка забезпечує одержання значень основних статистичних характеристик, установлення квалітету точності оброблення, класу точності верстата та закону розподілу похибок оброблення заготовок.

Розроблення програми виконувалось у середовищі EXCEL із дотриманням таких основних принципів:

- забезпечення універсальності програмної методики для можливого дослідження технологічної точності різних типів конструкцій деревообробних верстатів;

- забезпечення ефективності і завершеності кінцевого результату дослідження;

- комплексність підходів у визначенні показників технологічної точності верстатів та встановлення закономірності розподілу похибки оброблення;

- можливість опрацювання масивів вхідних даних із будь-якою кількістю значень вибірки з підтвердженням її репрезентативності;

- забезпечення наочності одержаних результатів через представлення їх у графічному вигляді.

Програма забезпечує наступні можливості:

- виконання розрахунків у автоматичному режимі на всіх етапах програми;

- автоматичний перерахунок всіх результатів обчислень та графічного їх зображення під час зміни кожного із значень вхідних даних ;

- перехід і повернення до будь-якого вікна у незалежному їх порядку для можливого перегляду та аналізу одержаних результатів;

- вибір остаточних результатів та вивід їх на сторінку друку.

За допомогою розробленої методики виконано оброблення експериментальних даних дослідження технологічної точності розпилювання колод на горизонтальному стрічкопилковому верстаті. На основі одержаних значень статистичних показників встановлено, що точність оброблення заготовок відповідає 18 класу якості, а верстат відноситься до низького класу точності.

Перевірка гіпотез про закон розподілу похибки оброблення (рис.2) показала, що із достатньою точністю описує представлену залежність як нормальний закон, так і закон Гніденка-Вейбула.

В цьому випадку, для вибору більш точного результату, важливим є можливість порівняння двох графічних залежностей законів розподілу та розрахункових значень критерія Пірсона.

Висновки

- На основі аналізу існуючих методів дослідження точності оброблення на деревообробних верстатах встановлено ефективність застосування статистично-аналітичного методу та методу математичного моделювання за допомогою ЕОМ.

- Встановлено, що закономірність розподілу похибок оброблення на деревообробних верстатах найбільш точно описується законом Гніденка-Вейбула.

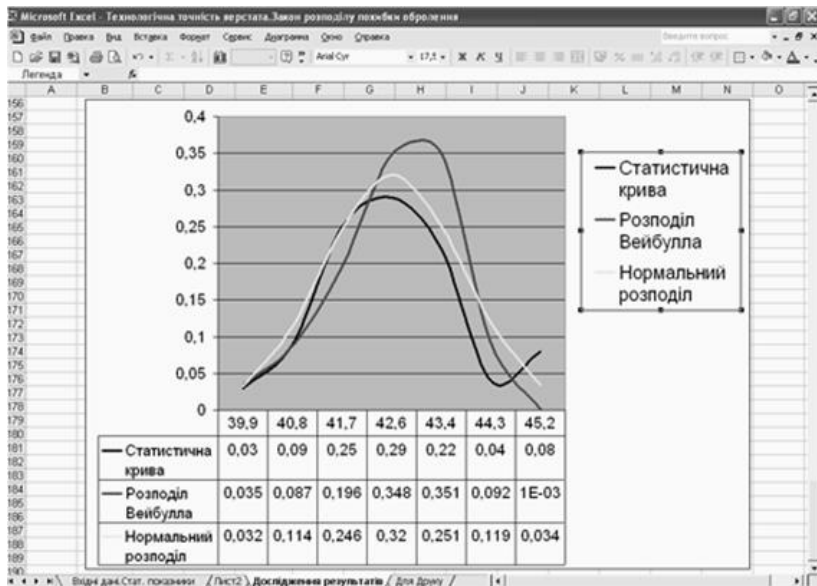


Рис. 2. Фрагмент програми – порівняння результатів перевірки гіпотез про закон розподілу похибки оброблення

- Розроблено методику опрацювання статистичних даних експериментальних досліджень і представлено у вигляді прикладної програми, яка забезпечує одержання значень основних статистичних характеристик, установлення якості точності оброблення, класу точності верстата та закону розподілу похибок оброблення заготовок.

- Розроблена методика може використовуватись як складова частина загальної методики дослідження технологічної точності різних видів конструкцій деревообробних верстатів, а також для перевірки стану точності деревообробних верстатів в умовах виробництва.

Література

1. Пилипчук М.І. Основні напрями розвитку теорії точності механічного оброблення деревини та деревних матеріалів / М.І. Пилипчук // Науковий вісник НЛТУ України. – 2005. – Вип. 15.1. – С. 165–170.
2. Манжос Ф.М. Точность механической обработки древесины / Ф.М. Манжос. – М.: Гослесбумиздат. – 1959. – 264 с.

3. Комаров Г.А. Точность дереворежущих станков. Размерная настройка: Учебное пособие/Г.А. Комаров. – М.: МЛТИ. – 1985. – 56 с.

4. Амалицкий В.В., Комаров Г.Н. Монтаж и эксплуатация деревообрабатывающего оборудования: Учебн. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесн. пром-сть, 1989. – 400 с.

5. Амалицкий В.В. Надежность деревообрабатывающего оборудования/ В.В.Амалицкий.– М.: Лесн. пром-сть, 1974. – 160 с.

6. Пилипчук М.И. Повышение точности калибрования–шлифования древесностружечных плит абразивными кругами: дисс. ... канд. техн. Наук: 05.06.02/ Пилипчук Мария Ивановна. – Львов, 1984. – 206с.

7. Шостак В.В. Монтаж, технічне обслуговування і ремонт деревообробного обладнання. Підручник для ВНЗ. – Львів: УкрДЛТУ, В-во “Ахіл”, 2000. – 284с.

8. Надійність техніки. Моделі відмов. Основні положення: ДСТУ 3433–96 – [Дата введення 1997–12–05]. – К.: Держстандарт України, 1998 – 42 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.В. Шостак

УДК 631.521

© Т.М. Приймак

Луцький національний технічний університет

ТЕХНІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ І ПЕРВИННОЇ ПЕРЕРОБКИ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ

У статті наведено класифікацію машин для збирання і первинної переробки льону–довгунця, а також описано їхні технічні особливості.

ЛЬОН-ДОВГУНЕЦЬ, ЗБИРАННЯ, ПЕРВИННА ПЕРЕРОБКА.

Постановка проблеми. Льонарська галузь України зараз переживає великий занепад. Закриті майже усі льонозаводи. Зношення машин для збирання і первинної переробки льону-довгунця є однією із причин такого занепаду. На сьогоднішній день в Україні немає підприємств з виготовлення такого устаткування. Проте останні роки ВАТ «Ірпіньмаш» почав роботи з відновлення деяких типів машин і розробки нових. Але цього не достатньо, щоб замінити спрацьоване

обладнання. Заводи, які ще повністю не закрились змушені працювати з тими машинами, які ще «живі» на даний час або пробують скласти з декількох машин хоча б одну робочу. Про закупівлю необхідного обладнання закордоном мова взагалі не йде, оскільки, воно дуже дорого коштує. Через таку ситуацію зі станом машин для збирання і первинної переробки льону-довгунця відповідно і погіршується якість збраного врожаю і продуктів його переробки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження з питань класифікації та технічних особливостей машин для збирання та первинної переробки льону-довгунця проводилися рядом науковців [1–6]. Проте, у зв'язку із застосуванням нових або нетрадиційних методів збирання та первинної переробки льону-довгунця виникає необхідність більш ретельнішого дослідження машин.

Мета дослідження. Метою дослідження є аналіз машин, які сьогодні застосовуються для збирання льону-довгунця та його первинної переробки. А також дослідити та оцінити нові розробки машин вітчизняних та закордонних вчених.

Результати дослідження. Найбільш трудомістким і важливим у процесі виробництва льону-довгунця є етап його збирання. Оскільки від строку і способу збирання залежить якість волокна, отриманого після подальшої первинної переробки трести і соломки льону-довгунця. Розглянемо типи машин, які використовуються для збирання і первинної переробки льону-довгунця.

Залежно від призначення, технологічних операцій, що виконуються, виділяють такі машини для збирання льону-довгунця: льонобралки, льонокомбайни, льономотарки, молотарки-віялки, підбирачі та ворущилки стрічок льоносоломки і трести.

Льонозбиральні машини класифікують за наступними показниками: за способом агрегування – причіпні, навісні, напівнавісні та самохідні; за характером робочого процесу – з поперечним, поздовжнім, поздовжньо-поперечним та поперечно-поздовжнім потоком стебел; за розташуванням основних робочих органів (бралка і підбирач) – з фронтальним, боковим та заднім розміщенням; за кількістю потоків стебел – однопоточні та двопоточні.

За об'ємом технологічних операцій льонозбиральні машини підрозділяються на прості, комбіновані та універсальні. Прості машини виконують один технологічний процес, який включає ряд операцій, що виконуються послідовно над одним видом матеріалу (льонобралки, обертачі стрічок, підбирачі льону, підбирач-навантажувач снопів).

Таблиця. Технічна характеристика льонозбиральних машин

Назва і марка машини	Тип машини	Агрегується з трактором	Ширина захвату, м	Швидкість руху, км/год	Споживана потужність, кВт	Продуктивність, га/год
Льнобралка ТЛН-1,5А	Навісна	Т-25А	1,52	4-6	4,5	0,6-0,9
Льономолотарка МЛ-2,8П	Причіпна	Т-25А, Т-40, МТЗ	-	-	7	2,8 т/год снопів
Льонокомбайн ЛКВ-4Т	Причіпний	МТЗ	1,52	4-6	24	0,6-0,9
Льонокомбайн ЛКВ-4А	Причіпний	МТЗ	1,52	5-7	24	0,7-1,0
Льонокомбайн ЛК-4Т	Причіпний	МТЗ	1,52	6- 10	22	0,9-1,5
Льонокомбайн ЛК-4А	Причіпний	МТЗ	1,52	7- 12	22	1,0-1,8
Молотарка- віялка МВ-2,5А	Стаціо- нарна	-	-	-	13	2 т/год вороху
Підбирач- обергач стрічок ОСН-1	Навісний	Т-25А	1,5	5-8	3	0,7-1,2
Льонопідбирач ПТН-1	Навісний	Т-25А	1,5	5-8	4	0,7-1,2
Підбирач- порцієутворювач ПНП-3	Навісний	Т-25А, Т-40	4,5	5-8	6,7	2,2-3,6
Підбирач- навантажувач снопів ППС-3	Напівна- вісний	МТЗ	1,5- 6,0	2-6	9,1	0,9-1,2

Комбіновані машини виконують одночасно декілька технологічних процесів і можуть мати два і більше потоків матеріалу (льонозбиральні комбайни і льонопідбирач-молотарка).

Універсальні машини можуть виконувати різноманітні технологічні операції під час заміни або відключення основних робочих органів, причому в різні агротехнічні строки. До них відноситься льонозбиральний комбайн з в'язальним апаратом, який відключається. Тому комбайн може працювати як із зв'язуванням соломки в снопи так і з її розстиланням.

Широкого використання набули льонозбиральні комбайни, оскільки комбайнова технологія збирання льону-довгунця в теперішній час є найбільш поширеною. Комбайни здійснюють брання льону-довгунця з одночасним очісуванням насінневих коробочок, збором очісаного вороху на транспортні засоби, в'язанням льоносоломки в снопи або розстиланням її на льонищі.

Робочими органами льонокомбайнів являються бральний апарат з подільниками, поперечний транспортер, пристрій для очісування, транспортер вороху і щит для розстилання або в'язальний апарат.

Схема технологічного процесу комбайну представлена на рисунку. Під час руху комбайна по полю подільники підводять стебла льону-довгунця в зону бральних потоків. Затиснуті в потоках брального апарату стебла вириваються із ґрунту і переносяться на поперечний транспортер. Поперечний транспортер пересовує стебла до затискного транспортеру. Затискний транспортер переміщає стрічку льону-довгунця через камеру очісування, де гребені барабана, який обертається, очісують льон-довгунець. Лопаті барабана виносять відділені від стебел головки льону-довгунця на стрічку транспортера вороху, по якому ворох поступає в тракторний причіп, який агрегується з комбайном.

Шар очісної соломи поступає на щит для розстилання (під час роботи з розстиланням) або на стіл в'язального апарата. Зв'язані снопи викидають в сторону зібраного поля.

Застосування комбайнів є доцільним за умови існування великих льоносіючих господарств. Тому на даний час найбільш технічний та технологічний інтерес представляє мобільна техніка, а також питання проектування блочно-модульних агрегатів.

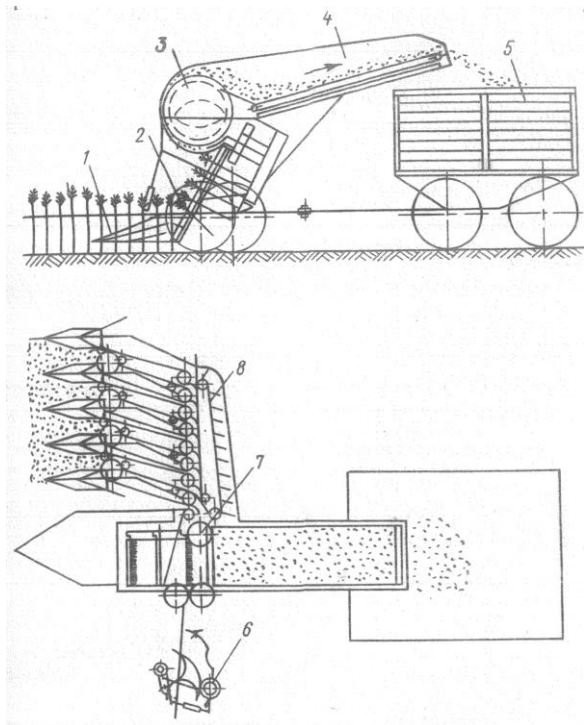


Рис. Схема технологічного процесу льнокомбайна: 1 – подільник; 2 – бральний апарат; 3 – барабан для очісування; 4 – транспортер вороху; 5 – тракторний причіп; 6 – в'язальний апарат або щит для розстилання; 7 – затискний транспортер; 8 – поперечний транспортер

У процесі розробки нових і модернізації відомих машин необхідно враховувати велику кількість зовнішніх факторів, що дозволить обґрунтувати режими робочих органів і їхні параметри найбільш точно, а процес збирання льону-довгунця зробити менш трудомістким.

Суттєві резерви підвищення ефективності льяного виробництва знаходиться в галузі первинної переробки льнотрести.

Первинна переробка в основному здійснюється за замкненим циклом, тобто у льноносіючих господарствах. При цьому широкого застосування набули машини для переробки трести МТОФ-1, верстати СМТ-200М, машини АЛС-1.

У процесі переробки трести отримують два види волокна: довге і коротке.

Існуючі машини (виробництва Білорусі та Росії) з первинної переробки льонотрести є недостатньо досконалими в сенсі надійності та продуктивності. Машини МТА працюють разом із сушильними машинами і розраховані на високопродуктивну переробку (до 2 т/год) трести, але вони мають суттєві недоліки – сировина поступає на переробку практично не підготовленою, вилежування льонотрести після сушіння не є можливим. Якість підготовки льоносировини й, відповідно, вихід довгого волокна зростають під час застосування машин АЛС-1.

Висновки. 1. Аналіз технічних засобів, що застосовуються в Україні, показав, що більшість із них створювались ще 30...50 років назад і спроектовані без урахування багатокритеріального підходу до створення конструкцій.

2. Для підвищення ефективності льонокомплексу необхідно: удосконалити технологію збирання льону-довгунця та інтенсифікувати роботу зі створення блочно-модульних агрегатів; забезпечити оптимальні режими роботи обладнання для первинної переробки льонотрести.

Література

1. Хайліс Г., Налобіна О., Залужний В. Технології збирання льону та проблеми механізації льонарства // Техніка АПК, 2004. – №1–2. – С.17–19.

2. Сидорчук О., Залужний В., Шейченко В. Аналіз стану та перспективи технологій і машин для збирання льону-довгунця // Техніка АПК, 2004. – №3. – С.10–11.

3. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с., ил.

4. Сельскохозяйственные машины / В.Е. Комаристов, Н.Ф. Дунай. – К.: Высшая школа. Главное издательство, 1987. – 486 с.

5. Вайнруб А.И. и др. Индустриальная технология производства льна / А.И. Вайнруб, В.А. Гаубе, Б.С. Петухов. – Л.: Колос. Ленинградское отделение, 1984. – 135 с.

6. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця: монографія / Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 215 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 621.833.031

©О.Г. Приймаков, к.т.н.; Ю.О. Градиський, к.т.н.
Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ВЗАЄМОДІЮЧИХ ПАР ТЕРТЯ ОБЛАДНАННЯ ЛІСОВОГО КОМПЛЕКСУ

Створена і розвинена методологія одночасного прогнозування витривалості та надійності пар тертя обладнання лісового комплексу, чим розвинено основні положення трибофатики. Доведено, що лінійна і нелінійна моделі накопичення пошкодженостей таких пар доцільно зобразити як двовимірний марковський процес, щільність імовірності якого задовольняє розв'язок рівняння Фоккера–Планка–Колмогорова.

ВИТРИВАЛІСТЬ, НАДІЙНІСТЬ, ЩІЛЬНІСТЬ ІМОВІРНІСТІ, МІРА ПОШКОДЖЕНОСТІ, КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ.

Постановка проблеми. Зносоконтактна взаємодія пар тертя в машинобудуванні та обладнанні лісового комплексу (ОЛК) є визначальною при прогнозуванні їх витривалості, особливо, з врахуванням технологічних та експлуатаційних параметрів. Це явище відоме в машинобудуванні як втрата витривалості в процесі експлуатації, а надійність є об'єктивним параметром цієї витривалості, що підлягає прогнозуванню як на стадії проектування, так і в процесі експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує велика кількість робіт щодо прогнозування надійності пар тертя в деталях машин і механізмів [1–5]. Робіт, в яких би викладалася методика комплексного прогнозування надійності та витривалості, практично немає.

Метою роботи є чисельний розв'язок рівняння Фоккера–Планка–Колмогорова щодо кількісних показників надійності для різних фізичних моделей накопичення пошкоджень в поверхневих шарах деталей механізмів та обладнання лісового комплексу.

Результати дослідження

Математична постановка завдання.

Для витривалості машинобудівних конструкцій, в яких має місце випадкове навантаження і поступові відмови різної фізичної природи, можна відповідно записати кінетичні рівняння для міри

пошкоджень $z(t)$ і рівняння фільтра для визначального щодо цих рівнянь параметра інтенсивності відмов $\lambda(t)$

$$\begin{cases} \frac{dz(t)}{dt} = F[z(t), \lambda(t), R(t)]; \\ \frac{d\lambda(t)}{dt} = \Phi_1(\lambda) + \Phi_2(\lambda)n(t), \end{cases} \quad (1)$$

де $F[*]$ – детермінована невід’ємна для кумулятивних моделей відмов скалярна лінійна або нелінійна функція; $R(t)$ – вектор параметрів базових залежностей для заданої моделі відмов.

Для класу поступових відмов, що відбуваються в елементах конструкцій внаслідок порушення втомної міцності, процес нагромадження пошкоджень від z_0 до 1 перебуває в інтервалі $10^2 - 10^7$ циклів, охоплюючи області мало- і багатоциклової втоми. Такий значний часовий діапазон є наслідком малої швидкості зміни $z(t)$ в одиницю часу. Навпаки, швидкість зміни амплітуди $\lambda(t)$ еквівалентного вузькосмугового процесу $u_m(t)$ визначається швидкістю зміни параметрів цього процесу і лежить в діапазоні десятків–сотень циклів. В цьому випадку процес зміни $z(t)$, швидкість якого описується першим рівнянням (1), можна вважати приблизно одномірним марковським для тимчасових інтервалів Δt ($t \geq 0$), якщо величина Δt задовольняє нерівності [1, 2]

$$\tau_C \gg \Delta t \gg \tau_k, \quad (2)$$

де τ_c – постійна часу, що значно перевершує 10^7 циклів; τ_k – час кореляції $\lambda(t)$, що має порядок десятків циклів.

Внаслідок цього, виконання лівої частини нерівності (2) не викликає сумнівів, в той час як виконання правої частини вимагає перевірки в кожному конкретному випадку. Наведені аргументи про можливість розгляду процесу накопичення пошкоджень як марковського носять якісний характер, точне доведення цього твердження являє собою складну проблему.

Для подолання зазначеного недоліку пропонується наступна методика. Розглядаючи спільно рівняння системи (1), можна на підставі теореми Дуба [3] стверджувати, що $[z(t), \lambda(t)]$ буде являти собою двовимірний марковський процес, одномірна щільність імовірності якого $f(z, \lambda, t)$ задовольняє рівнянню ФПК (Фоккера–Планка–Колмогорова)

$$\frac{\partial f}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial \lambda} \left\{ [A_1(\lambda)f] - \frac{\partial}{\partial z} [A_2(\lambda, z)f] + \frac{1}{2} \frac{\partial^2}{\partial \lambda^2} [B(\lambda)f] \right\}, \quad (3)$$

з граничними

$$\lim f(z, \lambda, t) = 0, \quad (z, \lambda) \rightarrow 0, \infty \quad (4)$$

і початковими умовами

$$\lim f(z, \lambda, t) = f(z)f(\lambda), \quad t \rightarrow 0. \quad (5)$$

Умова (4) формулюється, виходячи з фізичної суті завдання. В (5) передбачається, що $\lambda(t)$ і $z(t)$ в початковий момент часу $t = 0$ стохастично незалежні. Відповідно до загальної теорії марковських процесів існує взаємооднозначна відповідність між коефіцієнтами рівняння (3) і коефіцієнтами стохастичних диференціальних рівнянь [3 – 5]

$$A_1(\lambda) = \Phi_1(\lambda) + \frac{N_0}{4} \Phi_2(\lambda) \frac{d\Phi_2(\lambda)}{d\lambda};$$

$$A_2(\lambda, z) = F[\lambda, z, y_m, R];$$

$$B(\lambda) = \frac{N_0}{2} \Phi^2(\lambda).$$

Таким чином, з розв'язку рівняння (3), що базується на методи характеристичних функцій, можна визначити одомірну щільність імовірності міри пошкоджень $f(z, t)$, за якою визначаються всі основні показники надійності для кумулятивних моделей накопичення пошкоджень: час безвідмовної роботи ЧБР $P(t)$ і щільність імовірності відмов ЩІВ $q(t)$

$$P(t) = \int_0^1 f(z, t) dz; \quad q(t) = -\frac{dP(t)}{dt} = -\int_0^1 \frac{df(z, t)}{dt dz}, \quad (6)$$

середній час до руйнування m_T і дисперсію часу до руйнування σ_T^2

$$m_T = \int_0^{\infty} t q(t) dt; \quad \sigma_T^2 = \int_0^{\infty} t^2 q(t) dt - m_T^2.$$

Чисельний розв'язок на основі методу характеристичних функцій рівняння Фоккера–Планка–Колмогорова для різних моделей накопичення пошкоджень в поверхневому шарі.

Лінійна модель.

Для розв'язання рівняння ФПК (3) вводиться функція $\theta(\lambda, \omega, t)$, що являє собою характеристичну функцію по змінній z і щільність імовірності по змінній λ .

$$\theta(\lambda, \omega, t) = \int_0^{\infty} f(\lambda, z, t) e^{i\omega z} dz. \quad (7)$$

Виходячи із властивостей щільності імовірності і співвідношення (7), одновірна характеристична функція змінної z буде дорівнювати

$$\theta(\omega, t) = \int_0^{\infty} \theta(\lambda, \omega, t) d\lambda = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} f(\lambda, z, t) e^{i\omega z} dz d\lambda. \quad (8)$$

Відповідно до формули (7) з рівняння ФПК (3) із трьома незалежними змінними одержимо рівняння для $\theta(\lambda, \omega, t)$ із двома незалежними змінними λ і t шляхом його множення на $e^{i\omega z}$ і інтегрування по змінній z в межах $[0, \infty]$. Припускаючи, що операції інтегрування і диференціювання можна міняти місцями, а коефіцієнт A_2 залежить тільки від λ , одержимо

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial \lambda} [A_1(\lambda)\theta] + i\omega A_2(\lambda)\theta + \frac{1}{2} \frac{\partial^2}{\partial \lambda^2} [B(\lambda)\theta]. \quad (9)$$

В рівнянні (9) враховані граничні умови (4) по змінній z . Відповідно до умов (4) і (5), а також виразу (7), можна сформулювати відповідно граничні та початкові умови для функції $\theta(\lambda, \omega, t)$

$$\lim_{\lambda \rightarrow 0, \infty} \theta(\lambda, \omega, t) = 0;$$

$$\lim_{t \rightarrow 0} \theta(\lambda, \omega, t) = P_S(\lambda)\theta(\omega, t). \quad (10)$$

В рівняння (9) ω входить як параметр. Розглядаючи $\theta(\lambda, \omega, t)$ як щільність імовірності по змінній $\lambda \geq 0$, її можна розкласти в одновірний ряд за ортогональними поліномами $J_n(\lambda)$ з ваговою функцією $P_S(\lambda)$ [5, 6] і невідомими коефіцієнтами $C_n(\omega, t)$, що залежать від ω і t

$$\theta(\lambda, \omega, t) = P_S(\lambda) \sum_{n=0}^{\infty} C_n(\omega, t) J_n(\lambda). \quad (11)$$

Виходячи з умови ортогональності поліномів $J_n(\lambda)$

$$\int_0^{\infty} W(\lambda) J_n(\lambda) J_m(\lambda) d\lambda = \begin{cases} h_n, & n = m, \\ 0, & n \neq m, \end{cases}$$

можна знайти коефіцієнти ряду (11)

$$C_n(\omega, t) = (F(p, q)h_n)^{-1} \int_0^{\infty} \theta(\lambda, \omega, t) J_n(\lambda) d\lambda. \quad (12)$$

З врахуванням $J_0(\lambda) = 1$, $h_0 = F^{-1}(p, q)$ і співвідношень (8) і (12) витікає, що $C_0(\omega, t)$ являє собою характеристичну функцію z

$$C_0(\omega, t) = \int_0^{\infty} \theta(\lambda, \omega, t) d\lambda = \theta(\omega, t).$$

Для знаходження невідомих коефіцієнтів $C_n(\omega, t)$ відповідно до (12) помножимо рівняння (9) на $(F(p, q)h_n)^{-1} J_n(\lambda)$ і проінтегруємо по змінній λ в межах $[0, \infty]$. З урахуванням граничних умов (5) після підстановки розкладання (11) одержимо замкнуту систему звичайних диференціальних рівнянь (СЗДР) в комплексній формі щодо невідомих коефіцієнтів $C_n(\omega, t)$

$$\frac{d C_n(\omega, t)}{d t} = \sum_{k=0}^N C_k(\omega, t) u_{nk}, \quad (n = \overline{0, N}),$$

де

$$u_{nk} = (F(p, q)h_n)^{-1} \times \\ \times \int_0^{\infty} P_s(\lambda) \left[\frac{\partial J_n J_k A_1(\lambda) + i\omega J_n J_k A_2(\lambda) + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 J_n J_k B}{\partial \lambda^2}}{\partial \lambda} d\lambda + \frac{1}{2} J_n B \frac{\partial P_s(\lambda)}{\partial \lambda} J_k \right]_0^{\infty}.$$

Використовуючи позначення для комплексних коефіцієнтів $C_n = C_n^{\partial} + i C_n^M$, одержимо СЗДР для дійсної та уявної частин

$$\begin{cases} \frac{d C_n^{\partial}}{d t} = \sum_{k=0}^N C_k^{\partial} u_{nk}^{\partial} - \sum_{k=0}^N C_k^M u_{nk}^M; \\ \frac{d C_n^M}{d t} = \sum_{k=0}^N C_k^{\partial} u_{nk}^M + \sum_{k=0}^N C_k^M u_{nk}^{\partial}. \end{cases} \quad (n = \overline{0, N}). \quad (13)$$

При використанні β – розподілу коефіцієнти u_{nk} будуть рівні

$$u_{nk}^{\partial} = (F(p, q)h_n)^{-1} \sum_{m=0}^n \sum_{l=0}^k D_{nm} D_{kl} \left\{ \frac{(m-n)\beta}{2(p-1)} [q m_{\eta-1} - (p+1)m_{\eta}] + \right. \\ \left. + \frac{1}{2}(n-m)(n-m+1) \frac{\beta}{p-1} [m_{\eta} - m_{\eta-1}] \right\}, \quad (\eta = n - m + k - 1). \quad (14)$$

$$u_{nk}^M = (F(p, q)h_n)^{-1} \sum_{m=0}^n \sum_{i=0}^k D_{nm} D_{ki} a_{n+r}^*$$

де D_{nm} і β визначаються відповідно з виразами (13) і (14); $m_i - i$ - й початковий момент β - розподілу; m_i^* - для кінетичного рівняння $\frac{dz}{dt} = C(\lambda)\lambda^r(\lambda)$; $(\lambda_* < \lambda)$ визначається наступним співвідношенням

$$m_i^* = \int_{\lambda_*}^1 C(\lambda)\lambda^r(\lambda)P_S(\lambda)\lambda' d\lambda, \quad (0 < \lambda_* < 1).$$

Система (13) зображується у вигляді $\frac{dC}{dt} = -UC$ з початковою умовою $C(t_0)$. Розв'язок СЗДР в цьому випадку можна зобразити у вигляді [5]

$$C = \exp\{-U(t-t_0)\}C(t_0).$$

Таким чином, інтегрування даної системи зводиться до обчислення матриці $\exp(-Ut)$. В окремому випадку матриця U за допомогою невідродженого лінійного перетворення приводиться до діагонального виду, тобто виконується умова

$$T^{-1}UT = U',$$

де U' - блочно-діагональна матриця, що складається з блоків (2×2) , на діагоналі яких розташовані дійсні частини, а поза діагоналлю - сполучені уявні частини власних значень матриці U ;

T^{-1} і T - відповідно ліва і права система власних векторів матриці U . Тут реалізується алгоритм розв'язку проблеми власних значень за методом Якобі зі зниженням норми для дійсних матриць.

Початкові умови для $C_n(\omega, t)$ можна одержати з виразу (12) з урахуванням початкових умов (10) для $\theta(\lambda, \omega, t)$.

Для чисельного визначення основних показників надійності, визначається одновимірна центрована щільність міри пошкоджень $f_{Ц}(z, t)$ як зворотне перетворення Фур'є від характеристичної функції

$$f_{Ц}(z, t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} C_{0Ц}(\omega, t) e^{-i\omega z} d\omega. \quad (15)$$

Зобразимо характеристичну функцію $C_{0Ц}(\omega, t)$ у вигляді розкладання в ряд за допомогою інтерполяційної формули [7-9]

$$C_{0\dot{o}}(\omega, t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} C_{0\dot{o}}\left[\frac{2\pi n}{\Delta}, t\right] \frac{\sin\left[\left(\omega - \frac{2\pi n}{\Delta}\right)\frac{\Delta}{2}\right]}{\left(\omega - \frac{2\pi n}{\Delta}\right)\frac{\Delta}{2}}.$$

Тоді, з врахуванням (15), вираз для $f_{II}(z, t)$ можна зобразити у вигляді

$$f_{\dot{\theta}}(z, t) = \frac{1}{\Delta} \left[1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ C_{0\dot{\theta}}^{\dot{\theta}} \left[\frac{2\pi n}{\Delta}, t \right] \cos \frac{2\pi n z}{\Delta} + C_{0\dot{\theta}}^M \left[\frac{2\pi n}{\Delta}, t \right] \sin \frac{2\pi n z}{\Delta} \right\} \right], \quad (16)$$

де Δ – інтервал, на якому щільність імовірності $f_{II}(z, t)$ відмінна від нуля.

Таким чином, визначення щільності імовірності $f_{II}(z, t)$ звелось до визначення дійсної і уявної частин характеристичної функції в дискретному ряді точок. Кількість членів ряду (16) визначається кількістю точок, в яких характеристична функція відмінна від нуля, і правильним вибором інтервалу Δ . Використовуючи співвідношення (6) і (16), визначимо ЧБР $P(t)$ і ЩІВ $q(t)$, за якими можна обчислити середній час до руйнування та дисперсію часу до руйнування

$$\begin{aligned} P(t) &= \frac{1}{\Delta} \left[1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ C_{0\dot{\theta}}^{\dot{\theta}} \left(\sin[\omega_n(1-m_z)] + \sin[\omega_n m_z] \right) + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + C_{0\dot{\theta}}^M \left(-\cos[\omega_n(1-m_z)] + \cos[\omega_n m_z] \right) \right\} \right], \\ q(t) &= -\frac{2}{\Delta} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{dC_{0\dot{\theta}}^{\dot{\theta}}}{\dot{\Delta} \dot{\Delta}} \frac{1}{\omega_n} \left[\sin[\omega_n(1-m_z)] + \sin[\omega_n m_z] \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{dC_{0\dot{\theta}}^M}{dt} \frac{1}{\omega_n} \left[\cos[\omega_n(1-m_z)] + \cos[-\omega_n m_z] \right] \right\} + \\ &+ \frac{1}{\Delta} \left[1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ C_{0\dot{\theta}}^{\dot{\theta}} \cos[\omega_n(1-m_z)] + C_{0\dot{\theta}}^M \sin[\omega_n(1-m_z)] \right\} \right] \frac{d(1-m_z)}{dt}. \quad (17) \end{aligned}$$

Нелінійна модель надійності зносоконтактної взаємодії.

Розглянутий вище варіант методу характеристичних функцій має той недолік, що в запропонованому виді застосовується тільки для лінійних КРП [11], тобто при незалежності $A_2(\lambda)$ від міри пошкоджень. При використанні нелінійних КРП аналогом рівняння (9) для функції $\theta(\lambda, \omega, t)$ є

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial \lambda} \left[A_1(\lambda) \theta \right] + i \omega \int_0^{\infty} A_2(\lambda, z) f(\lambda, z, t) e^{i\omega z} dz + \frac{1}{2} \frac{\partial^2}{\partial \lambda^2} \left[B(\lambda) \theta \right]. \quad (18)$$

Тут КРП – кінетичне рівняння пошкоджень, тобто $D_i = f(t)$.

З порівняння рівнянь (9) і (17) видно, що вони мають відмінність правої частини тільки в другому доданку. Для зручності розв'язку завдання введемо нову центровану і нормовану змінну

$$\bar{z} = \frac{z - m_z}{\mu \sigma_z}, \quad (19)$$

де m_z і σ_z – відповідно математичне очікування і середньоквадратичне відхилення міри пошкоджень; $\mu \sigma_z$ – інтервал, на якому щільність імовірності $f_{\mu}(z, t)$ відмінна від нуля, $-0,5 \leq \bar{z} \leq 0,5$.

Відповідно до введеного функціонального перетворення (19) процес $\bar{z}(t)$ також є компонентом марковського процесу і описується рівнянням

$$\frac{d\bar{z}}{dt} = \frac{1}{\mu \sigma_z} A_2(\lambda, \mu \sigma_z + m_z) - \frac{\bar{z}}{\sigma_z} \frac{d\sigma_z}{dt} - \frac{1}{\mu \sigma_z} \frac{dm_z}{dt} = F[\lambda, \bar{z}]. \quad (20)$$

З урахуванням введених перетворень і позначень рівняння (18) для нормованої характеристичної функції $\theta_{\bar{z}}(\lambda, \omega, t)$ щодо змінної $\bar{z}(t)$ можна зобразити

$$\frac{\partial \theta_{\bar{z}}}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial \lambda} [A_1(\lambda) \theta_{\bar{z}}] + i \omega \int_0^{\infty} F(\lambda, \bar{z}) f(\lambda, \bar{z}, t) e^{i \omega \bar{z}} d\bar{z} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2}{\partial \lambda^2} [B(\lambda) \theta_{\bar{z}}]. \quad (21)$$

Виходячи із загальних властивостей щільності імовірності [10, 11], її можна зобразити через значення характеристичної функції у вигляді ряду

$$f(\lambda, \bar{z}, t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} \theta_{\bar{z}}(\lambda, \omega_m, t) e^{-i \omega_m \bar{z}}. \quad (22)$$

В даному виразі $\theta_{\bar{z}}(\lambda, \omega_m, t)$ являє собою характеристичну функцію по змінній \bar{z} у вузлах $\omega_m = 2\pi m$ і щільність імовірності по змінній λ , що, як і для лінійної моделі, можна записати у вигляді ряду (11)

$$\theta_{\bar{z}}(\lambda, \omega_m, t) = P_S(\lambda) \sum_{n=0}^{\infty} C_n(\omega_m, t) J_n(\lambda).$$

Використовуючи співвідношення $\omega_{-m} = -\omega_m$, вираз (22) зображується у вигляді

$$f(\lambda, \bar{z}, t) = \theta_{\bar{z}}(\lambda, \omega_0 = 0, t) + \sum_{m=1}^{\infty} \left\{ \theta_{\bar{z}}(\lambda, -\omega_m, t) e^{i \omega_m \bar{z}} + \theta_{\bar{z}}(\lambda, \omega_m, t) e^{-i \omega_m \bar{z}} \right\}. \quad (23)$$

Виходячи із властивостей характеристичної функції і співвідношення (20), перший доданок в правій частині (23) буде дорівнювати

$$\theta_{\bar{z}}(\lambda, \omega_0 = 0, t) = \int_{-0,5}^{0,5} f(\lambda, \bar{z}, t) d\bar{z} = P_S(\lambda). \quad (24)$$

З урахуванням співвідношень (23), (24) і властивості спряженості $\theta_{\bar{z}}(\lambda, \omega_m, t)$ ряд (23) можна записати

$$f(\lambda, \bar{z}, t) = P_S(\lambda) + \sum_{m=1}^{\infty} \left\{ \theta_{\bar{z}}^{\partial}(\lambda, \omega_m, t) \left(e^{-i\omega_m \bar{z}} + e^{i\omega_m \bar{z}} \right) + \theta_{\bar{z}}^M(\lambda, \omega_m, t) \left(e^{-i\omega_m \bar{z}} - e^{i\omega_m \bar{z}} \right) \right\}.$$

Застосовуючи алгоритм для лінійної моделі, можна одержати замкнуту СЗДР в комплексній формі щодо невідомих коефіцієнтів $C_n^{\partial}(\omega_m, t)$ і $C_n^M(\omega_m, t)$

$$\begin{aligned} \frac{dC_n^{\partial}(\omega_j, t)}{dt} &= \\ &= \sum_{k=0}^N \sum_m \left\{ C_k^{\partial}(\omega_m, t) u_{nk}^{(1)}(\omega_l, \omega_m, t) + C_k^M(\omega_m, t) u_{nk}^{(2)}(\omega_l, \omega_m, t) \right\} + f_{1n}(t), \quad (25) \\ \frac{dC_n^M(\omega_j, t)}{dt} &= \\ &= \sum_{k=0}^N \sum_m \left\{ C_k^{\partial}(\omega_m, t) u_{nk}^{(3)}(\omega_l, \omega_m, t) + C_k^M(\omega_m, t) u_{nk}^{(4)}(\omega_l, \omega_m, t) \right\} + f_{2n}(t), \end{aligned}$$

де $n = 0, N$; $m, l = 1, 2, \dots$

При обчисленні нових коефіцієнтів $u_{nk}^j(\omega_l, \omega_m, t)$, ($j = 1 \dots 4$) використовуються вирази для коефіцієнтів u_{nk}^{∂} (14), отримані під час проведення операцій з першим і третім доданками в рівнянні (21). В правій частині системи (25) функції $u_{nk}^j(\omega_l, \omega_m, t)$ ($j = 1 \dots 4$), $f_{1n}(t)$ і $f_{2n}(t)$ в загальному випадку залежать від $m_z, \sigma_z, \frac{dm_z}{dt}, \frac{d\sigma_z}{dt}$, що вимагає доповнення зазначеної системи рівняннями щодо математичного очікування і середньоквадратичного відхилення міри пошкоджень.

Після визначення невідомих коефіцієнтів $C_0^{\partial}(\omega_m, t)$ і $C_0^M(\omega_m, t)$, вираз для $f(\bar{z}, t)$ зображується у вигляді

$$f(\bar{z}, t) = 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ C_0^{\partial}(\omega_n, t) \cos \omega_n \bar{z} + C_0^M(\omega_n, t) \sin \omega_n \bar{z} \right\}.$$

Скориставшись функціональним перетворенням (18), можна одержати вираз для щільності імовірності міри пошкоджень

$$f(z, t) = \frac{1}{\mu \sigma_z} f\left(\frac{z - m_z}{\mu \sigma_z}, t\right),$$

за яким визначаються основні показники надійності (10), (11).

Для нелінійної моделі накопичення пошкоджень математичне очікування і дисперсія міри пошкодження відповідно рівні [10, 11]

$$m_z(t) = z_0 \exp\left\{\left(m_1 + \frac{\sigma_1^2}{2}\right)t\right\}; \quad (26)$$

$$\sigma_z^2(t) = m_z^2(t) \left\{\exp(\sigma_1^2 t) - 1\right\},$$

де $m_1 = M(\ln z)$ – математичне очікування; $\sigma_1^2 = D(\ln z)$ – дисперсія міри пошкоджуваності.

Параметр z_0 , що входить у співвідношення (26), визначає початкову пошкоджуваність.

Висновки:

- надійність зносоконтактної взаємодії пар тертя в машинобудуванні та ОЛК є об'єктивним параметром витривалості цих пар;
- прогнозування витривалості та надійності доцільно зображувати як двовимірний марковський процес, щільність імовірності якого задовольняє розв'язок рівняння ФПК;
- створено математичні моделі забезпечення витривалості та надійності зносоконтактних пар тертя при лінійній та нелінійній моделях накопичення пошкоджень у процесі їх експлуатації.

Література

1. Адлер Б.П., Маркова Е.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1977. – 279 с.
2. Васильев В.И., Иванюк А.И. Моделирование систем в гражданской авиации. В 2-х ч. – М.: Транспорт, 1977. – 362 с.
3. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа. – М.: Высш. школа, 1985. – 271 с.
4. Болотин В.В. Статистические методы в строительной механике. – М.: Стройиздат, 1968. – 592 с.
5. Браунли К. Статистическая теория и методология в науке и технике. – М.: Наука, 1977. – 408 с.
6. Приймаков О.Г., Бабак В.П., Стадніченко В.М. Надійність, довговічність та технічна експлуатація літальних апаратів. – К.: вид. НАУ, 2006. – 387 с.
7. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Експериментальне дослідження інтенсивності зношування та пов'язаного з ним напружено-

деформованого стану визначальних пар тертя в середньому машинобудуванні. – Вестник науки и техники, 2006. – Вып. 1–2 (24–25). – С. 17 – 28.

8. Приймаков О.Г. Модель фрикційної втоми при абразивному зношуванні. – Проблеми трибології / Міжнародн. наук. журнал. – 2005. – №1. – С. 136 – 154.

9. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Теорія зносостійкої витривалості та її застосування в машинобудуванні. – Харків: Оберіг, 2009. – 336 с.

10. Жовдак В.А., Мищенко И.В. Прогнозирование надежности конструкций с учетом технологических и эксплуатационных факторов. – Х.: ХГПУ, 1999. – 119 с.

11. Приймаков О.Г. Системно–логістичне прогнозування працездатності елементів авіаційних конструкцій. Автореферат дис. на здоб. ... докт. техн. наук. – Харків: Вид. НТУ “ХП”, 2006. – 38 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.А. Войтов

УДК 631.358:633.521

© В.С. Пуць, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ПІДРІВНЮВАННЯ В ТЕХНОЛОГІЇ ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ

У статті наведено технологічні схеми процесів збирання льону-довгунця за комбайновою, роздільною і адаптованою технологією і вплив збиральних операцій на показники розтягнутості та перекосу стебел у стрічці. Запропоновано технологічну схему збирання за адаптованою технологією з використанням операції підрівнювання та обґрунтовано її доцільність.

ЛЬОН–ДОВГУНЕЦЬ, ЗБИРАННЯ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, ПІДРІВНЮВАННЯ, РОЗТЯГНУТІСТЬ.

Постановка проблеми. У лляному підкомплексі АПК однією з важливих особливостей є висока потреба у підвищенні якості та конкурентоздатності продукції в кінцевому результаті виробництва. Це потребує максимальної адаптації технології вирощування та збирання

льону–довгунця до особливостей господарства, що, на відміну від інших галузей, передбачає значної диференціації технологій. У зв'язку з цим удосконалення технологій збирання льону обумовлює їхню багатоваріантність.

В період збирання льону–довгунця важливою вимогою, від дотримання якої значною мірою залежить якість льоноволокна, є отримання стрічки з мінімально можливою відносною розтягнутістю, що не перевищує 1,2 рази. Льонозбиральні комбайни дозволяють виконати збиральні роботи з достатньою якістю, але недоліком є підвищена розтягнутість стебел у стрічці і, крім того, під час комбайнового збирання у фазі ранньої жовтої стиглості – висока вологість вороху льону. Це, в свою чергу, потребує від господарств великих витрат на його сушіння. Через те, що в нинішніх умовах господарства мають великий дефіцит оборотних засобів, здійснення операції сушіння значно зменшує їх прибутковість. Тому під час проведення збиральних робіт рекомендується поряд з комбайнвою застосовувати роздільну технологію, для здійснення якої необхідно використовувати такі технічні засоби як льонобралки та підбирачі–очісувачі. Наступними елементами технологізації лляного підкомплексу є застосування під час виконання збиральних робіт операції перевертання стрічок з метою забезпечення рівномірного вилежування. Виконання даної операції є базою для отримання якісного льоноволокна, але характеризується деяким сплутуванням стебел у стрічці та збільшенням розтягнутості. З метою усунення цих недоліків використовують підрівнювачі стрічок льону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Створенням підрівнюючих пристроїв, їх теоретичними і експериментальними дослідженнями займалися багато вчених, зокрема І.В. Крагельський, Г.А. Хайліс, В.Г. Черніков, В.М. Луценко, М.М. Ковальов, В.О. Шейченко, М.М. Толстушко, А.Ю. Горбовий та ін. Однак, питання доцільності використання цих пристроїв на різних етапах збиральних робіт, а також місця встановлення цих пристроїв у льонозбиральних машинах для найбільш ефективного функціонування повністю не вирішене.

Мета роботи. Обґрунтувати доцільність введення та місце технологічного процесу підрівнювання в механізованій технології збирання льону–довгунця та довести технологічну ефективність цього процесу.

Результати досліджень. Важливим етапом збиральних робіт є своєчасне підбирання лляної трести. Цей процес здійснюється за

допомогою прес-підбирачів. Безпосередньо перед підбором з метою кращого просушування тресту розпушують ворущилкою.

Підбір трести можна здійснювати підбирачами-порцієутворювачами, які передбачають в'язання підбіраної трести в снопи. Найбільш перспективною у даний час вважається рулонна технологія збирання соломи та трести; вона дозволяє повністю виключити ручну працю. Здійснюють її комплексом машин, які включають обертачі та рулонні прес-підбирачі.

Враховуючи вищевикладене, сформовані технологічні схеми комбайнової, роздільної та адаптованої (комбінованої) технологій збирання льону-довгунця із зазначенням впливу процесів на формування розтягнутості стрічки льону (рис. 1–3).

Застосування операції підрівнювання стебел у стрічці з використанням спеціальних пристроїв (пасивних і активних, вертикальних, похилих і горизонтальних) пропонувалось здійснювати на різних етапах виконання збиральних робіт. А саме:

- на I етапі під час розстилення стрічки (рис. 1, 2) [1];
- на II етапі (рис. 1, 3) під час обертання стрічки [2];
- на III етапі (рис. 1, 3) під час розпушування [3–5].

Крім того, відомі пристрої для підрівнювання стрічок перед первинною переробкою на льонопереробних агрегатах [6].

Етапи	Операції	Склад агрегату	Вплив на показники якості: (+) – зростання розтягнутості і перекосу; (-) – відсутність впливу	
			перекіс	розтягнутість
I	Брання льону	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Трактор кл. 1,4</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; margin: 5px;">ЛК-4А ЛК-4У «Русь»</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; margin: 5px;">2ПТ-4887А</div>	+	+
	Транспортування стрічки		-	-
	Очіс насінневих коробочок		-	-
	Транспортування вороху		-	-
	Транспортування очисаних стебел		+	+
	Розстилення стрічки		+	+
<i>Показники на виході</i>			12°...15°	1,26...1,28
II	Обертання стрічок льону	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Трактор кл. 0,9</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; margin-left: 20px;">ОСН-1 ОСН-1А</div>	+	+
<i>Показники на виході</i>			15°...18°	1,28...1,30
III	Розпушування стрічок льону	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Трактор кл. 0,9</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; margin-left: 20px;">ВП-3</div>	+	+
<i>Показники на виході</i>			17°...19°	1,29...1,30
IV	Підбирання стрічки льону і формування рулонів	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Трактор кл. 0,9</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; margin-left: 20px;">ПРП-1,6 ПРЛ-1</div>	+	+
<i>Показники на виході</i>			19°...29°	1,30...1,33

Рис. 1. Технологічна схема збирання льону за комбайновою технологією

Етапи	Операції	Склад агрегату	Вплив на показники якості: (+) – зростання розтягнутості і перекосу; (-) – відсутність впливу	
			перекіс	розтягнутість
I	Брання льону	Трактор кл. 1,4 — ТЛН-1,5 ТЛН-1,9	+	+
	Очіс насінневих корбочок			
<i>Показники на виході</i>			12°...14°	1,25...1,27
II	Підбирання стрічок льону та очіс насінневих корбочок	Трактор кл. 0,9 — ЛПЛ-1,5	+	+
	Перевертання стрічки			
	Розстилення стрічки на полі			
<i>Показники на виході</i>			15°...18°	1,26...1,29
II	Обертання стрічок льону	Трактор кл. 0,9 — ОСН-1 ОСН-1А	+	+
<i>Показники на виході</i>			17°...20°	1,28...1,30
V	Розпушування стрічки	Трактор кл. 0,9 — В-1 ВП-3	+	+
<i>Показники на виході</i>			18°...20°	1,29...1,32
v	Підбирання стрічки льону та формування її в рулони	Трактор кл. 1,4 — ПРП-1,6 ПРЛ-1	+	+
<i>Показники на виході</i>			20°...22°	1,32...1,33

Рис. 2. Технологічна схема збирання льону за роздільною технологією

З рис. 1–3 видно, що показник розтягнутості стрічки зростає після виконання кожної операції збирання льону, що є підставою погіршення якості процесу його первинної переробки. З метою зменшення розтягнутості виникає потреба у додатковій операції – підрівнюванні стрічок льону.

Ефективність підрівнювання стрічки льону за умови здійснення її на цих етапах буде незначною через те, що при виконанні етапів III, IV (рис. 1), IV, V (рис. 2) і II, III, IV (рис. 3) розтягнутість знову зростає. Тому пропонуємо ввести виконання операції підрівнювання на останньому етапі збиральних робіт і з цією метою встановити підрівнюючий пристрій, який складається з механізму струшування і механізму підбивання на підбираючому транспортері прес-підбирача ПРП-1,6 [7]. Технологічна схема збирання льону за адаптованою технологією з використанням операції підрівнювання представлена на рис. 4.

Етапи	Операції	Склад агрегату	Вплив на показники якості: (+) – зростання розтягнутості і перекосу; (-) – відсутність впливу	
			перекіс	розтягнутість
I	Брання льону	Трактор кл. 1,4 — ТЛН-1,5 ТЛН-1,9 [30% площ]	+	+
	Брання льону	Трактор кл. 1,4	+	+
	Транспортування стрічки		-	-
	Очіс насінневих коробочок	ЛК-4А ЛК-4У «Русь»	-	-
	Транспортування вороху		-	-
	Транспортування очісаних стебел	2ПТ-4887А	+	+
	Розстилення стрічки	[70% площ]	+	+
<i>Показники на виході</i>			див. рис. 1, 2	
II	Обертання стрічок льону та очіс	Трактор кл. 0,9 — ПОЛ-1,5 ЛПЛ-1,5 [30% площ]	+	+
<i>Показники на виході</i>			15°...18°	1,26...1,29
III	Розпушування стрічок льону	Трактор кл. 0,9 — В-1 ВП-3 [всі площі]	+	+
<i>Показники на виході</i>			16°...19°	1,26...1,29
IV	Підбирання стрічки льону та формування у рулони	Трактор кл. 1,4 — ПРП-1,6 ПРЛ-1 [всі площі]	+	+
<i>Показники на виході</i>			20°...21°	1,30...1,31

Рис. 3. Технологічна схема збирання льону за адаптованою технологією

Як видно з рис. 4, під час підбирання з одночасним підрівнюванням (з використанням спеціального пристрою) розтягнутість стебел у стрічці суттєво зменшується. Крім того, проведені експериментальні дослідження розробленого пристрою показали, що підрівнювання стрічки льону на останньому етапі збиральних робіт дає змогу досягти зменшення розтягнутості стрічки льону майже на 10% та кут перекосу стебел на 11% [8].


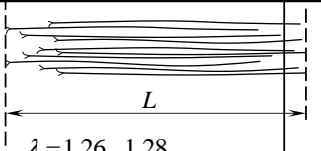
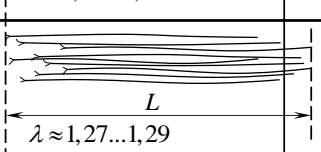
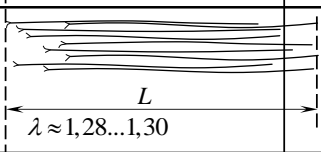
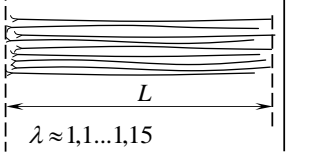
ОПЕРАЦІЇ			
30% площі	Брання з розстилом	Трактор кл. 1,4 ТЛН-1,5 ТЛН-1,9	
70% площі	Брання, транспортування, очіс, розстилення стрічки	Трактор кл. 1,4 ЛК-4А ЛК-4У «Русь»	
30% площі	Обертання з очосом	Трактор кл. 0,9 ПОЛ-1,5 ЛПЛ-1,5	
100% площі	Обертання або обертання з розпушуванням	Трактор кл. 0,9 ОСН-1 ОСН-1А	
100% площі	Підбирання стрічки, транспортування з підрівнюванням, формування рулонів	Трактор кл. 1,4 ПРП-1,6 з пристроєм для підрівнювання	

Рис. 4. Технологічна схема збирання льону за адаптованою технологією з операцією підрівнювання стрічки

Висновки: Підрівнювання стрічки льону найбільш доцільно виконувати на завершальному етапі збиральних робіт, тобто безпосередньо перед формуванням рулонів. З огляду на це найбільш ефективно для цього використовувати льонозбиральний агрегат, який складається з підбирача, оснащеного підрівнюючим пристроєм, і преса для формування рулонів льону.

Література

1. Толстущко М.М. Обґрунтування параметрів і режиму роботи підрівнювача–розстилача стрічки стебел льону: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11/ М.М. Толстущко. – Луцьк, 2004. – 229 с.

2. Смирнов Н.А. Результаты полевых испытаний принудительного расстила ленты в машинах костромского комплекса для раздельной уборки льна/ Н.А. Смирнов, А.Н. Зинцов, В.Н. Соколов// Высокоэффективные технологии производства и переработки льна. Материалы международной научно–практической конференции. – Вологда: ЦНИИКАЛП, 2002. – С. 226–231.

3. А. с. 1044237 СССР, МКИ А 01 D 45/06. Выравниватель стеблей льна / А.И. Бродман, М.М. Ковалев, И.П. Сергеев, Г.А. Хайлис (СССР). – №3463268/30; заявл. 05.07.82; опубл. 30.09.83, Бюл. №36.

4. А. с. 202616 СССР, МКИ А 01 D 45/06. Выравниватель стеблей льна / В.Г. Черников, И.Ф. Дворниченко, В.И. Глухов, В.А. Орышака, В.И. Корягин, Н.Н. Семенов (СССР). – №1091073/30; заявл. 19.07.66; опубл. 14.09.67, Бюл. №19.

5. А. с. 635913 СССР, МКИ А 01 D 45/06. Выравниватель стеблей льна / В.М. Луценко, А.И. Бродман, В.Е. Логинов (СССР). – №2476542/30; заявл. 14.04.77; опубл. 05.12.78, Бюл. №45.

6. Конохов В.Ю. Механико–технологические основы подбора и подравнивания стебельной ленты: автореф. дисс. на соиск. науч. ст. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / В.Ю. Конохов. – М., 2007. – 24 с.

7. Пуць В.С. Обґрунтування технологічного процесу та параметрів пристрою для підрівнювання стрічки стебел льону: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11/ В.С. Пуць. – Луцьк, 2009. – 233 с.

8. Пуць В.С. Результати польових випробувань підбирача з пристроєм для підрівнювання стебел льону/ В.С. Пуць, М.М. Іванкевич// Сільськогосподарські машини. – Луцьк: ЛНТУ. – 2009. – С. 292–298.

Рецензент д.т.н., проф. О.О.Налобіна

УДК 631.355.072/1

© О.І. Ракул

Миколаївський державний аграрний університет

ОГЛЯД ТЕХНОЛОГІЧНИХ СХЕМ І ТЕХНОЛОГІЙ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ

Проведено аналіз існуючих вітчизняних і закордонних технологій механізованого збирання кукурудзи. Визначені загальні технологічні операції під час проведення збиральних робіт. Встановлені основні причини втрат біологічного врожаю.

ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА, КУКУРУДЗА, РОБОЧІ ОРГАНИ, ВТРАТИ, ВРОЖАЙ.

Постановка проблеми. Збирання врожаю – це заключна операція в цілому технологічному циклі вирощування кукурудзи на зерно. Вона підводить підсумок всьому комплексу попередніх робіт з оптимального вибору сортів, підготовки насіння, обробітку ґрунту, посіву та догляду за рослинами. Разом з тим це найбільш складний та трудомісткий комплекс робіт, який потребує залучення значної кількості мобільних і стаціонарних агрегатів, транспортних засобів, а також людських ресурсів. Значущість даної операції обґрунтовує необхідність постійного вдосконалення технологій збирання та технічних засобів для її реалізації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботах видатних вчених основна увага приділена теоретичному обґрунтуванню протягування стебел, відокремленню качанів, а також вивченню розмірно-масових характеристик і фізико-механічних властивостей рослини кукурудзи. Проте до теперішнього часу не досліджена проблема оптимального вибору технологій збирання кукурудзи та не встановлені основні причини втрат біологічного врожаю під час використання різних технологічних схем збирання.

Метою роботи є аналіз існуючих вітчизняних і закордонних технологій механізованого збирання кукурудзи та визначення основних причин втрати біологічного врожаю.

Результати досліджень. Кукурудзу на зерно збирають у стадії повної стиглості при вологості зерна в качанах 15–25 %. На сьогоднішній день існує дві основні технологічні схеми збирання кукурудзи на зерно [1, 2] кожна з яких передбачає декілька різновидів технологій, які представлені на рис. 1.



Рис. 1. Функціональна схема існуючих моделей технологічного процесу збирання кукурудзи на зерно: → вітчизняна технологічна схема; - -> західна технологічна схема

До першої технологічної схеми належить збирання кукурудзи в качанах з очищенням їх від обгортки або без, з подальшим очищенням і обмолотом на стаціонарних апаратах. Збирання врожаю за такого способу здійснюється спеціальними кукуруддозбиральними комбайнами та передбачає виконання таких технологічних операцій: захоплення стебел, зрізування стебел; відокремлення качанів від стебел; очищення качанів від обгорток або без очищення; подрібнення листостеблової маси; збирання листостеблової маси в транспортний засіб або розкидання її по поверхні поля.

До другої технологічної схеми належить збирання кукурудзи з обмолотом качанів, що виконується кукуруддозбиральними або зернозбиральними комбайнами обладнаними спеціальними кукуруддозбиральними приставками. Даний спосіб передбачає виконання таких же самих технологічних операцій, як і попередня технологічна схема, тільки після відокремлення качани підлягають обмолоту, а очищене зерно збирається в бункер.

Технологія, яка передбачає збирання зернової частини врожаю з одночасним розкиданням подрібненої листостеблової маси по поверхні поля для подальшого заорювання в ґрунт або залишенням не зрізаних стебел після відокремлення качанів на полі, широко використовується в США, Китаї, країнах ЄС, Бразилії та багатьох інших аграрних країнах.

В Україні, як і в країнах СНД, набула широкого поширення технологія, яка передбачає збирання всього біологічного врожаю кукурудзи, що пов'язано з використанням вітчизняними аграріями листостеблової маси в якості корму для тварин.

Технологічний процес збирання кукурудзи на зерно характеризується дуже великими витратами праці, а також складністю та неоднорідністю технологічних операцій, з яких він складається – відсутність простого лінійного окремо визначеного зв'язку, який би пов'язував дані технологічні операції [3].

Не залежно від технологічної схеми та технології збирання кукурудзи на зерно до складу кукуруддозбиральних агрегатів загалом входять робочі органи, що запозичені з інших машин (рис. 2). Так барабанний подрібнювальний апарат скопійований з силосозбирального комбайна, а подрібнювальний пристрій не що інше, як ротаційно–дисковий різальний апарат, який застосовується у машинах для заготівлі кормів [2]. При цьому технологічний процес роботи приставок для збирання кукурудзи на зерно заснований на робочих органах зернозбирального комбайну, а в основу роботи

транспортуючих робочих органів взагалі покладений однаковий принцип дії для всіх машин.



Рис. 2. Функціональна схема різних варіантів компоновки кукурудозбиральної машини: → вітчизняна технологічна схема; - → західна технологічна схема

До специфічних робочих органів кукурудозбиральних машин належать качановідокремлювальний та качаноочисний апарати, що не мають аналогів серед інших основних робочих органів сільськогосподарських машин. Як що качаноочисний апарат використовується тільки на спеціальних кукурудозбиральних комбайнах, під час збирання кукурудзи в качанах з їх очищенням від обгортки, або на стаціонарних качаноочисних апаратах під час збирання кукурудзи без очищення качанів, то без качановідокремлювального апарата механізоване збирання кукурудзи

на зерно взагалі не можливе. До того ж велика кількість операцій, які передбачені технологічним процесом його роботи, суттєво вирізняє його серед інших робочих органів. Так качановідокремлювальний апарат повинен захоплювати стебла, протягнути їх між вальцями, відокремлювати качани і транспортувати їх до наступного механізму. При цьому в деяких сучасних зразках західної техніки качановідокремлювальний апарат виконує ще й функцію подрібнення листостеблової маси та розкидання її по поверхні поля.

В значній мірі втрати врожаю кукурудзи при механізованому збиранні виникають рахунок фізико-механічних та біологічних особливостей рослин [4]. При цьому неможливо створити комбайн, який був би універсальним для всіх сортів кукурудзи та забезпечував повне та якісне збирання врожаю.

В значній мірі втрати біологічного врожаю кукурудзи виникають внаслідок:

- не одночасного дозрівання зерна на території поля, що призводить до підвищення втрат качанами з недозрілим зерном, які розплющуються робочими органами качановідокремлювального апарата;

- наявності качанів, які за діаметром не відрізняються або мало відрізняються від стебел, що призводить до підвищення втрат вільним зерном яке вилущується або розплющується робочими органами качановідокремлювального апарата;

- наявності полеглих рослин, що призводить до збільшення втрат качанами прикріпленими до стебел, які не потрапляючи до руслу кукурудзозбирального комбайну притискаються його мисами до ґрунту та залишаються на полі;

- наявності низько прикріплених до стебла качанів, а також підвищеної їх пониклості, що призводить до підвищення втрат качанами, які розплющуються або перерізаються робочими органами качановідокремлювального апарата;

- наявності слабо прикріпленого на стрижні качана зерна, що призводить до підвищення втрат вільним зерном, яке легко вилущується з качана навіть при слабкій дії на нього робочих органів качановідокремлювального апарата;

- відхилення рослин від прямолінійності в рядках, що призводить до підвищення втрат качанами прикріпленими до стебел, які не потрапляючи до русла збиральної машини ламаються або викорчовуються мисами та залишаються на полі;

– затягування строків збиральних робіт, що призводить до недобору врожаю внаслідок збільшення рівня полеглих рослин і пониклості качанів.

Висновки. На підставі аналізу існуючих технологічних схем і технологій збирання кукурудзи на зерно, а також можливих причин втрат біологічного врожаю можна стверджувати, що першою та найбільш складною, з погляду технологічного забезпечення, є операція відокремлення качанів від стебел. Таким чином одним з основних робочих органів існуючих зразків кукурудзозбиральних машин, що в значній мірі визначає якісні та кількісні показники їх роботи, є качановідокремлювальний апарат. Від його роботи залежать як продуктивність, працездатність, так і показники якості роботи машини в цілому. На ряду зі значною кількістю вдосконалень качановідокремлювальних апаратів в літературних джерелах відсутнє обґрунтування їх технологічних і кінематичних параметрів. Тому в подальших наукових дослідженнях бачиться доцільним проведення роботи в цьому напрямку.

Література

1. Шатилов, К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
2. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
3. Бондаренко О.В. Результати експериментальних досліджень відокремлення качанів качановідокремлювальних апаратом / О.В. Бондаренко, О.І. Ракул // Збірник науково-методичних праць, Випуск 14, «Аграрна освіта», Київ 2008. – С. 150–154.
4. Кукурудзозбиральні комбайни: теоретичні основи, конструкція, проектування: навч. посіб. / К.І. Шмат, О.С. Самарін, Є.І. Бондарев, О.В. Мигальов; М–во освіти і науки України, Херсон. держ. техн. ун–т. – Херсон: Олді-плюс, 2003. – 139 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.І. Бутаков

УДК 631.371

© В.В. Сацюк, к.т.н.; В.Ю. Боярчук
Луцький національний технічний університет

СОНЯЧНА КОНВЕКТИВНА СУШАРКА

У статті наведено конструкцію конвективної сушарки із повітряним сонячним тепловим колектором. Проведено розрахунок ефективності використання сонячних теплових колекторів у порівнянні із активним вентиляванням без підігріву повітря.

СУШАРКА, ТЕПЛО, КОЛЕКТОР, СОНЦЕ, ЕФЕКТИВНІСТЬ.

Постановка проблеми. Постійне підвищення цін на енергоносії посилює пошуки альтернативних джерел енергії, особливо таких, що відновлюються, не забруднюють атмосферу та не залежать від політичного клімату.

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчать про те, що перспективи використання сонячної енергії в різних галузях народного господарства досліджувались вченими [1], але ряд питань, щодо застосування сонячних конвективних сушарок із сонячними тепловими колекторами у сільському господарстві є не вивченими.

Метою роботи є розробка конструкції конвективної сушарки сільськогосподарських матеріалів із повітряним сонячним тепловим колектором.

Результати досліджень. Географічне розташування України та її економічний стан дають можливість використовувати сонячну енергію, зокрема для сушіння сільськогосподарської продукції.

Розроблена функціональна схема універсальної сонячної конвективно-радіаційної сушарки для сільськогосподарської продукції (рис.1). Дана сушарка складається з: 1 – повітряного сонячного теплового колектора, 2 – радіаційно-конвективної сушильної камери, в яку закладається осушуваний матеріал 5; 3 – газо-повітряного, водо-повітряного, або електро-повітряного калорифера; 4 – вентиляторної установки; 6 – світлопрозорого покриття; 7 – теплової ізоляції.

Основним елементом сонячних низькотемпературних систем є конструктивно простий перетворювач сонячної енергії в теплову – сонячний тепловий колектор.

Розроблено конструкцію та виготовлено дослідний зразок сонячного теплового колектора для сушіння сільськогосподарської продукції (рис 2). Сонячний тепловий колектор представляє собою циліндричну конструкцію (рис.2) із теплоізоляцією знизу,

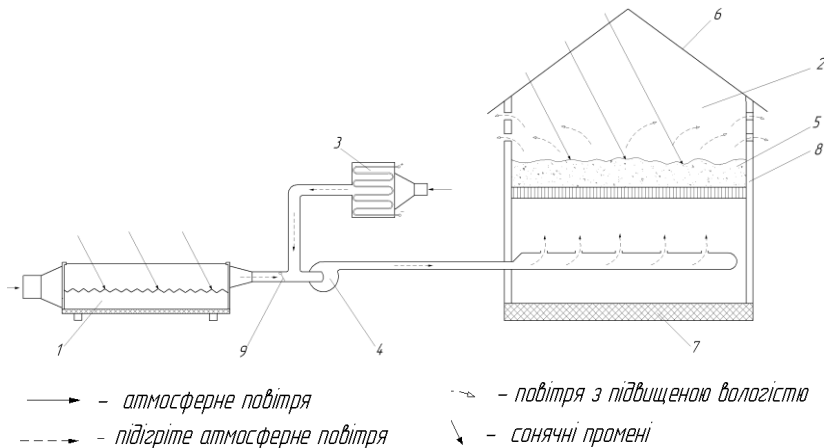


Рис. 1. Функціональна схема сонячної конвективної сушарки: 1—повітряний сонячний тепловий колектор; 2— радіаційно-конвективна сушильна камера; 3—калорифер; 4—вентиляторна установка; 5—осушуване тіло (зерно); 6—прозоре покриття; 7 — теплова ізоляція; 8—світловідбиваюче покриття; 9—перекидний клапан

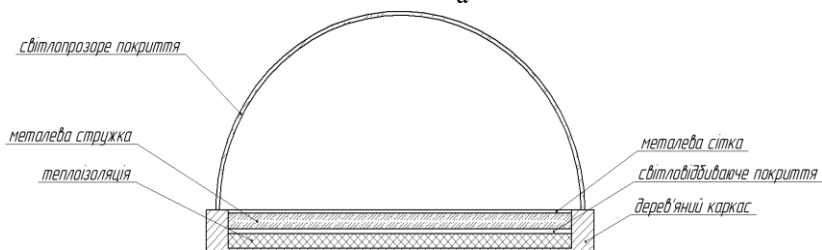
світлопрозорим покриттям зверху та поглинаючим елементом між ними. Теплова ізоляція (пінопласт, мінвата) товщиною 50 – 100 мм, з коефіцієнтом теплопровідності $\alpha < 0,5$ вкладається в нижній частині корпусу та покривається світловідбиваючим покриттям.

В якості поглинаючого елемента використовується чорна металева стружка, оскільки вона має високу тепловіддачу, високе значення степені чорноти, а також в шарі стружки наявна велика кількість повітряних прошарків, через які нагріваючись проходить повітря. Для фіксації та рівномірного розподілу стружки у сонячному колекторі застосовується металева сітка.

Повітряний сонячний тепловий колектор працює наступним чином. Сонячне короткохвильове електромагнітне випромінювання практично без втрат (до 5%) проходить через світлопрозоре верхнє покриття колектора і попадає на поглинаючий елемент (металеву стружку). В свою чергу в поглинаючому елементі сонячна енергія перетворюється в довгохвильове електромагнітне випромінювання в інфрачервоному спектрі, для якого верхнє прозоре покриття стає непрозорим. Повітря, яке проходить вздовж поглинаючого елемента, підігрівається і подається за допомогою вентилятора в сушильну камеру.



а



б

Рис. 2. Сонячний тепловий колектор: а – загальний вигляд; б – схема колектора

Окрім цього верхнє покриття в сушильній камері виготовлено із прозорого матеріалу, а стінки із світловідбиваючого матеріалу. Це сприяє тому, що осушуваний матеріал додатково нагрівається і осушується прямими сонячними променями. Підігріте в колекторі повітря проходить через осушуваний матеріал, зволожується і викидається в оточуюче середовище.

У випадках, коли сонячна енергія відсутня, в конструкції передбачений перекидний клапан 9 (рис.1), який перекриває повітропровід від сонячного теплового колектора і відкриває повітропровід від калорифера. Повітря підігрівається в калорифері і вентилятором подається в сушильну камеру. У випадку коли калорифер вимкнений, або взагалі відсутній здійснюється активне вентильовання.

Для визначення ефективності використання сонячних теплових колекторів для підігріву повітря перед сушильною камерою скористаємося h d -діаграмою (рис. 3)

h кДж/кг 60 70

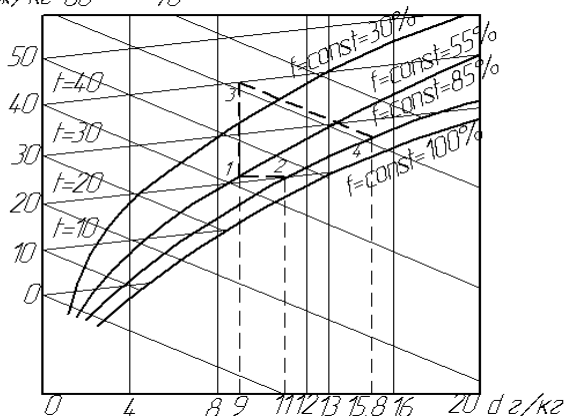


Рис. 3. Зображення процесів сушіння на h d -діаграмі

Процес сушіння за рахунок активного вентилявання без використання сонячного теплового колектора описується на h d -діаграмі лінією 1–2 (тобто 1 кг повітря з температурою оточуючого середовища 22 °С і $f=55\%$ забирає з осушуваного матеріалу 2 г водяної пари). Процес сушіння у комбінованій сонячній конвективній сушарці на h d -діаграмі описується: прямою 1–3, що відповідає підігріву повітря у сонячному тепловому колекторі, лінією 3–4, що відповідає випаровуванню вологи з матеріалу (одним кг повітря випаровується з тіла 6,8 г вологи).

Висновки. Використання конвективних сушарок із повітряним сонячним тепловим колектором дозволить 3,4 рази збільшити швидкість осушення сільськогосподарських матеріалів в порівнянні з активним вентиляванням без підігріву повітря.

Література

1. Драганов Б. Х. Использование возобновляющихся и вторичных энергоресурсов в сельском хозяйстве. – Киев: Выща школа, 1988. – 54с.
2. Соколов Е. Я., Бородянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергия, 1981. – 315с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.35

© Д.Е. Селезньов
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ОЧІСУВАЛЬНИХ АПАРАТІВ

У статті проведений аналіз існуючих конструкцій очісувальних апаратів льонозбиральної техніки та приведена їхня класифікація за принципом дії на стебла та їх конструктивними особливостями.

ЛЬОН, СТЕБЛА, ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ, ОЧІСУВАЛЬНИЙ АПАРАТ, КОНСТРУКЦІЯ.

Постановка проблеми. В ході збиральних робіт у льонарстві застосовується технологічний процес очісування насінневих коробочок. Технологічний процес очісування передбачає виконання послідовних впливів механізмів очісувальних апаратів на насінневі коробочки з метою їхнього відриву від стебел і руйнування.

Процес очосу складається з декількох послідовних елементарних операцій: поділ шару стебел на елементарні полоси; ущільнення стебел; розчісування стебел і відрив насінневих коробочок від них; транспортування насіння, коробочок, обривків стебел.

Очісувальний апарат повинен забезпечити чистоту очосу (видалення насіння) не менш ніж 99%; пошкодження стебел не повинні перевищувати 5%.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Процес очосу, який застосовується не лише у льонарстві, являє неабиякий інтерес для вивчення. Вперше до питання впровадження існуючих методів очосу звернувся Л. Родіонов. Робота очісувальних апаратів досліджувалась Г. Хайлісом [1], П. Сторцем [2], П. Прибитковим [3], В. Черніковим [4], О. Налобіною [5,6].

Але науковий напрямок розробки нових очісувальних апаратів і технологій, що базується на їхньому застосуванні є багатограним і перспективним. Тому робота, спрямована на аналіз існуючих конструкцій очісувальних апаратів, є актуальною для подальшого розвитку теорії процесу очосу.

Мета дослідження. Виконати аналіз конструктивних схем очісувальних апаратів з метою виявлення недоліків існуючих конструкцій та окреслення можливих напрямків їхнього удосконалення.

Результати дослідження. У льонозбиральних машинах використовують різноманітні пристрої для відокремлення насіннєвих коробочок від стебел льону, які різняться між собою за принципом впливу на них. Це: плющильні, очісувальні, а також комбіновані апарати.

До плющильних відносять вальцеві та клавшні апарати; до очісувальних – апарати барабанного типу, гребінкові, щілеві та бітерні апарати; до комбінованих – вальцеві–гребінкові та вальцеві–бітерні апарати.

Оскільки в умовах високої вологості та неоднорідності в дозріванні маси стебел льону здійснювати процес плющення проблематично, то більш раціональним для відділення насіннєвої частини урожаю від стебел буде використання способу очісування. З цією метою використовуються очісувальні апарати різного типу і конструкції, які за принципом дії на стебла, конструктивними особливостями і іншими можна розділити на групи. Класифікація апаратів представлена на рис. 1.

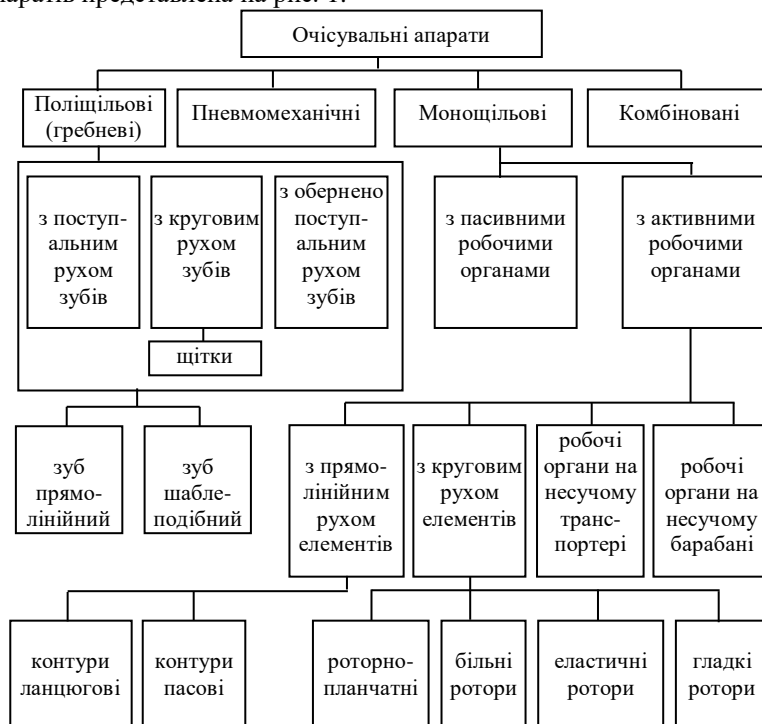


Рис.1. Класифікація очісувальних апаратів

Також очісувальні апарати можна класифікувати за методом відриву насінневих коробочок від стебел.

Класифікація методів представлена на рис. 2.

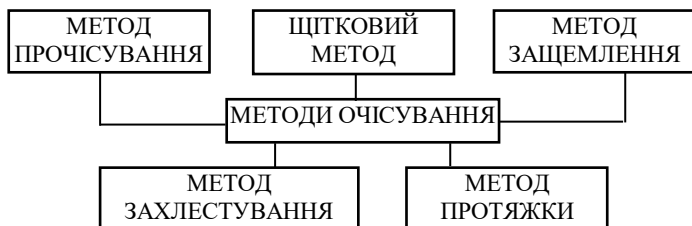


Рис.2. Класифікація методів очісування

Очісувальні апарати бувають одно- та двохбарабанні. Однобарабанні встановлені в льонокомбайнах ЛК-7, ЛК-5, ЛК-4М, ЛК-4Т, ЛКВ-4Т, ЛК-4А, у льонопідбирачах ЛОУ-1, «CLUZ» (Чехословаччина), у льономолотарках «Demon» (Бельгія).

Найбільш поширеними є однобарабанні очісувальні апарати з круговим поступальним рухом гребенів (рис. 3) включають затискний транспортер 1, барабан 2 який встановлений під кутом або паралельно до нього, механізм 3 за допомогою якого зуби гребенів 4 здійснюють кругові рухи не змінюючи свого положення в просторі.

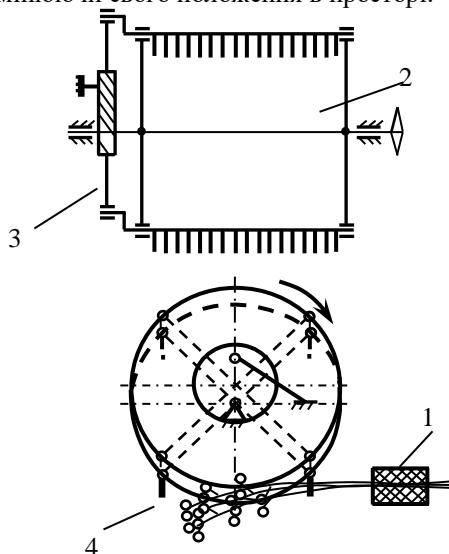


Рис.3. Однобарабанний гребеневий апарат: 1–затискний транспортер; 2–барабан; 3–механізм приводу; 4–гребені

Серед позитивних сторін даного апарата можна відмітити простоту конструкції, надійність, а також можливість очісувати масу стебел льону практично будь-якої стиглості та вологості. Серед негативних – надмірні пошкодження та відхід стебел в плутанину.

В такій самій мірі дані недоліки успадкував і двобарабанный гребеневий апарат (рис.4). До позитивних сторін даного апарата можна віднести технологічну надійність та відносно високу повноту виділення продуктів очісування із снопів.

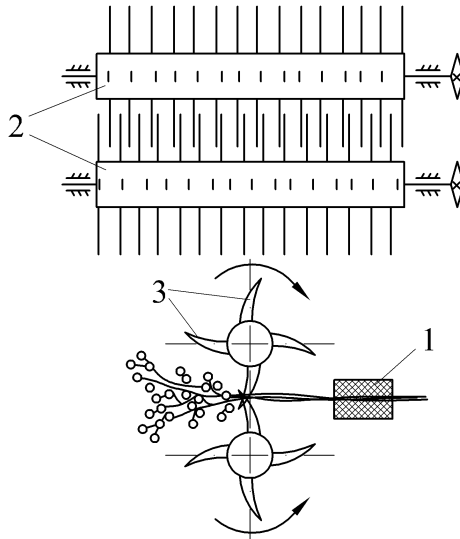


Рис.4. Двобарабанный гребеневий апарат: 1 – затискний транспортер, 2 – барабан, 3 –зуби

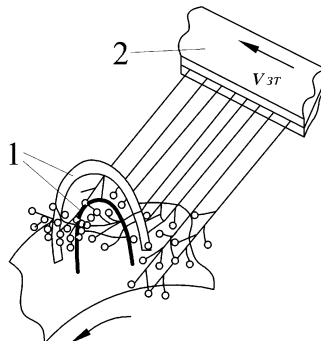


Рис.5. Очісувачий апарат, що працює за принципом захлестування: 1 – зуби-рамки, 2 – затискний транспортер

Відомими також є апарати, які працюють за методом захлестування. Схема такого апарата наведена на рис. 5.

Переваги даного апарата: порівняно незначні енергозатрати на процес очісування та значне зниження руйнування насіння. Враховуючи особливості будови льону використання даного апарата для його очісування неможливе.

На рис. 6 представлена схема апарата роторно-ударного типу.

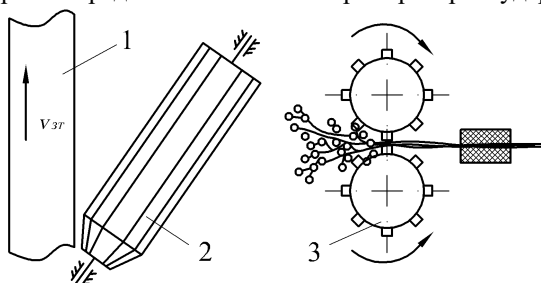


Рис. 6. Апарат роторно-ударного типу: 1 – затискний транспортер, 2 – циліндричний ротор, 3 – бич

Переваги даного апарата це простота конструкції і невисока енергоємність процесу. До недоліків можна віднести високу залежність чистоти очісування і повноти виділення продуктів очісування від вологості льняної маси і від способу її подачі. Також складність виникає при збиранні продуктів очісування.

Практично ідентичний до роторно-ударних апаратів – роторно-планчатний очісуючий апарат (рис. 7), який відрізняється тим, що в якості робочої поверхні замість циліндричних труб-дисків використовуються несучі бичі, що призводить лише до зменшення металомісткості конструкції, в повній мірі унаслідував переваги і недоліки сторони попереднього апарата.

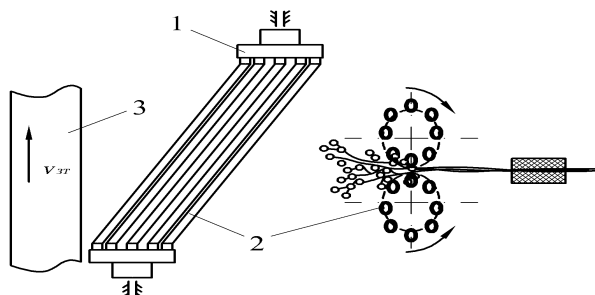


Рис. 7. Апарат роторно-планчатного типу: 1 – барабан, 2 – планка, 3 – затискний транспортер

Схема очісуючих апаратів, що працюють методом волочіння показана на рис. 8.

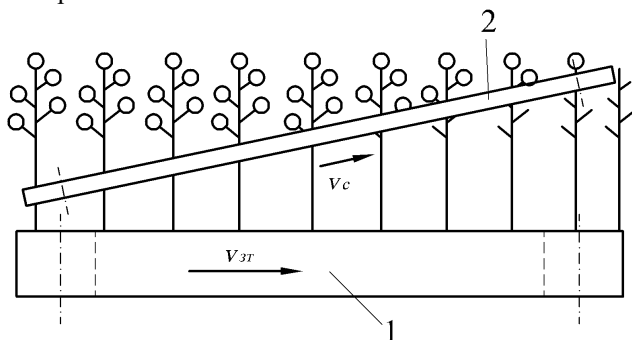


Рис. 8. Очісуючий апарат, що працює за принципом волочіння: 1 – затискний транспортер, 2 – ремінь

Перевага апаратів даного типу полягає в тому, що в них відсутнє очісування шару, внаслідок чого при неправильній орієнтації стебел відносно робочих органів не відбудеться утворення плутанини. Недоліки даного апарата: низька продуктивність, залежність якості продуктів очісування від продуктивності, а складності збору від подачі.

Динамічний монощільовий очісуючий апарат, представлений на рис. 9, 10 працює за методом защемлення.

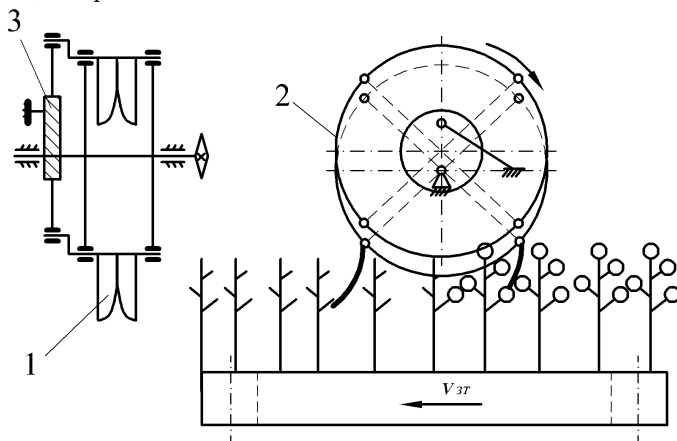


Рис. 9. Динамічний монощільовий очісуючий апарат: 1 – лопатки, 2 – барабан, 3 – паралелограмний механізм

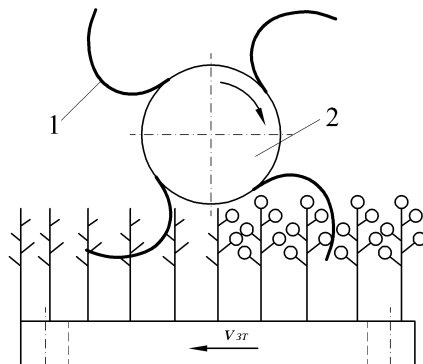


Рис. 10. Динамічний монощільовий очісуючий апарат: 1 – лопатки, 2 – циліндрична поверхня

Серед позитивних сторін даного апарата є те, що насіннєві коробочки відриваються, не доходячи до очісуючої щілини, і не руйнуються, а також те, що робочі органи не входять в стебла, що знижує їх пошкодження і відхід в плутанину. Основний недолік апаратів даного типу, це значні втрати насіннєвої частини урожаю, особливо зі збільшенням вологості.

Висновки. Аналіз відомих схем очісуючих апаратів показав, що жодна з них не забезпечує у повній мірі виконання агротехнічних вимог до виконання технологічного процесу очосу.

З метою покращення показників якості та ефективності процесу очосу льону необхідно вирішити наступну задачу: розробити та обґрунтувати параметри очісувального апарата, який би забезпечував руйнування насіннєвих коробочок різної вологості з метою виділення з них насіння; чистоту очосу не менше 99%, втрати насіння не більше 5%, пошкодження стебел не більше 5% при незначних енерговтратах на здійснення процесу.

Література

1. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985–232с., ил.
2. Сторц П.А. Исследования рабочих органов льнокомбайна ЛК-7 с целью увеличения его производительности. Кандидатская диссертация. : Москва – МИМЭСХ, 1952.
3. Прибытков П.Ф. Исследование рабочего процесса очесывающего аппарата льнокомбайна ЛК-7. Записки Ленинградского сельскохозяйственного института, том. 85, 1961.

4. Черников В.Г., Порфирьев С.Г., Ростовцев Р.А. Очищающие аппараты льноуборочных машин (теория, конструкция, расчет): Монография. – М.: Издательство ВИМ, 2004. – 240 с.

5. Налобіна О.О. Льноозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації). – Луцьк: ЛДТУ, 2006. – 208 с.

6. Налобіна О.О. Аналіз процесу транспортування вороху в льнокомбайні. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Вип. 7. – Луцьк: Ред. вид. Відділ ЛДТУ, 2000.

Рецензент д.т.н., проф. Н.О. Налобіна

УДК 631.338:633.28

© Я.В.Семен, к.т.н.; З.О. Гошко, к.т.н.
Львівський національний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ КОРПУСА ПЛУГА

У статті запропонована методика та відображені результати досліджень пружних елементів з лінійною та нелінійною характеристиками. Обґрунтовано вибір пружини для створення примусової вібрації корпусу плуга під час його взаємодії з ґрунтом.

ЖОРСТКІСТЬ, ПРУЖНІСТЬ, ПІДВІСКА, КОРПУС, ПЛУГ.

Постановка проблеми. Одним із напрямків підвищення технологічного рівня орних агрегатів є впровадження робочих органів, які б забезпечили зменшення енергоємності процесу з одночасним підвищенням ефективності перекидання і подрібнення пласта, заорювання поживних решток. Перспективним, з цієї точки зору, є використання вібраційного коливного впливу на шар виорюваного пласта, причому без наявності примусової вібрації робочих органів від зовнішнього джерела. Такий підхід обумовлений тим, що загальні витрати енергії на переміщення агрегату і створення вібрації можуть перевищувати витрати енергії, необхідної для роботи без вібрації. Очевидно, що зниження тягового опору і покращення якості обробітку ґрунту під час оранки можливі, якщо робочі органи плуга будуть закріплені за допомогою пружного елемента. При цьому корпус плуга коливатиметься завдяки нерівномірності опору ґрунту. В реальних

умовах в якості пружного елемента слід використати пружину постійної або змінної жорсткості, встановлення параметрів якої для конкретних ґрунтово-кліматичних умов повинно базуватись на експериментальних дослідженнях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вибір оптимального значення жорсткості пружини залежить від багатьох чинників, зокрема питомого опору, вологості та твердості ґрунту, швидкості руху орного агрегату, глибини обробітку, умовами роботи і тому конкретні рекомендації окремих дослідників дещо різняться між собою [1]. У [1] автори пропонують для вибору раціональних параметрів пружного елемента конкретних ґрунтообробних машин проводити експерименти.

Чинна методика [1] базується на методі імітаційного моделювання з визначенням коефіцієнтів диференційованого рівняння силового зв'язку, коли забезпечується мінімум тягового опору робочого органу, що досягається внаслідок збігу частоти впливу з періодом сколювання ґрунту.

Мета дослідження – отримання залежностей, що описують роботу пружного елемента в процесі його навантаження збурювальним зусиллям та вибір типу пружного елемента підвіски корпусу плуга.

Виклад основного матеріалу. Під час оранки пружина, навантажена зусиллям від опору ґрунту, деформується, відхиляючи стовбу корпусу плуга від вертикального положення. Використовуваний пружний елемент характеризується коефіцієнтом жорсткості, зведеним до місця прикладання збурювальної сили. Визначальними факторами, від яких залежить даний коефіцієнт є діаметр пружини та дроту, з якого вона виготовлена та зусилля навантаження, яке можливе під час роботи корпусу плуга.

Для визначення жорсткості пружини використовувалась лабораторна установка (рис. 1), що складається із двох вертикальних балок, на яких змонтовані зрівноважені між собою мала 3 та велика 1 противаги, пов'язані відповідно із проградуйованим важелем 6 та гвинтом 10 через станину 8, в якій закріплювався досліджуваний пружний елемент 9.

Суть методики полягала у визначенні жорсткості пружини, послідовно навантажуючи її до повного стискання витків з наступним розвантаженням через заданий крок навантажувального зусилля.

Під час проведення досліджень система виводилась з рівноваги переміщенням повзуна 5 по важелю 6. За допомогою важеля гвинта 11 крутний момент передавався на гвинт 10, який переміщував плити станини 9, які, сходячись між собою, стискали пружину 8 до

повного зрівноваження системи. Коли система зрівноважилась, вимірювали переміщення (стискання) пружини для заданого навантаження.

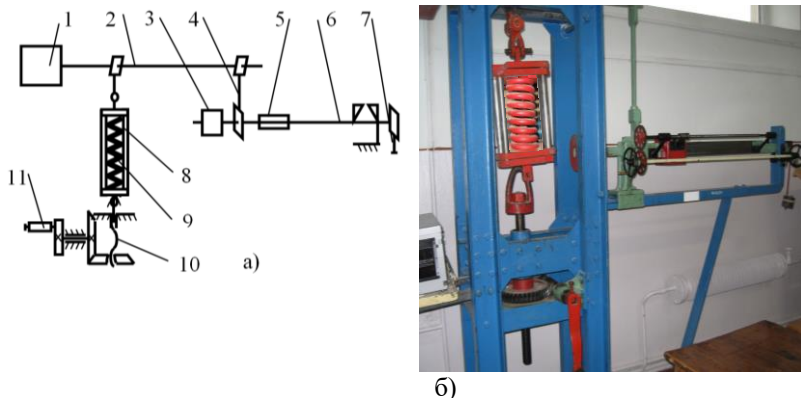


Рис. 1. Лабораторна установка для визначення жорсткості пружини підвіски корпусу плуга: а) схема: 1 – велика противага; 2, 6 – важіль; 3 – мала противага; 4 – тяга; 5 – повзун; 7 – терезотримач; 8 – станина; 9 – пружина; 10 – гвинт; 11 – важіль гвинта; б) загальний вигляд

За допомогою лабораторної установки створювались навантаження Q_1, Q_2, \dots, Q_n , у кожне наступне навантаження включали попередні навантаження і кожного разу вимірювали переміщення пружини.

За результатами експериментів для кожного навантаження Q_i отримували переміщення l_i пружини і таким чином розраховували середнє значення її жорсткості, закономірність якої визначається співвідношенням:

$$\tilde{N} = \sum_{i=1}^n Q_i / \sum_{i=1}^n l_i, \quad (1)$$

де Q_i, l_i – відповідно навантажувальне зусилля та переміщення пружини під час i -го вимірювання у досліді; n – число вимірювань досліді.

Досліди проводились для циліндричних пружин стиску з діаметром дроту 10, 12 та 14 мм у трикратній повторюваності.

На підставі проведених експериментальних досліджень окремих пружних елементів побудовано графіки (рис. 2) закономірностей зміни довжини пружини від прикладеного до неї вертикального (осьового) навантаження.

Як видно із наведених графіків, спостерігається лінійна закономірність зміни довжини від навантаження для циліндричних пружин стиску не залежно від їх діаметра. Разом з цим, за більшого діаметра пружини, необхідно створити більше навантаження для її переміщення.

Виконані дослідження дозволили визначити середню жорсткість циліндричних пружин стиску, скориставшись закономірністю (1). Так, для діаметра дроту пружини 10 мм $C_{(I)} = 219,697 \cdot 10^{-3}$ Н/м; для діаметра $d = 12$ мм – $C_{(II)} = 244,261 \cdot 10^{-3}$ Н/м; для діаметра $C_{(III)} = 269,724 \cdot 10^{-3}$ Н/м.

Конічна пружина (крива IV) під час навантаження має нелінійну характеристику (див. рис. 2) пружності.

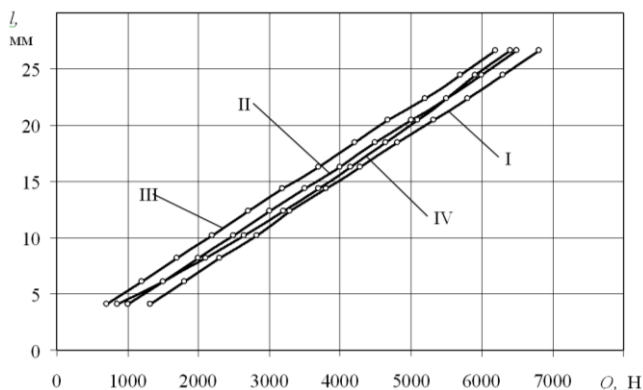


Рис. 2. Закономірність переміщення пружини під час стискування від прикладеного навантаження за діаметра дроту: 14 мм (I), 12 мм (II) та 10 мм (III) (циліндрична пружина) та 12 мм (IV) конічна пружина

Її жорсткість перебиває майже весь досліджуваний діапазон окремих циліндричних пружин. При цьому рівняння кривої IV має вигляд:

$$l = 0,2 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 0,0029 Q + 1,4499. \quad (2)$$

Вказана закономірність дозволяє проаналізувати роботу пружини під навантаженням і може слугувати для визначення конструктивно-технологічних параметрів пружної підвіски корпусу плуга в цілому. При цьому слід враховувати амплітудно-частотні характеристики системи «корпус плуга на пружній підвісці – ґрунт».

Очевидно, що для запропонованої конструкції кріплення стовби корпусу плуга до рами за допомогою пружної підвіски раціональніше використати конічну пружину змінної жорсткості.

Разом з цим, не виключається можливість одночасного застосування у вказаному кріпленні пружин з лінійною і нелінійною жорсткістю.

Висновки. Запропонована методика дослідження пружних елементів підвіски корпусів дозволила встановити жорсткісні характеристики циліндричних та конічних пружин. Для вказаного робочого вузла рекомендується конічна пружина, змінна жорсткість якої має досить широкий діапазон, що є особливо актуальним під час використання плуга в різних ґрунтово–кліматичних умовах.

Література

1. Кушнар'ов А.С., Рогач Ю.П., Дюжаєв В.П. Визначення ступеня нелінійності процесу взаємодії корпусу плуга на пружній підвісці з ґрунтом // Праці ТДАТА. – Вип. 19. – Мелітополь, 2004. – С. 17–18.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 633.52

© І.В. Тараймович, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕСУ ПЕРВИННОЇ ОБРОБКИ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

У статті досліджено вплив параметрів вихідного матеріалу та м'яльної частини МТА на ефективність первинної обробки стебел льону олійного із застосуванням математичного методу планування експерименту.

ОБРОБКА, ПРОЦЕС, СТЕБЛО, ЛЬОН ОЛІЙНИЙ.

Постановка проблеми. Льон (*Linum*) відноситься до числа давніх сільськогосподарських культур. В Європу льон був завезений з Єгипту. Ця культура вважається однією з найважливіших культур комплексного використання. Існує понад 200 видів льону, в Україні вирощується 29, серед них і льон олійний [1–3].

Аналіз останніх публікацій та досліджень. В Україні олійний льон є споконвічною культурою, яку було невинувато забуто через соціально–політичні процеси, які відбувалися у нашій державі протягом століть. Сьогодні олійний льон повертається в Україну. Спостерігається тенденція стрімкого збільшення його посівних площ,

проте, на превеликий жаль, таку цінну культуру, як олійний льон, промисловість використовує не повною мірою. В найбільш успішних районах України збирають по 9 – 10 ц/га, а в господарствах – 12 – 15 ц/га [4–5].

В загальному основні ознаки груп льону олійного у порівнянні з льоном–довгунцем представлені у таблиці 1 [5].

Таблиця 1. Основні ознаки груп льону олійного у порівнянні з льоном–довгунцем

Ознаки	Межеумок	Кучерявець	Довгунець
Маса 1000 насіння, г	до 6	до 8	до 5,5
Вміст олії в насінні, %	до 42	до 45	до 39
Гілкування стебла	менше	сильне	не галузиться
Стебел на рослині, шт.	1–2	4–5	1
Плодів на рослині, шт.	15–20	30–60	5–10
Висота рослин, см	50–75	30–50	70–125

Солома і насіння льону олійного має досить широкий спектр використання у багатьох галузях промисловості країн світу. Враховуючи світовий досвід використання соломи льону олійного, можна сказати, що солома льону олійного є досить цінною сировиною.

Для вдосконалення технологій збирання льону олійного і робочих органів збиральних машин немає достатніх досліджень фізико–механічних властивостей льону на час збирання і підготовки стебел перед механічною обробкою.

Результати попередніх досліджень дозволяють зробити висновок, що ефективність первинної обробки льону олійного визначається, в першу чергу, кількістю виділеного короткого неорієнтованого волокна зі стебел льону олійного, при мінімальних енергетичних затратах на проведення даної операції і максимально виключивши пошкодження та втрати волокна. У такому випадку, в результаті раціонально проведеної первинної обробки льону олійного, отримаємо якісний волокнистий матеріал, який дозволить суттєво підвищити рентабельність вирощування льону олійного та забезпечити вітчизняну текстильну галузь власною сировиною. Тому певну доцільність можуть мати результати досліджень із визначення особливостей впливу параметрів вихідного матеріалу та м'яльної частини МТА (мяльно–тіпального агрегату) на якість проведення первинної обробки. Аналіз попередніх досліджень процесу первинної обробки льону показав, що основний вплив на даний процес мають початкові параметри матеріалу (вологість) і м'яльної частини МТА (математичний кут нахилу стебел до осі м'яльних вальців) [6].

Основною метою такого дослідження, виконаного автором статті, була побудова математичної моделі, яка забезпечує виявлення оптимальних параметрів вихідного матеріалу та м'яльної частини МТА для раціонального проведення процесу первинної обробки стебел льону олійного.

Встановлені фактори стали визначальними у дослідженнях при математичному методі планування експерименту, а для проведення даного багатофакторного експерименту було розроблено лабораторну м'яльну установку (рис. 1).

Лабораторна м'яльна установка складається із пари вдосконалених рифлених вальців, завантажувального лотка, нахиленого під кутом вивантажувального лотка, двох регулювальних болтів. Обертання вальців здійснюється шляхом обертання ручки за допомогою ланцюгової передачі. Основа м'яльної установки розташована на двох ніжках.



Рис. 1. Лабораторна м'яльна установка

Дослідження проводили із сортом льону олійного – “Лірина”, який занесений до державного реєстру сортів льону–кучерявця. Даний сорт льону олійного створений у Німеччині (рис. 2). Рослини заввишки до 80 см.



Рис. 2. Стеблостій льону олійного на дослідній ділянці

Параметром оптимізації під час проведення багатофакторного експерименту слугував показник y , який враховує кількість виділеного неорієнтованого волокна льону олійного. Фізичне значення вибраного параметра оптимізації полягає в тому, що чим більший вихід виділеного волокна, тим раціональніше організований процес.

У загальному вигляді математична модель на основі двох факторів може бути подана наступним виразом:

$$y = f(X_1; X_2), \quad (1)$$

де y – кількість виділеного короткого неорієнтованого волокна льону олійного; $X_1; X_2$ – відповідно, вологість трести льону олійного W , (%) і математичний кут нахилу стебел до осі м'яльних вальців β , (град.).

Всі необхідні досліди було виконано відповідно до матриці повного факторного експерименту формату 2^2 [7, 8], яку наведено в табл. 2.

Таблиця 2. Умовна план–матриця експерименту типу ПФЕ 2^2 для $y=f(W, \beta)$

№ з/п	Рівні факторів		Взаємодія факторів	Параметр оптимізації, y			середні значення y
	x_1	x_2		повторюваність			
			x_1x_2	1	2	3	$y_{сеп.}$
1	-1	-1	+1	y_{11}	y_{12}	y_{13}	$y_{1с}$
2	+1	-1	-1	y_{21}	y_{22}	y_{23}	$y_{2с}$
3	-1	+1	-1	y_{31}	y_{32}	y_{33}	$y_{3с}$
4	+1	+1	+1	y_{41}	y_{42}	y_{43}	$y_{4с}$

Примітка. Знаком «+» визначено максимальне значення фактора (верхній рівень), знаком «-» – мінімальне (нижній рівень)

Зв'язок між кодованими і натуральними значеннями факторів встановлювався залежностями:

$$x_1 = \frac{W - W_0}{\varepsilon_1}; \quad x_2 = \frac{\beta - \beta_0}{\varepsilon_2}, \quad (2)$$

де W_0, β_0 – значення факторів на основному рівні, відповідно вологості трести льону олійного та математичного кута нахилу стебел до осі м'яльних вальців; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – інтервал варіювання фактора.

Кодування натуральних значень факторів подано в табл. 3.

Таблиця 3. Кодування натуральних значень факторів

Рівні варіювання	Фактори	
	Вологість трести льону олійного, W , %	Математичний кут нахилу стебел до осі м'яльних вальців, β , град.
	x_1	x_2
Верхній (+1)	20,0	45
Основний (0)	16,0	22,5
Нижній (-1)	12,0	0
Інтервал варіювання ϵ	4,0	22,5

Натуральні числові значення параметру оптимізації наведено в таблиці 4.

Таблиця 4. Натуральні числові значення кількості виділеного волокна льону олійного

№ з/п	Значення відсотку виділеного волокна				
	поточні значення y			середні значення y_{cp}	прогнозовані значення $y_{вид}$
	y_1	y_2	y_3		
1	4,87	4,69	4,70	4,75	4,83
2	4,35	4,53	4,40	4,43	4,34
3	2,50	2,90	3,03	2,81	2,74
4	2,34	2,08	2,15	2,19	2,27

Середні арифметичні значення параметру оптимізації, які наведено в табл. 4, розраховували за формулою:

$$y_{cp} = \sum_{n=1}^m y_n / m, \quad (3)$$

де y_n – значення параметру оптимізації; n – кількість проведених дослідів ($n = 4$); m – кількість повторностей в кожному досліді експерименту ($m = 3$).

Прогнозовані значення параметру оптимізації розраховували за рівнянням регресії, яке може бути представлене наступним виразом:

$$y = 3,545 - 0,235x_1 - 1,045x_2 - 0,075x_1x_2, \quad (4)$$

де x_1 – кодоване значення вологості трести льону олійного;
 x_2 – кодоване значення математичного кута нахилу стебел до осі м'яльних вальців;

Остаточо рівняння з факторами в натуральному вигляді буде:

$$y = 7,73 - 0,01 \cdot \beta - 0,26 \cdot W. \quad (5)$$

Адекватність моделі (4) було перевірено із застосуванням критерію Фішера, за методикою, викладеною в [7,8].

За рівнянням регресії (5), отриманим в результаті експерименту на ЕОМ, було побудовано графічні залежності (рис.3) для визначення динаміки процесу первинної обробки льону олійного.

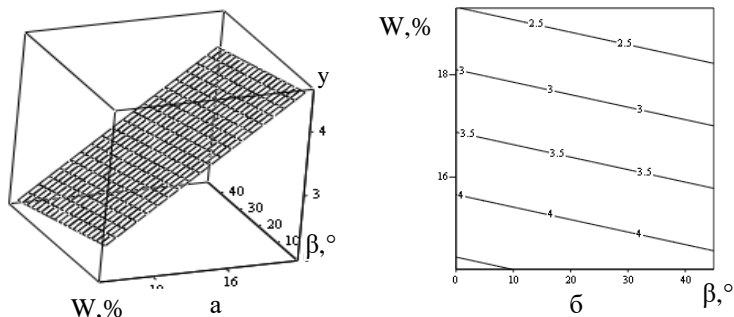


Рис. 3. Поверхня відгуку (а) та проєкції двомірних січень поверхні відгуку на площину $W\beta$ (б)

Аналіз отриманих результатів показує, що всі розглянуті фактори мають суттєвий вплив на процес виділення неорієнтованого волокна льону олійного, причому значення y зменшується при збільшенні x_1 та збільшенні x_2 . При цьому вплив фактора x_2 більший ніж x_1 .

Висновки. Застосування математичного методу планування експерименту дозволило виявити вплив початкових параметрів вихідного матеріалу на ефективність первинної обробки стебел льону олійного та встановити оптимальні параметри робочого органу для виділення короткого неорієнтованого волокна.

Такий метод дає змогу виявити принципові можливості покращення якості виділення волокна зі стебел льону олійного.

Література

1. Павло Коротич. Льон – нова перспектива в родині олійних // Пропозиція. – №2. – 2006. – С. 36.
2. Чурсіна Л.А. Льонарство – історичне минуле і перспективи розвитку / Л.А Чурсіна, М.А Коваленко, О.О. Горач //

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. - Вип.16. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ. – 2009. –С. 509...515.

3. Живетин В.В. Масличный лен и его комплексное развитие / В.В. Живетин, Л.Н. Гинзбург – М.: ЦНИИЛКА. 2000. – 389 с.

4. А льон цвіте синьо, синьо і на Півдні України [Електронний ресурс] – Режим доступу до журн.: <http://fermer.dela.kr.ua>

5. Горач О.О. Удосконалення технології одержання трести з соломи льону олійного з використанням штучного зволоження: дис.... канд. тех. наук: 05.18.01 / Горач Ольга Олексіївна. – Херсон, 2009. – 206 с.

6. Тараймович І.В. Визначення вмісту волокна в стеблах льону олійного, вирощеного в умовах Західного Полісся / І.В. Тараймович, Р.В. Дужук // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 19 – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ. – 2009. – С. 115...121

7. Хайлис Г.А., Ковалев М.М. Исследования сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. – М.: Колос, 1994. – 169с.

8. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навч. Посібник. – К.: НМКВО, 1992. – 320 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.3.072

© М.В. Усенко, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ НА РОБОТУ ГРУНТОВОЇ ФРЕЗИ

Визначено площу поздовжнього перерізу і об'єм ґрунтової стружки, що відрізається ножем ґрунтової фрези і потужність, що витрачається на роботу фрези.

ГРУНТОВА СТРУЖКА, НІЖ, ФРЕЗА, ПОТУЖНІСТЬ.

Постановка проблеми. Для обробітку тяжких за механічним складом ґрунтів використовуються, в основному, ґрунтові фрези (фрезерні культиватори). Дані машини добре розпушують і вирівнюють поверхню ґрунту, але в той же час створюють великий тяговий опір агрегату. Особливо яскраво це проявляється під час

роботи малогабаритних ґрунтообробних агрегатів, зменшення потужності на роботу яких є важливою проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі фрезерні культиватори з горизонтальними і вертикальними осями обертання [1, 2, 5], при роботі яких в поперечному перерізі обробленої частини ґрунту утворюється поверхня, що за формою наближається до прямокутника. Одним з основних шляхів зменшення тягового опору агрегату і, відповідно, потужності, що витрачається на його роботу є зменшення площі цієї поверхні. Для цього розроблена ґрунтова фреза у вигляді кулі з встановленими на неї ґрунтовими ножами зігнутої форми [6]. В цій конструкції також є можливість встановлення ріжучих елементів (ножів) іншої форми. Дана фреза може агрегатуватись з малогабаритними тракторами. Ця обставина вимагає точного підрахунку потужності для роботи агрегату, оскільки в малогабаритному агрегаті вона не дуже велика. Оскільки така конструкція є практично новою, то в багатьох наукових працях такому підрахунку потужності не приділено достатньо уваги [1, 3, 4, 5].

Мета дослідження. Визначення площі поздовжнього перерізу і об'єму ґрунтової стружки, що відрізається ножем ґрунтової фрези. Визначення потужності, що витрачається на роботу фрези.

Результати дослідження. Для визначення потужності N (кВт), що витрачається на роботу фрези, використаємо відому формулу [4]:

$$\begin{aligned} N &= N_m + N_d + N_c = \\ &= 10^{-3}fQV + 10^{-4}kchzn/6 + 10^{-3}\delta Q_n V_p^2, \end{aligned} \quad (1)$$

де N_m – потужність на переміщення машини полем, кВт; N_d – потужність на деформацію ґрунту, кВт; N_c – потужність на відкидання стружки, кВт; Q – вага машини, кг, ($Q=mg$); V – швидкість робочого руху, м/с; f – коефіцієнт перекочування ($f = 0,15\dots 0,2$); k – питомий опір деформації ґрунту, мПа; c – переріз ґрунтової стружки, см²; h – глибина обробітку ґрунту, см; z – число ножів в одній площині фрез-барабана; n – частота обертання фрез-барабана, хв⁻¹; δ – коефіцієнт відкидання, що залежить від форми робочого органу ($\delta \approx 1$); Q_n – маса ґрунту, що відкидається за 1 с, кг/с; V_p – колова швидкість фрез-барабана, м/с.

Важливий вплив на значення потужності мають другий і третій члени даної формули. В другому члені підрахунок перерізу ґрунтової стружки і далі її об'єму не є точним і базується в основному на експериментальних даних. Необхідно визначити, як було відмічено вище, досить точне значення всіх показників. Слід також зазначити, що показники c і h другого члена формули тісно пов'язані з показником

$Q_{п}$ третього члена її і, відповідно, їх точність впливає на точність останнього.

Визначимо площу поздовжнього перерізу ґрунтової стружки. Траєкторія $ABCD$ абсолютного руху характерної точки A фрез-барабана (рис.1) в параметричному вигляді описується відомим виразом [3, 4, 5]:

$$\begin{aligned} x &= \varphi V / \omega_{\phi} + R \cos \varphi, \\ y &= R \sin \varphi, \end{aligned} \quad (2)$$

де R – відстань від осі валу до кінця ножа; ω_{ϕ} – кутова швидкість фрез-барабана; φ – кут повороту ножа від початкового положення.

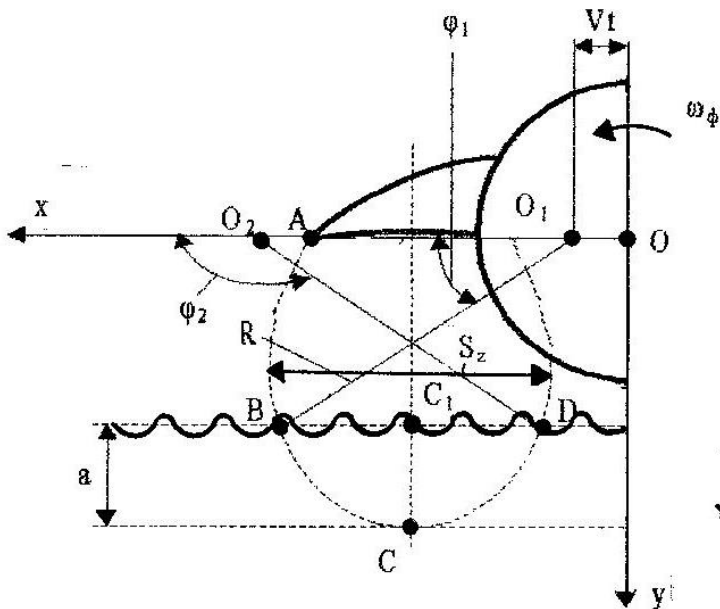


Рис. 1. Схема до визначення показників роботи фрези

Вираз (2) являє собою циклоїду, рівняння якої в явному вигляді можна отримати з даного виразу шляхом підстановок і перетворень. Отже, маємо:

$$x = \varphi V / \omega_{\phi} + \sqrt{R^2 - y^2}. \quad (3)$$

У даних теоретичних дослідженнях необхідно визначити площу фігури $B CD$ (a – глибина обробки ґрунту) і далі об'єм скиби, що відкидається ножом.

Відомо, що теоретичний аналіз циклоїди з використанням рівняння (3) не є зручним, оскільки призводить до складних і громіздких рівнянь. Тому для визначення площі фігури BCD поступаємо наступним чином. Для зручності будемо розглядати окремо площу фігури C_1CD , яка є половиною фігури BCD (рис. 2). Тут приймаємо, що лінія C_1D (як і лінія BD), яка характеризує стан ґрунту на його поверхні (денна поверхня ґрунту), описується функцією $y = A \sin(\omega x + \varphi_0)$ і конкретно для нашого випадку $y_2 = a + A \sin \omega x$, а лінія CD – функцією $y = x^n$ ($0 < n < 1$). Слід зазначити, що опис лінії C_1D і, відповідно, лінії BD , які відповідають лінії поверхні ґрунту дещо ускладнений, оскільки дана лінія залежить від фізико–механічних властивостей ґрунту на даний момент. Але з певним припущенням можемо прийняти рівняння, яке описано вище.

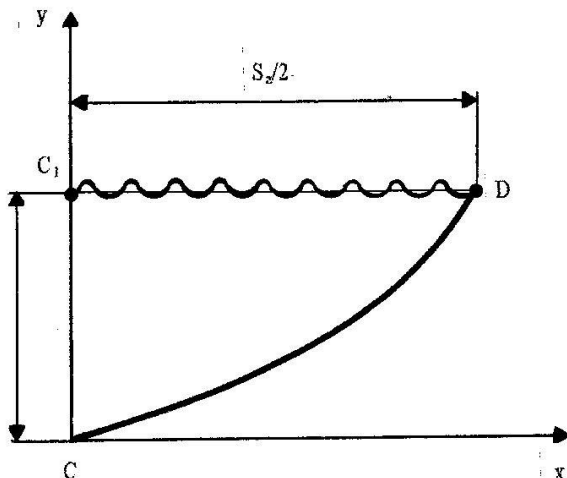


Рис. 2. Схема до визначення площі фігури C_1CD

Слід оговорити границі, за якими слід визначати площу фігури C_1CD (стружка ґрунту, що вилітає з під ножа). Якщо одна границя логічно являє собою величину глибини обробітку a ґрунту, то за другу границю приймаємо величину $S_2/2$, яка відповідає половині подачі на ніж, оскільки ця величина є максимальною для стружки ґрунту, що піддається обробітку ґрунтовим ножом фрези. Також для даної фрези розглядаємо один ніж і приймаємо такий режим роботи, при якому даний ніж обробляє ділянку BCD тільки один раз (найгірший випадок з точки зору затрат потужності).

Отже, визначимо площу фігури C_1CD (рис. 2). Якщо S – область, що знаходиться між кривими y_1 і y_2 , то в загальному вона описується так:

$$\iint_S f(x, y) dx dy = \int_a^b \int_{y_1(x)}^{y_2(x)} f(x, y) dx dy.$$

Зокрема маємо:

$$\begin{aligned} S_{BCD} &= \iint_S f(x, y) dx dy = \int_0^{S_z/2} \int_{x^2}^{a+A \sin \omega x} dx dy = \int_0^{S_z/2} (a + A \sin \omega x - x^2) dx = \\ &= a \int_0^{S_z/2} dx + A \int_0^{S_z/2} \sin \omega x dx - \int_0^{S_z/2} x^2 dx. \end{aligned} \quad (4)$$

Розв'язуючи інтеграл, отримаємо:

$$S_{BCD} = aS_z/2 + A(1 - \cos \omega S_z/2) - S_z^3/24. \quad (5)$$

Величини a і S_z взаємозалежні. В літературі, яка присвячена даним питанням, ця залежність приблизно визначається за формулою [3, 4]:

$$S_z \approx \frac{4\pi \sqrt{0,4aR - 0,04a^2}}{\lambda \left[\pi(z+2) - 2z \arcsin \left(1 - \frac{0,2a}{R} \right) \right]}. \quad (6)$$

Підставимо дане значення S_z в формулу (5) і отримаємо:

$$\begin{aligned} S_{BCD} &\approx \frac{2a\pi \sqrt{0,4aR - 0,04a^2}}{\lambda \left[\pi(z+2) - 2z \arcsin \left(1 - \frac{0,2a}{R} \right) \right]} + \\ &+ A \left(1 - \cos \frac{2\omega\pi \sqrt{0,4aR - 0,04a^2}}{\lambda \left[\pi(z+2) - 2z \arcsin \left(1 - \frac{0,2a}{R} \right) \right]} \right) - \left(\frac{1,38\pi \sqrt{0,4aR - 0,04a^2}}{\lambda \left[\pi(z+2) - 2z \arcsin \left(1 - \frac{0,2a}{R} \right) \right]} \right)^3. \end{aligned} \quad (7)$$

За оптимальних значень параметрів (для ґрунтових фрез, що агрегуються до малогабаритних тракторів і мотоблоків) $a_{\max} = 10$ см, $R = 15$ см, $V \approx 0,6$ м/с, $\omega_{\phi} \approx 15$ рад/с, $z = 1$, $A = 2,5$ см, $\omega = \pi/3$ см за формулою (7) побудували графік залежності площі фігури S_{C_1CD} від глибини обробітку ґрунту a при різних значеннях λ (для зручності ведення розрахунків значення лінійних параметрів прийняли в см). Прийняті значення показника ротаційної машини ($\lambda = 2, 3, 4$) при оптимальних діапазонах швидкості руху і кутової швидкості фрез–

барабана ($V \approx 0,5 \dots 0,8$ м/с, $\omega_{\phi} \approx 12 \dots 18$ рад/с) також є оптимальними для малогабаритної техніки. Графік $S_{C1CD} = f(a)$ описується криволінійною залежністю (рис. 3).

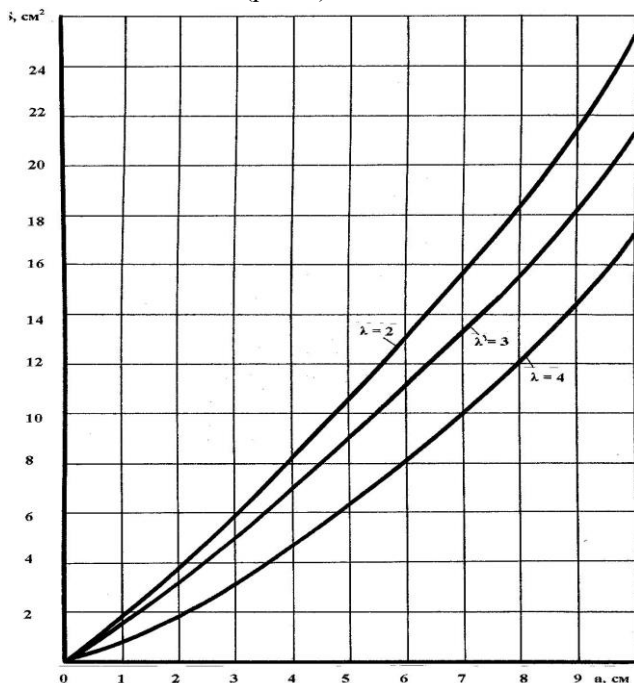


Рис. 3. Графік залежності площі фігури S_{C1CD} від глибини обробітку ґрунту a за різних значень кінематичного параметра λ .

За оптимальної ширини полки робочого органу фрези (ґрунтовий ніж) $B = 0,15$ м можемо визначити об'єм фігури, що відкидається ножом, для максимального значення, яке досліджувалось, а саме $S_{BCD} = 2 \cdot S_{C1CD} \approx 2 \cdot 25,4 \text{ см}^2 \approx 50,8 \text{ см}^2 \approx 0,0051 \text{ м}^2$. $V_{BCD} = 0,0051 \cdot 0,15 \approx 0,00077 \text{ м}^3$.

За прийнятими параметрами і за числа ножів $z = 1$ в одній площині фрез-барабана маємо, що за 1 секунду $t = 1$ с ніж відкидає приблизно об'єм ґрунту, що визначений вище.

У формулі (1) члени c і h можна замінити на більш точне значення V_{BCD} . Знаючи густину ґрунту (приймаємо $\rho \approx 1000 \text{ кг/м}^3$) можемо визначити масу ґрунту, що відкидається фрез-барабаном за 1с, тобто член Q_n формули (1). Отже, $Q_n = \rho \cdot V_{BCD} = 1000 \cdot 0,00077 = 0,77 \text{ кг/с}$.

Приймаючи для формули (1) $Q = 1500$ Н, $k \approx 0,02$ МПа, $n \approx 150$ хв⁻¹, $V_p = \omega_{\phi}R = 15 \cdot 0,15 \approx 2,3$ м/с (всі інші члени визначені раніше, причому значення V_{BCD} приймаємо в см), визначаємо N :

$$N = 10^{-3} \cdot 0,2 \cdot 1500 \cdot 0,6 + 10^{-4} \cdot 0,02 \cdot 770 \cdot 1 \cdot 150/6 + \\ + 10^{-3} \cdot 1 \cdot 0,77 \cdot 2,3^2 \approx 0,6 \text{ кВт.}$$

Враховуючи, що зазвичай на фрезах встановлюється два диски кріплення ножів, то загальна потужність буде $N_3 = 0,6 \cdot 2 = 1,2$ кВт. Оскільки поперечний переріз обробленої частини ґрунту не являє собою прямокутник (прийнятий нами для розрахунку), а фігуру, що наближається до сегменту, то фактичні витрати потужності на обробіток ґрунту фрезою будуть ще меншими.

Ми розглянули роботу фрез–барабана з одним ножем і, відповідно, прийняли, що тільки один ніж повністю обробляє ділянку BCD . В існуючих конструкціях встановлюється 3, 4 ножі і більше і тому виходить, що площа S_{BCD} обробляється декілька разів. Також при досить великому значенні λ один ніж на протязі 1 секунди входить в ґрунт декілька разів, що також призводить до того, що площа S_{BCD} обробляється не один раз, що в свою чергу призводить до зменшення густини ґрунту і, відповідно, до зменшення потужності на роботу фрези.

Висновки. Вищенаведений теоретичний аналіз роботи малогабаритної ґрунтової фрези дає можливість визначити площу поздовжнього перерізу і об'єм ґрунтової стружки, що відрізається ножем і потужність, що витрачається на роботу фрези.

Наведений розрахунок показує, що запропонована фреза може агрегатуватись навіть з невеликими тракторами, потужність двигуна яких становить 5...6 кВт.

Приведена методика розрахунку може бути використана як окрема методика для проведення важливих розрахунків і як основа для подальших досліджень роботи всієї ґрунтової фрези та її механізмів.

Література

1. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с.
2. Карпенко А.Н. и др. Сельскохозяйственные машины. – М.: Агропромиздат, 1989. – 527 с.
3. Кленин Н.И. и др. Сельскохозяйственные машины. – М.: Колос, 1970. – 456 с.
4. Листопад Г.Е. и др. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Агропромиздат, 1986. – 688 с.

5. Синеоков Г.Н. и др. Теория и расчет почво-обработывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.

6. Патент № 12511 Україна, МКВ А01В 33/08. Сферична фреза для обробки ґрунту / М.В. Усенко та ін. – № 93005435. Заявл. 25.06.1993. Опубл. 28.02.1997. Бюл. № 1.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358:633

© О.Ю.Філін

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ ВОРУШІННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ

Стаття присвячена визначенню параметрів пальців робочого органу ворушилки.

ЛЬОН, СТЕБЛО, ВОРУШІННЯ, РОБОЧИЙ ОРГАН.

Постановка проблеми. Однією з важливих операцій при проведенні збиральних робіт для льону–довгунця є ворушіння стрічки, яка вилежується на полі. Ворушіння проводять з метою запобігання ущільнення стебел у стрічці, або в умовах дощової погоди для запобігання підгниванню нижнього шару стебел. Стрічку стебел льону також ворушать перед підбором її прес–підбирачем із метою прискорення сушіння стебел.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Важливість операції ворушіння розкривається в роботах [1,2]. Аналізу роботи ворушилок присвячені роботи В.М. Луценка, В.І. Соснова, Л.В. Родіонова. Авторами розглянуто роботу робочих органів ворушилок із різним конструктивним виконанням окремих елементів.

Мета досліджень. Метою даної роботи є аналіз взаємодії пальця робочого органу для ворушіння зі стрічкою льону.

Результати досліджень. При обертанні диску 2 (рис.1) з пальцями 3 останні занурюються в стрічку льону та захоплюють стебла, що лежать на землі. На характер взаємодії пальця зі стеблами впливає форма пальця, яка обумовлюється величинами кутів γ і θ (рис.2). Так від величини кута γ залежить зусилля притискання тильною стороною пальця стебел стрічки. Палець повинен

проковзувати по стеблах. Притискання приводить до їхнього пошкодження. З метою забезпечення явища проковзування тильної сторони пальця по стеблах, кут γ не повинен перевищувати величину кута θ між дотичною до поверхні стрічки і радіус-вектором $O1$ (рис. 2).

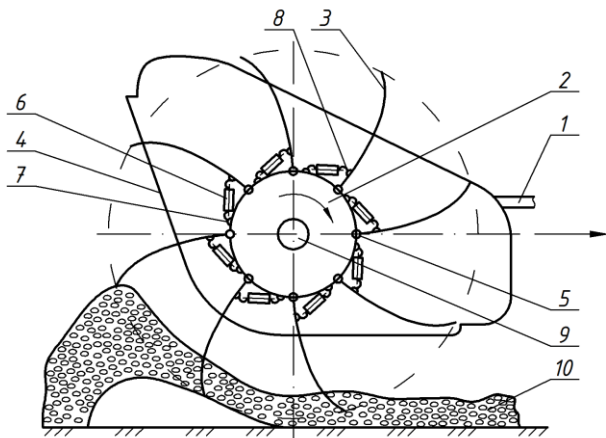


Рис.1. Робочий орган для ворущіння стебел льону: 1 – рама; 2 – диски; 3 – пальці; 4 – направляючі поверхні; 5 – шарнірні з'єднання; 6 – римська гайка; 7 – з'єднання дисків з гвинтами; 8 – шарнірні з'єднання пальців із гвинтами римської гайки; 9 – вал дисків; 10 – стебла льону

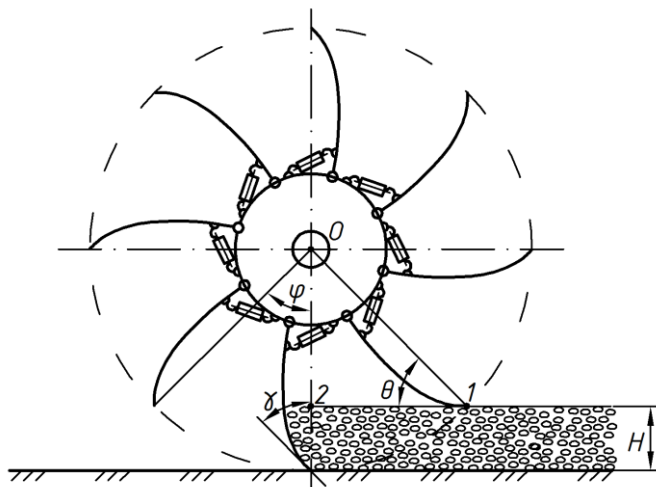


Рис. 2. Схема до визначення кута γ

Розглянемо трикутник O12 (рис. 2), з якого:

$$\theta = \arcsin((02)/(01)), \quad (1)$$

де відрізок (02) дорівнює різниці радіуса робочого органу і товщини стрічки H .

Якщо позначимо радіус через r , то будемо мати $(02) = r - H$.

Відповідно довжина відрізка (01) дорівнює r . Тоді формула (1) запишеться:

$$\theta = \arcsin((r - H)/r). \quad (2)$$

Умова відсутності тиску тильної сторони пальця на стебла запишеться:

$$\gamma \leq \theta = \arcsin((r - H)/r),$$

або

$$\gamma \leq \arcsin((r - H)/r). \quad (3)$$

З формули (3) видно, що на величину кута γ впливає радіус r і висота стрічки.

Робочий орган ворушили [5] було нами виготовлено з $r = 0,35 \text{ м}$ і $r = 0,40 \text{ м}$.

Враховуючи, що товщина стрічки H може становити $0,01 \text{ м}$; $0,02 \text{ м}$; $0,03 \text{ м}$ отримаємо графіки, наведені на рис.3.

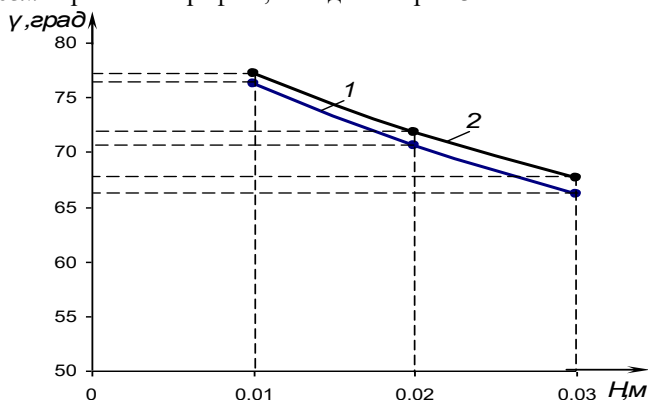


Рис. 3 Залежність кута γ від товщини стрічки H : 1 – за $r = 0,35 \text{ м}$; 2 – за $r = 0,40 \text{ м}$

Кількість пальців, змонтованих на диску обраховували за залежністю:

$$N = 2\pi/\varphi, \quad (4)$$

де φ – кут між лінією, що з'єднує кінець пальця і центр диска (рис. 2) і дорівнює $\arccos((r-H)/r)$.

Тоді

$$N = \frac{2\pi}{\arccos((r-H)/r)}, \quad (5)$$

Для робочих органів, виготовлених за параметрами, вказаними на рис. 3, кількість пальців обирається згідно табл.1.

Таблиця 1. Рекомендована кількість пальців

Радіус робочого органу	Ширина стрічки льону	Кут γ	Кількість пальців
0,35	0,01	75°	6
	0,02	70°	6, 7
	0,03	66°	7
0,40	0,01	77°	6
	0,02	72°	6, 6
	0,03	68°	6, 8

Для заданих параметрів робочий орган необхідно виготовляти з кількістю пальців $N = 6 \div 7$

Висновки. Робочий орган для ворущили за умови, що він має радіус 0,35 м або 0,40 м необхідно оснащувати кількістю пальців, що не перевищує 7. Кут між радіус-вектором і дотичною до кінця пальця при цьому не повинен перевищувати 77°.

Література

1. Хайліс Г.А. Элементы теории и расчета льноуборочных машин.– М.: Машиздат, 1963. – 151с.
2. Хайліс Г.А., Налобіна О.О., Залужний В.І. Технологія збирання льону та проблеми механізації льонарства // Техніка АПК–2004. – №1–2.– С. 17–19.
3. Павлов С.Б., Луценко В.М. Усовершенствование ворошилки лент льна // Информ.лист № 322–90. – Тверь: ЦНТИ, 1990. – 4 с.
4. Быков Н. Подъем льняной тресты из лент с образованием порции / Быков Н., Сизов В., Соснов В. //Техника в сельском хозяйстве. – 1974. – № 8.
5. Пат. 34844 України, А01Д45/06. Робочий орган для ворущіння стебел льону / Філін О.Ю., Хайліс Г.А.; ЛДТУ. – № и200803411. Заяв. 17.03.2008р. Опубл. 26.08.2008, Бюл. № 16.

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 631.01

© О.О. Фесенко, к.т.н.

Луцький національний технічний університет;

Е.В. Кужель

Волинський ННЦ

ВИКОРИСТАННЯ ІННОВАЦІЙ ЯК ШЛЯХ ДО УСПІХУ

У статті йдеться про можливість вилучення рецесії у переробній промисловості та наведені приклади використання прогресивних конструкцій, що відповідають сучасному рівню техніки.

ІННОВАЦІЇ, СТАТИСТИКА, ПЕРЕРОБНА ПРОМИСЛОВІСТЬ, МАШИНИ ДЛЯ МИЙКИ СИРОВИНИ.

Постановка проблеми. Ще наприкінці минулого століття світове співтовариство визнало, що інноваційно–інвестиційний шлях розвитку економіки є дієвим рушієм, що здатний оновити її реальний сектор, надати розвиток виробництву конкурентоспроможної продукції.

Загальнодержавні умови останнього періоду розвитку товарного виробництва в Україні характеризується технологічною деградацією, інвестиціями у застарілі часто запозичені іноземні технології, які здатні лише поглинати інвестиції у великих обсягах, але не здатні надавати очікувану від великих інвестицій віддачу. Тому доволі закономірне виникнення рецесії у більшості галузей промисловості, включаючи сільське господарство. Цілком очевидно, що економіка потребує організації нових економічних відносин, які побудовані не тільки на створенні потоків товарної продукції, а й на інформаційних потоках, що є наявним виробничим ресурсом [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За даними Волинського статуправління останнім часом інноваційну діяльність у промисловості здійснювало 21 підприємство. За місцем розташування інноваційно активні підприємства знаходяться у Луцьку, Нововолинську, Ковелі та у Луцькому, Ковельському, Ківерцівському та Рожищанському районах. Більша частина таких підприємств зайнята у виробництві харчових продуктів та машинобудуванні, а понад чверть з них – обробкою деревини та виробів з неї. Інноваційній діяльності присвячено ряд публікацій, але багато питань залишились поза увагою.

Мета дослідження. У зв'язку з чим актуальними є питання дослідження процесів сприйняття інформації про існуючі новітні інноваційні технології бізнесовими структурами та виробничниками

для створення ними інноваційного продукту і організація конкурентоспроможного виробництва, зокрема у галузі сільського господарства та переробної промисловості.

Результати дослідження. На інноваційну діяльність промисловості тільки за 2009 рік було витрачено 454,9 млн гривень, при чому 73,8% склали кошти іноземних інвесторів.

Досліджена обласною статистикою динаміка інноваційної активності підприємств області у галузі переробної промисловості висвітлює суттєвий вплив кризових явищ в економіці країни на стан розвитку підприємств (табл. 1, 2).

Таблиця 1. Динаміка інноваційної активності підприємств області у промисловості і переробної промисловості

	Кількість інноваційно активних підприємств, одиниць				У % до загальної кількості обстежених підприємств			
	2006	2007	2008	2009	2006	2007	2008	2009
Промисловість	13	36	24	21	7,8	19,8	11,3	9,2
Переробна промисловість	12	36	24	21	8,2	22,1	12,5	10,0

Таблиця 2. Обсяги фінансування інновацій за 2009 рік (млн грн)

	Всього	У тому числі за рахунок коштів	
		власних	іноземних інвесторів
Промисловість	454,9	110,9	335,5
Переробна промисловість	454,9	110,9	335,6
у тому числі виробництво харчових продуктів	2,4	2,4	–

Непривабливий стан справ у галузі інноватики ілюструють наведені статистичні дані.

Таблиця 3. Основні показники інноваційної діяльності промислових підприємств у регіонах України за 2009 рік [2]

Області	Кількість обстежених промислових підприємств	Кількість промислових підприємств, що займались інноваційною діяльністю		З них кількість промислових підприємств, що впроваджували інновації	
		Всього, одиниць	До загальної кількості промислових підприємств, у %	Всього, одиниць	До загальної кількості інноваційно активних підприємств, у %
1	2	3	4	5	6
Україна	10995	1411	12,8	1180	83,6
Автономна Республіка Крим	338	31	9,2	23	74,2
Вінницька	319	39	12,2	34	87,2
Волинська	229	21	9,2	20	95,2
Дніпропетровська	733	60	8,2	46	76,7
Донецька	837	80	9,6	69	86,3
Житомирська	353	37	10,5	35	94,6
Закарпатська	265	36	13,6	24	66,7
Запорізька	441	31	7,0	28	90,3
Івано–Франківська	443	94	21,2	76	80,9
Київська	489	46	9,4	39	84,8
Кіровоградська	298	32	10,7	28	87,5
Луганська	547	54	9,9	46	85,2
Львівська	815	106	13,0	99	93,4
Миколаївська	474	63	13,3	35	55,6
Одеська	409	58	14,2	41	70,7
Полтавська	417	52	12,5	45	86,5
Рівненська	245	29	11,8	28	96,6
Сумська	253	41	16,2	35	85,4
Тернопільська	256	46	18,0	39	84,8

1	2	3	4	5	6
Харківська	852	135	15,8	128	94,8
Херсонська	230	28	12,2	18	64,3
Хмельницька	375	23	6,1	19	82,6
Черкаська	312	37	11,9	34	91,9
Чернівецька	215	36	16,7	26	72,2
Чернігівська	238	50	21,0	37	74,0
м. Київ	520	136	26,2	122	89,7
м. Севастополь	92	10	10,9	6	60,0

Згадані статистичні дані свідчать про те, що за роки адміністративно–командної системи розвитку економіки підприємства призвичаїлись до відсутності конкурентної боротьби, та не добре усвідомлюють необхідність швидше перебудуватися та адекватно реагувати на виклики зовнішнього середовища, а також і про те, що з метою поліпшення конкурентоспроможності необхідно постійно підвищувати ефективність усіх ланок виробництва, зменшувати витрати на виробництво, підвищувати якість продукції, що випускається.

Проблема втілення новітніх технологій повинна носити принциповий характер для будь–якого підприємства. Підприємство повинне мати не тільки власну корпоративну інформаційну культуру, а й кредо, яке достатньо точно охарактеризував один із науковців Росії: «...сконцентруватися на своєрідних чотирьох «І» – Інститутах (правових), Інфраструктурі, Інноваціях, Інвестиціях ». Цей вислів цілком придатний, як парадигма, і для вітчизняних товаровиробників [3].

Отже, стосовно чотирьох «І», розглянемо їх більш детально за суттю.

Інституції – це реально існуюче в країні законодавство, яке стосовно підприємницької діяльності на даний час проходить стадію суттєвих перетворень, і яке повинно позитивно вплинути на економічний стан виробничих процесів.

Інфраструктура – є базовим елементом інноваційної системи, і на Волині вона має: підприємства (зокрема переробної промисловості), посередницькі установи та технічний ВНЗ (ЛНТУ) з потужним інтелектуальним потенціалом, можливостями використання творчої активності студентської молоді, спроможністю надавання не тільки

консалтингових, а й інжинірингових послуг, а також послуг конструкторсько–технологічного опрацювання будь–якого виробничого процесу, його технологічного аудиту.

Стосовно інновацій, слід зазначити, що досвід роботи з інноваційними проектами та активна винахідницька діяльність авторів статті дають можливість, шляхом попередньо здійсненого аналізу новітніх технологій у галузі переробної промисловості запропонувати підприємствам харчової промисловості використання конструкцій (машин) для миття забрудненої сировини плодо–овочевої продукції, наприклад, у вигляді простої конструкції, яка передбачає механічний вплив на сировину [5]. Така конструкція містить щонайменш дві встановлені одна за одною послідовно ванни 1, 2, вкриті відкидними ковпаками 3, при цьому нижня похила частина кожної ванни має напівкруглу форму у поперечному перерізі, крім того в ній виконані каналізаційні отвори із засувками 4 періодичної дії для відведення шламу. В середині ванн 1, 2. розташовані мийні барабани 5, 6, встановлені на валу 7 з можливістю обертання від приводу 8. На цьому ж валу 7 змонтовані додаткові щітки 9, 10, зігнуті у спіралі. Твірна поверхня мийних барабанів 5, 6 виконана з планок 11, вкритих щітками. Планки 11 виконані круглими у поперечному перерізі та змонтовані шарнірно на обичайках 12 мийних барабанів 5,6 (з можливістю обертання навколо власних осей) .В торці ванни 2 встановлений вивантажувальний пристрій 13 у вигляді , наприклад, багатоковшового ротору із перфорованими ковшами 14 для вивантаження вимитої продукції. Перфоровані ковши виконані з еластичного матеріалу з цупкими кромками. У відкидному ковпаці 3 ванни,2 виконаний в торцевій її частині патрубок для подачі миючої рідини, а у відповідному ковпаці 3 ванни 1, виконаний отвір для встановлення лотка 15 для подачі забрудненої плодоовочевої продукції (рис. 1).

Машина для миття плодоовочевої продукції працює таким чином.

Перед подачею забрудненої продукції у машину вмикають привод 8, який приводить в обертальний рух вал 7 (рис. 2), мийні барабани 5, 6, і додаткові щітки 9, 10. Одночасно крізь патрубок у відкидному ковпаку 3 в машину подають миючу рідину, а після цього по лотку 15 завантажують забруднену плодоовочеву продукцію. Силою тертя щіток продукція підхоплюється щітками на планках 11 спочатку піднімаючись в гору, а потім скачуючись в рідину, пересувається у проміжку між додатковими спіралеподібними щітками 9, 10 та щітками на планках 11, які при контакті з продукцією

Бруд (шлам) з продуктів кризь зазори між щітками на планках 11 падає на дно ванн 1,2 та каналізується кризь нижні отвори у ваннах, шляхом періодичного відкривання засувок 4. Вимита плодоовочева продукція вивантажується багатоковшевим ротором без псування поверхні продукції завдяки еластичності перфорованої поверхні ковшів 14 ротора 13 (або ковшів норії).

Слід зазначити, що згадана конструкція захищена патентом України, як корисна модель.

Висновки. Таким чином, завдяки забезпечення безперебійного тертя щітками з максимальним їх контактом з поверхньою продукції по усіх її боках забезпечується висока якість очистки та миття. А вивантаження порційно (ковшами з еластичного матеріалу), шляхом делікатного торкання поверхні продукції сприяє отриманню додаткового позитивного ефекту – збереженню поверхні продукції неущождженою.

Стосовно четвертого «І», а саме інвестицій, необхідно звернути пильну увагу на роботу нової структури в країні – центрів трансферу технологій, тому що саме вони за суттю роботи повинні допомагати підприємствам у пошуку інвесторів та партнерів.

Отже, активізація партнерства виробничників з науковим сектором Вищих навчальних закладів (ВНЗ) та інноваційними посередниками суттєво збільшує можливість створення конкурентоспроможного виробництва та просування на ринку високоякісної продукції, виготовленої в режимі економії ресурсів.

Література

1. Федулова Л.І. Прогнозування інноваційно–технологічного розвитку економіки як складова вибору стратегії виходу з кризи//Економіка і прогнозування. – 2009. –№ 3. – С. 5–17
2. Наукова та інноваційна діяльність на Волині// Статистичний бюллетень Волинської області за 2009 рік.– Луцьк.– 2009. С.–33, 35, 53.
3. Чайков М Ю Построение системы постоянного совершенствования бизнеса с использованием механизмов бенчмаркетинга // Инновации. - № 12. – 2009. – С. 115–119.
4. Висновок про видачу патенту на корисну модель за заявкою № u 201003449 від 27.07.2010 р.
5. Патентно–інформаційне дослідження на визначення рівня техніки за темою «Інноваційні технології в галузі переробної промисловості» Згідно з ДСТУ 3575–97.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич

УДК 631.358

© Г.А. Хайліс, д.т.н.; М.Г. Грушецька
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ПОШКОДЖЕННЯ СТЕБЕЛ ПРИ РОБОТІ ЛЬОНОБРАЛЬНИХ МАШИН

В статті розглянуті пошкодження стебел при роботі льонобральних машин і шляхи їх зменшення.

СТЕБЛО, ЛЬОН, ПОШКОДЖЕННЯ, БРАННЯ, МАШИНА.

Постановка проблеми. Під час збирання льону-довгунця методом брання важливо добиватися, щоб стебла не були пошкоджені, адже ці пошкодження можуть негативно впливати на вихід довгого волокна. Внаслідок цього дослідження пошкодження стебел при їх бранні і пошук шляхів зменшення цих пошкоджень є важливою науково-технічною проблемою, над якою працюють багато наукових робітників і конструкторів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За аналізом причин пошкодження стебел при роботі льонобральних машин приведено багато досліджень і є публікації [1, 2, 3], але ряд питань повністю не в'яснено: а) не визначено вплив внутрішнього паса брального ривчак, тобто паса, який охоплює шків або ролик, на утворення пошкоджень стебел; б) не зовсім зрозуміло як впливає на пошкодження різниця в діаметрі стебел, які попали в ривчак, і зсув стебел при утворенні їх розтягнутості; в) не зрозумілі особливості пошкодження стебел малого діаметра.

Мета дослідження. Знайти шляхи зменшення утворення пошкоджень стебел при роботі льонобральних машин.

Результати дослідження. Пошкодження стебел розділяють по видах. Розрізняють наступні види пошкоджень: обрив, размочаленість, відкритий злом, здирання кори, надлом деревини і розплющування стебел, причому розплющування може бути з тріщиною (поздовж стебла) і без тріщини. Такі види пошкоджень пояснюються тим, що стебла мають трубчасту будову і при їх русі в машині відбувається, з однієї сторони, їх стискання між пасами, а, з іншої сторони, кожний з них може доторкнутися до рами машини або виявитися зігнутих під дією на нього пальців транспортера. Внаслідок таких дій може статися обривання стебел, їх размочаленість (деформація стебла з деяким відшаруванням і зміщенням волокон), відкритий злам (обрив частини волокон стебла з ламанням деревини), здирання кори (обрив частини

кори від частини стебла), надлом деревини (надлом стебла без руйнування волокнистої частини).

Під час досліджень пошкодження стебел під час збирання льону встановлено, що багато пошкоджень мають місце як при збиранні машиною, так і при збиранні вручну. Це обрив, розмочаленість, відкритий злам, здирання кори, надлом деревини. Разом взяті ці пошкодження складають біля 3...15% від числа витягнутих стебел, це число (3...15%) залежить від стану машини (нова чи та яка вже пропрацювала певний час, добре відрегульована або та, що потребує настроювання і регулювання). В той же час за брання льону машиною багато стебел розплющуються (від 40% до 70%), а число непошкоджених стебел становить менше 40%. Із числа розплющених стебел частина містить тріщини, а інша розплющена без тріщин. Треба відмітити, що і при ручному бранні окремі стебла виявляються розплющеними, але їх мало (до 8%) і вони, як правило, розплющені без утворення тріщини.

Розплющування стебел під час машинного брання є наслідком значного затискання стебел між пасами брального апарата, або між пасом і обгумованим шківом або диском. Значне розплющування стебел під час ручного брання буває через значне стискання стебел руками під час їх витягуванні із сухого ґрунту.

Пошкодження стебел в машинах залежить від їх конструкції, параметрів брального апарату, якості виготовлення апаратів (дотримування паралельності вісей шківів і роликів), умов експлуатації машин, тобто регулювання пасів і тиску в бральних ривчаках, товщини затиснутого між пасами шару стебел, діаметра стебел і коливання діаметра стебла по величині.

Дослідженнями встановлено [2, с. 104], що тиск в ривчаку, за якого стебла розплющуються, складає 200...250 кПа. З огляду цього тиск в бральному ривчаку повинен бути не більше 190... 195 кПа.

Нерівномірність стеблостою за діаметром призводить до збільшення кількості розплющених стебел із-за того, що стебла більшого діаметра сприймають тиск значно більший ніж той, який був би при однаковому діаметрі стебел. Ці стебла більшого діаметра відразу розплющуються, після чого настає черга розплющуватися стеблам меншого діаметра, потім середніх стебел і т.д.

Це явище проілюстровано на рис. 1. На рис. 1, а зображені стебла однакового діаметра між двома пасами, а на рис. 1, б зображені стебла різного діаметра між такими ж пасами. За однакового діаметру стебел (рис.1, а) сила P тиску на кожне стебло рівна $b d_c q$, де b – ширина пасу, d_c – діаметр стебла, а q – тиск в ривчаку.

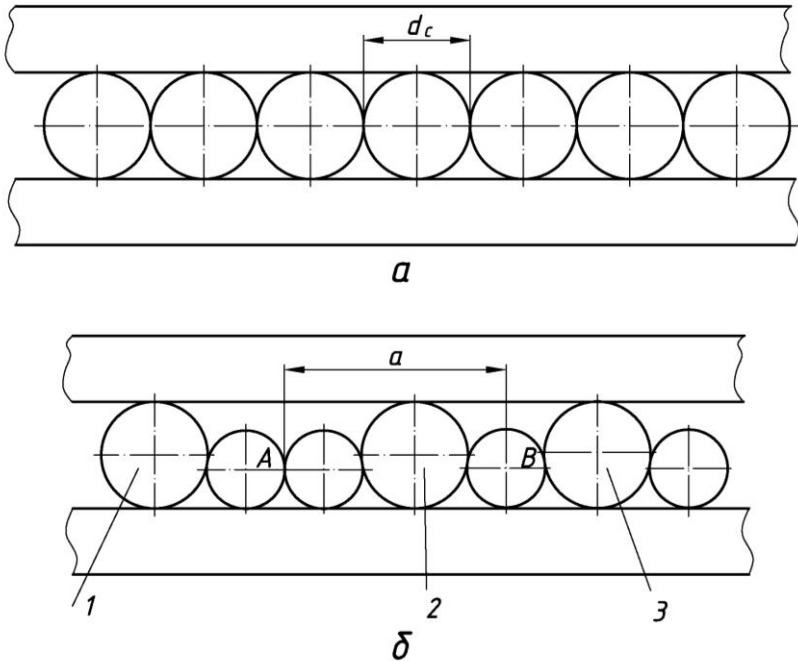


Рис.1. Розташування між пасами стебел однакового діаметра (а) і різного діаметра (б): 1, 2 і 3 – стебла великого діаметра

При нерівномірній товщині затиснених стебел сила тиску на стебло більшого діаметра, наприклад, на стебло 2 (рис. 1, б), дорівнює abq , де a довжина АВ тої частини ривчака, тиск якої приходиться на стебло, яке розглядається. Точка А знаходиться посередині між стеблами 1 і 2, а точка В – 2 і 3. Чим більше a в порівнянні з d_c і чим більша різниця в діаметрах стиснутих стебел, тим більша сила тиску на стебло більшого діаметра і тим менше може бути тиск в ривчаку для того, щоб створити таке ж розплющування більшого стебла, які встановлюються при однаковому діаметрі затиснутих в ривчаку стебел.

У бральних апаратах з криволінійними ривчаками може мати місце ковзання одного паса відносно другого на криволінійних ділянках і скручування стебел. Щоб зменшити це скручування треба, щоб довжина криволінійної ділянки ривчака була мінімальною. Внутрішній пас брального ривчака з криволінійною ділянкою також бере участь в бранні стебел і служить опорою для

стебел, на які тисне зовнішній пас рівчака, створюючи необхідний тиск.

При зтягуванні пасами бральної секції стебел в рівчаку відбувається зміщення (зсув) крайніх стебел секції від центральних стебел (центральні стебла – це стебла основи яких знаходяться в поздовжній вертикальній площині рівчака). В цьому випадку через зміщення одних стебел відносно інших в зону стискання стебел брального рівчака попадають різні частини стебел з різними діаметрами і буде мати місце те, що показано на рис 1, б.

Стебла малого діаметра стискаються малою силою – це впливає із приведеної вище формули ($P = bd_cq$). При малому діаметрі d_c сила P не буде більшою, внаслідок чого брання стебел малого діаметра проводиться при невеликих силах P , значить і розплющування буде менше.

Аналіз результатів дослідів для визначення впливу пошкоджень стебел в льонозбиральних машинах на вихід і якість волокна [3, с. 323] показує, що на якість волокна ці пошкодження майже не впливають, але вихід довгого волокна зменшується на 1... 2%.

Для зменшення пошкоджень стебел під час роботи льонозбиральних машин необхідно врахувати багато із вище викладеного; необхідно також добиватися, щоб бральні паси мали рівномірну товщину без випуклих надписів на них з зовнішньої сторони, необхідно також слідкувати за тим, щоб в тих місцях машин, де переміщаються стебла, не було будь – яких перепон, які б затримували і ламали льон. Не можна без особливої необхідності сильно натягувати паси.

Література

1. Быков Н.Н., Луценко В.М., Смирнов В.И. Справочник механизатора–льновода. – М.: Россельхозиздат. 1981.– 238 с.
2. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.:Машиностроение, 1985. – 232 с.
3. Хайлис Г.А. Теория и расчет льноуборочных машин. Труды Великолукского сельхозинститута. – Вып. XXVI. – Елгава, 1973.– 333с.

УДК 631.358

© Г.А. Хайліс, д.т.н.; М.Г. Грушецька
Луцький національний технічний університет;
В.О. Шейченко, к.т.н.
ННЦ „ІМЕСГ” УААН

УДОСКОНАЛЕННЯ СПОСОБІВ МЕХАНІЗОВАНОГО ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ–ДОВГУНЦЯ

Розглянуті способи механізованого збирання льону–довгунця та шляхи вдосконалення цих способів з метою мінімізації витрат на збирання і отримання високоякісної продукції.

СПОСІБ, ЗБИРАННЯ, ЛЬОН–ДОВГУНЕЦЬ, УДОСКОНАЛЕННЯ.

Постановка проблеми. Льон–довгунець був і залишається однією з важливих технічних культур. З усіх етапів вирощування найбільш важливим, складним і трудомістким є збирання. Виходячи з цього, розглянемо шляхи вдосконалення збирання з метою мінімізації витрат на збирання і отримання високоякісної продукції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З аналізованих питань є багато публікацій [1–4], але в них недостатньо уваги приділено тривалості проведення збирання, особливостям дрібних фермерських господарств і погодних умов.

Ціль дослідження – знайти шляхи покращення способів збирання льону–довгунцю з метою зменшення затрат праці і отримання високоякісної продукції.

Результати досліджень. Збирання льону може проводитися одним із трьох способів: сноповим, комбайновим і роздільним. Під час снопового збирання льон береться бралками і зв’язується у снопи, які складаються в бабки (шатри) для сушки і дозрівання насіння, після чого звозяться на тік і обмолочуються на молотарках. Обмолочені снопи розстиляють, а отримане під час обмолоту насіння доочищують на насінноочисних машинах.

Більш перспективні комбайновий і роздільний способи збирання льону. Комбайнове збирання проводиться з розстиланням соломки на льоновищі. Це збирання проводиться агрегатом, що складається із трактора типу МТЗ 80(82), льонокомбайна (ЛК–4Т або ЛК–4А) і причіпа типу 2–ПТС–4М об’ємом 10 м³. Під час руху агрегата льонокомбайн здійснює брання льону, очіс насінневих коробочок, транспортування льоновороху в причіп і розстилання соломки на льоновищі для вилежування. Ворох потім відвозять на сушильний пункт для сушіння, а соломка залишається на льоновищі

для вилежування. Висушений льоноворох обмолочується ворохо-обробною машиною типу МВ–2,5А або зернозбиральним комбайном. Для забезпечення рівномірного вилежування стебел, стрічка льону через 5...8 днів перевертається підбирачем-обертачем типу ОСН–1. Вилежаний льон (треста) піднімається і зв'язується у снопи підбирачем трести типу ПТН–1 або в рулони прес-підбирачем. Застосування рулонних прес-підбирачів дозволяє відмовитися від невеликих паковок-снопів, для роботи із якими потрібні значні затрати праці.

Під час роздільного збирання льон спочатку береться бралками і складається на полі у вигляді стрічки, в якій стебла сушаться, а насіння дозріває і сушиться. Сушіння продовжується 5...8 днів. Після того, як стебла і насіннєві коробочки підсохли, до роботи приступає агрегат, який складається із трактора і підбирача-очісувача (або підбирача-молотарки). Під час його роботи стебла підбираються, обчісуються (обмолочуються), перевертаються і знову вкладаються на полі для вилежування. Льоноворох після сушіння обмолочують так, як і при збиранні комбайном, а стебла після вилежування підбирають рулонним прес-підбирачем.

Перевагою збирання сноповим способом є застосування порівняно недорогих машин. Якість продукції може бути дуже хорошою за сприятливих погодних умов. Великим недоліком цього способу є те, що багато операцій не механізовані і виконуються вручну. Тому такий спосіб можна рекомендувати для застосування тільки в дрібних фермерських господарствах на невеликих площах (до 30...35 га).

Суттєвим недоліком збирання комбайном є те, що техніка використовується складна і вартість її висока. Другим недоліком комбайнового способу є те, що збирання починається дещо пізніше ніж іншими способами. Це пояснюється тим, що при очісуванні насіннєві коробочки відриваються від стебел самі або разом з квітконіжкою чи частиною стебла. Для зелених коробочок таке відривання має негативне значення, тому що для дозрівання насіння у коробочки кожного стебла повинні надходити соки зі всього стебла, завдяки чому насінини краще наповнюються і стають більшими. Для зрілих коробочок цей відрив не має значення. Через це збирання комбайном починається на декілька днів пізніше ніж інші способи збирання, за ці дні коробочки встигають краще дозріти. Третій недолік комбайнового способу – це неможливість довгого зберігання сирого льоновороху в причіпі через небезпеку його самонагрівання і псування насіння. Під час затримки з будь-якої причини причепа з ворохом останній буде псуватися.

Важливою перевагою роздільного способу збирання є використання енергії сонця для сушіння і дозрівання стебел з коробочками, через що можна почати збирання на декілька днів раніше, ніж при комбайновому способі.

До недоліків роздільного способу відноситься те, що через вкладання стебел з насіннєвими коробочками на ґрунт і знаходження їх там під час дощу виникає небезпека зараження насіння хворобами. Є у нього й інші недоліки.

Все вищевикладене необхідно враховувати при виборі способів збирання льону. Важливою вимогою до всіх способів збирання є недопущення розтягування строків збирання, оскільки довготривалий час проведення збиральних робіт і погодні умови (особливо холод) можуть негативно впливати на стан льонопродукції. Холод уповільнює вилежування соломки в тресту, терміни збирання при цьому розтягуються і пізні сільськогосподарські роботи можуть перейти на більш пізній час, а інколи і на зимові місяці. В той же час, якщо скоротити строки збирання льону, то можна скоріше проводити наступні операції з підйому льонотрести (після вилежування) і інші сільськогосподарські роботи.

Швидкому проведенню збиральних робіт буде сприяти зменшення кількості операцій при збиранні, а це можливо, якщо кожний спосіб (комбайновий і роздільний) застосовувати для однієї цілі (отримання хорошого волокна або хорошого насіння). Досвід збирання льону в різних країнах показує, що краще застосовувати комбайновий спосіб з метою отримання високоякісного насіння і комбайном при цьому збирають льон у пізній жовтій і повній стиглості, а роздільний спосіб краще застосовувати з метою отримання високоякісного волокна, і браккою при цьому треба брати льон в зеленій або ранній жовтій стиглості.

Якщо так зробити, то збирання комбайном буде полягати у бранні комбайном стиглого і сухого льону, його очісуванні, вкладанні стебел на землю для вилежування, обмолоту вороху і очищенню насіння. Після цього потрібно обертати стеблову стрічку для забезпечення рівномірного вилежування. Після вилежування стрічку треба підняти і формувати рулони для відправлення на льонозавод. Треста буде гірша, ніж при бранні льону в ранній жовтій стиглості, але волокно буде.

Роздільне збирання, якщо так його застосувати, буде полягати у бранні льону льонобралкою і вкладанні на землю стебел у вигляді стрічки для вилежування (насіннєві коробочки при цьому залишаються на стеблах, тобто також лежатимуть на землі). У процесі вилежування

треба буде один–два рази підняти стрічку і обернути її. Потім в роботу необхідно привести прес–підбирач, який підніме стебла і сформує рулони для відправлення на льонозавод. На заводі за хорошого стану насіння проводять очісування трести. Отримане при цьому насіння може піти на технічні потреби.

За таких умов сушарки майже не потрібні. Не потрібні також підбирачі–очісувачі та підбирачі–молотарки. Завдяки вказаним скороченням операцій значно скоротяться терміни збирання.

Література

1. Диденко Н.Ф., Черников В.Г., Ковалев М.М., Козлов В.П. Льноуборочная техника: состояние и направление развития. Тракторы и сельскохозяйственные машины (Россия). –2003.– №11. – С.36– 38.
2. Хайліс Г., Налобіна О., Залужний В. // Технології збирання льону та проблеми механізації льонарства // Техніка АПК. – 2004. – №1–2. – С.17–19.
3. Хайліс Г., Налобіна О., Ковальов М., Кузьменко В., Шейченко В. Проблеми механізації льонарства // Техніка АПК. – 2006. –№11. – С.32– 33.
4. Хайліс Г., Шейченко В. Необхідні машини для механізованих способів збирання льону // Техніка АПК. – 2007. – № 4–5. – С. 6–8.

УДК 631.358:633.521

© Г.А. Хайліс, д.т.н.; П.А. Пех, к.т.н.

Луцкий национальный технический университет

О ЗАХВАТЕ СТЕБЛЕЙ ЛЬНА ДВИЖУЩИМИСЯ ПАЛЬЦАМИ ПОДБОРЩИКА

В статье рассмотрено взаимодействие пальцев подборщика со стеблями льна при их подаче с земли и определены закономерности этого процесса.

Постановка проблемы. Подборщики стеблей льна необходимы для подбора стебельной ленты, ее очеса и оборачивания с целью обеспечения равномерной вылежки соломки. По подборщикам

проведено много исследований, однако вопросы взаимодействия пальцев подборщика со стеблями исследованы недостаточно.

Анализ последних исследований. Работа подборщика исследована рядом авторов [1, 2, 3, 4], но работа пальцев при их воздействии на поднимаемые стебли рассмотрена недостаточно.

Цель исследования – проанализировать воздействие пальцев подборщика на поднимаемую группу стеблей льна.

Результаты исследования. Схема нижней части плоскоременно–пальцевого подборщика представлена на рис. 1. На шкив одет ремень A_0BCDE_0 с пальцами, ветви ремня далее идут наклонно вверх к верхней части подборщика, там же находится устройство для привода ремня в движение. Весь подборщик движется влево в направлении скорости v_M , шкив вращается при этом по часовой стрелке. На схеме изображены прикрепленные к ремню через определенное расстояние пальцы, в каждом ряду на схеме виден один палец, фактически в каждом ряду имеется два или три пальца.

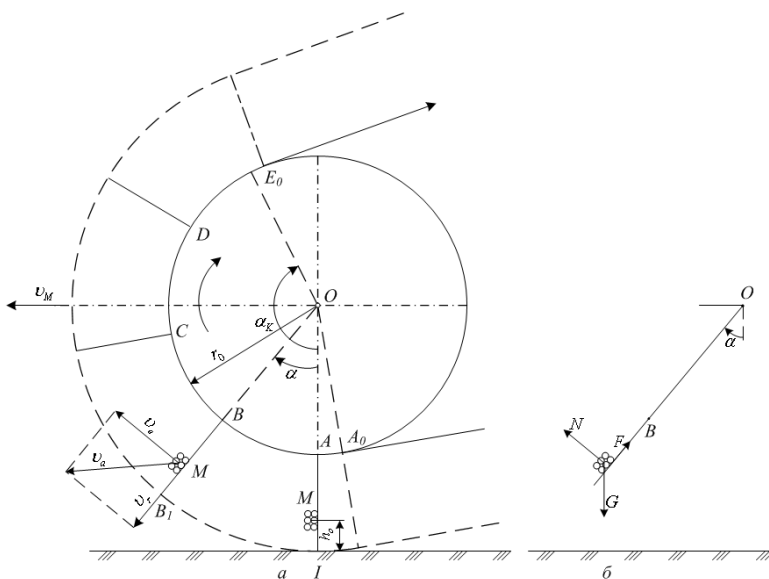


Рис. 1. Взаимодействие движущегося пальца подборщика с захваченной группой стеблей (а) и заданные силы, действующие на эту группу (б)

Пусть нижний ряд пальцев AI захватил группу стеблей на некоторой высоте h_0 ее центра масс M от земли. При дальнейшем вращении пальцев группа стеблей с центром масс в точке M будет совершать сложное движение, состоящее из переносного движения вместе с пальцем и относительного движения относительно пальца.

Скорость v_r относительного движения направлена вдоль пальца, т.е. по линиям AI (если палец занимает положение AI) или BB_1 (если палец занимает положение BB_1). Линия BB_1 находится под углом поворота α пальца при его вращении, начиная от вертикального положения AI . Скоростью v_e переносного движения будет скорость вращения точки пальца, с которой соприкасается центр M группы стеблей.

Будем исследовать движение группы стеблей в полярной системе координат с началом (полюсом) в центре O вращения пальца и полярной осью, совпадающей с нижним вертикальным радиусом окружности, по которой движется конец I пальца. Угол α , которым характеризуется положение полярного радиуса ρ центра масс группы стеблей, будем отсчитывать от вертикали OI по направлению вращения пальца (по часовой стрелке). Если исходить из того, что горизонтальная ось O вращения пальца движется вместе с агрегатом поступательно, прямолинейно и равномерно, то выбранная система координат будет двигаться относительно земли также поступательно, прямолинейно и равномерно со скоростью движения машины v_M .

Применим для исследования взаимодействия пальца с группой стеблей дифференциальные уравнения в обобщенных координатах (уравнения Лагранжа II рода). Положение центра масс группы стеблей, принимаемой за механическую систему, будет определено, если будут известны две обобщенные координаты этой системы: α и ρ .

Кроме этих двух координат, было бы желательно знать третью координату, а именно – угол поворота группы стеблей вокруг оси, проходящей через центр масс этой группы перпендикулярно плоскости движения системы (т.е. перпендикулярно плоскости чертежа), но из-за того, что стебли переплетены в ленте и существенно поворачиваться не могут, поворот этот рассматриваться не будет.

При таких условиях уравнения Лагранжа II рода будут иметь вид:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_{\alpha}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \rho} = Q_{\rho}, \end{cases} \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия группы стеблей при их движении в выбранной системе координат; Q_{α} и Q_{ρ} – обобщенные силы (по координатам α и ρ); $\dot{\alpha}$ и $\dot{\rho}$ – обобщенные скорости.

Если пренебречь сопротивлением воздуха, то кинетическая энергия группы стеблей в выбранной системе координат равна:

$$T = \frac{m_{\bar{\omega}} v_{\alpha}^2}{2} + \frac{m_{\bar{\omega}}}{2} r_{ei}^2 \omega_l^2, \quad (2)$$

где $m_{\bar{\omega}}$ – масса группы стеблей; v_{α} – абсолютная скорость движения центра масс группы стеблей; r_{ei} – радиус инерции группы стеблей относительно оси, перпендикулярной плоскости чертежа и проходящей через центр масс M этой группы; ω_l – угловая скорость вращения группы стеблей относительно оси, проходящей через центр M .

Скорость v_{α} показана на рис.1, а. Она равна $v_{\alpha} = \sqrt{v_e^2 + v_r^2}$.

Скорость $v_e = \omega \cdot \rho$, где ω – угловая скорость вращения пальца, она равна $\dot{\alpha}$. Скорость v_r равна $\dot{\rho}$. Тогда $v_{\alpha}^2 = (\dot{\alpha}\rho)^2 + \dot{\rho}^2$. Будем пренебрегать величиной r_{ei} из-за того, что она очень мала. Тогда

$$T = \frac{m_{\bar{\omega}}}{2} [(\dot{\alpha}\rho)^2 + \dot{\rho}^2]. \quad (3)$$

Из получившегося равенства определим производные кинетической энергии:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = \frac{m_{\bar{\omega}}}{2} 2\dot{\alpha}\rho^2 = m_{\bar{\omega}}\dot{\alpha}\rho^2; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) = m_{\bar{\omega}}\rho^2\ddot{\alpha} + 2m_{\bar{\omega}}\dot{\alpha}\rho\dot{\rho}; & \frac{\partial T}{\partial \alpha} = 0; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}} = \frac{m_{\bar{\omega}}}{2} 2\dot{\rho} = m_{\bar{\omega}}\dot{\rho}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\rho}} \right) = m_{\bar{\omega}}\ddot{\rho}; & \frac{\partial T}{\partial \rho} = \frac{m_{\bar{\omega}}}{2} \dot{\alpha}^2 2\rho^2 = m_{\bar{\omega}}\dot{\alpha}^2 \rho. \end{cases} \quad (4)$$

Для нахождения обобщенных сил дадим группе стеблей поочередно такие возможные перемещения (рис.1, б), при которых изменяется только одна обобщенная координата (сначала α , потом ρ), и далее определим сумму элементарных работ заданных сил на каждом таком перемещении.

На группу стеблей действуют: сила тяжести G , нормальная реакция N и сила трения F , равная fN и направленная противоположно относительной скорости (здесь f – коэффициент трения скольжения). На основании изложенного составляем суммы элементарных работ $\sum \delta A$ при перемещении системы на элементарный угол $\delta\alpha$ и элементарный путь $\delta\rho$:

$$\begin{aligned} \sum \delta A_a &= N \rho \delta\alpha - G \rho \sin \alpha \delta\alpha = Q_a \delta\alpha; \\ \sum \delta A_\rho &= G \cos \alpha \delta\rho - F \delta\rho = Q_\rho \delta\rho. \end{aligned} \quad (5)$$

Из этих равенств находим, учитывая, что $G = m_{\text{об}} g$. (g – ускорение свободного падения):

$$\begin{cases} Q_a = (N - m_{\text{об}} g \sin \alpha) \rho; \\ Q_\rho = m_{\text{об}} g \cos \alpha - fN. \end{cases}$$

Подставив полученные выражения в уравнения (1), находим:

$$\begin{aligned} m_{\text{об}} \rho^2 \ddot{\alpha} + 2m_{\text{об}} \dot{\alpha} \dot{\rho} &= (N - m_{\text{об}} g \sin \alpha) \rho; \\ m_{\text{об}} \ddot{\rho} - m_{\text{об}} \dot{\alpha}^2 \rho &= m_{\text{об}} g \cos \alpha - fN. \end{aligned}$$

Из первого уравнения находим значение N :

$$N = m_{\text{об}} g \sin \alpha + m_{\text{об}} \rho \ddot{\alpha} + 2m_{\text{об}} \dot{\alpha} \dot{\rho}.$$

Подставляя значение N во второе уравнение, получим:

$$\ddot{\rho} + 2f \dot{\alpha} \dot{\rho} - (\dot{\alpha}^2 - f \ddot{\alpha}) \rho = g(\cos \alpha - f \sin \alpha). \quad (6)$$

Полученное дифференциальное уравнение движения группы стеблей является сложным. Для его упрощения примем, что палец вращается равномерно, значит $\dot{\alpha} = \omega \approx \text{const}$. Тогда $\ddot{\alpha} = 0$, и уравнение приводится к виду:

$$\ddot{\rho} + 2f \omega \dot{\rho} - \omega^2 \rho = g(\cos \alpha - f \sin \alpha). \quad (7)$$

Так как $\dot{\rho} = \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\rho}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\rho}{d\alpha} \cdot \omega$, то аналогично

получаем $\dot{\rho} = \frac{d^2 \rho}{d\alpha^2} \cdot \omega^2$. С учетом этих равенств уравнение (7), примет

вид:

$$\frac{d^2 \rho}{d\alpha^2} + 2f \frac{d\rho}{d\alpha} - \rho = \frac{g}{\omega^2} (\cos \alpha - f \sin \alpha). \quad (8)$$

Таково дифференциальное уравнение движения центра масс группы стеблей при их взаимодействии с пальцами подборщика. Это неоднородное линейное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами.

Общее решение ρ этого уравнения будет:

$$\rho = C_1 e^{k_1 \alpha} + C_2 e^{k_2 \alpha} - \frac{g}{2\omega^2} \cos(\alpha + 2\varphi), \quad (9)$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования, а $\hat{e}_1 = -f + \sqrt{I + f^2}$; $\hat{e}_2 = -f - \sqrt{I + f^2}$; φ – угол трения.

Дифференцируя функцию (9) по аргументу α , найдем выражение для относительной скорости $\dot{\rho}$:

$$\dot{\rho} = C_1 \hat{e}_1 e^{k_1 \alpha} + C_2 \hat{e}_2 e^{k_2 \alpha} + \frac{g}{2\omega^2} \sin(\alpha + 2\varphi) \quad (10)$$

Полученные решения должны удовлетворять очевидным неравенствам:

$$\begin{cases} 0 \leq \alpha \leq \alpha_0; \\ r_0 \leq \rho \leq r_0 + h; \\ \dot{\rho} \leq 0, \end{cases} \quad (11)$$

где r_0 – радиус шкива; h – длина пальца (рис. 1).

Первое из этих условий означает, что найденные нами решения (9) и (10) справедливы для угла поворота шкива, изменяющегося от 0 до некоторого значения α_0 . В момент времени, когда угол α принимает значение $\alpha = \alpha_0$, палец разрывает ленту стеблей и на этом процесс подборки очередной группы стеблей заканчивается. Величину угла α_0 можно приближенно принять равной

$\alpha_0 = l/r_0$ радиан, где l – расстояние между пальцами подборщика (по длине ремня), r_0 – радиус шкива. Далее оказавшаяся на пальце стебельная масса, покоясь на нем, продолжает вращательное движение, пока $\alpha_0 \leq \alpha \leq \pi/2$. Затем лента стеблей попадает на плоскость ремня, и, удерживаемая пальцами, перемещается вместе с ним.

Второе условие означает, что центр масс стеблей может совершать относительное перемещение вдоль пальцев только в пределах их длины.

Третье условие должно быть обязательно соблюдено для того, чтобы стебли не соскальзывали с пальцев подборщика.

Для определения постоянных интегрирования C_1 и C_2 подставим начальные условия: $\rho = r_0 + h$, при $\alpha = 0$ в выражение (9) и $\dot{\rho} = 0$, при $\alpha = \alpha_0$ в выражение (10). Решая полученную систему уравнений, находим:

$$\begin{cases} C_1 = \frac{(r_0 + h)k_2 e^{k_2 \alpha_0} + \frac{g}{2\omega^2} (k_2 e^{k_2 \alpha_0} \cos 2\varphi + \sin(\alpha_0 + 2\varphi))}{k_2 e^{k_2 \alpha_0} - k_1 e^{k_1 \alpha_0}}, \\ C_2 = \frac{(r_0 + h)k_1 e^{k_1 \alpha_0} + \frac{g}{2\omega^2} (k_1 e^{k_1 \alpha_0} \cos 2\varphi + \sin(\alpha_0 + 2\varphi))}{k_1 e^{k_1 \alpha_0} - k_2 e^{k_2 \alpha_0}}. \end{cases} \quad (12)$$

Таким образом, траектория движения центра масс группы стеблей в выбранной системе координат выражается зависимостью (9), а относительная скорость перемещения центра масс группы стеблей вдоль пальца подборщика – зависимостью (10), в которых постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются по формулам (12).

Если значение радиуса–вектора ρ , определенное по формуле (9), превзойдет величину $r_0 + h$, произойдет соскальзывание группы стеблей с пальца подборщика. Наоборот, если рассчитанное значение радиуса–вектора ρ станет меньше величины r_0 , будет происходить утолщение ленты стеблей льна или же свертывание ее в рулон под воздействием следующих за ними стеблей. Естественно, это может происходить только в том случае, если вектор относительной скорости будет направлен в сторону точки О (рис. 1), а ее значение будет отрицательным. Как только относительная скорость станет положительной, начнется процесс соскальзывания ленты стеблей с пальцев подборщика.

Для того, чтобы облегчить расчеты по громоздким формулам, приведенным выше, нами составлена электронная таблица для табличного процессора Microsoft Excel, позволяющая автоматизировать этот процесс (рис. 2).

Исходные данные для расчета приведены в табл. 1, а формулы для расчета – в табл. 2. Формулы в диапазоне ячеек C11:J20 получаются методом протягивания формул, введенных в диапазон ячеек C10:J10. Естественно, конкретные значения исходных данных могут быть заданными и другими, расчетные же величины будут немедленно пересчитанными по формулам электронной таблицы. В этом отношении электронная таблица подобна программе, составленной на каком-либо языке.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1										
2		g=	9,81	f=	0,4	φ=	0,3805	φ _р =	21,80	
3		n=	150	ω=	15,7080	r ₀ =	0,2	h=	0,15	
4		k ₁ =	0,6770	k ₂ =	-1,47703	l=	0,15	α ₀ =	0,75	
5		r ₀ +h=	0,35	e ^{λ(k₁*α₀)} =	1,6616	cos(2φ)=	0,7241	sin(2φ)=	0,6897	
6		g/(2ω ²)=	0,019879	e ^{λ(k₂*α₀)} =	0,3303	sin(α ₀ +2φ)=	0,9982	α _{0р} =	42,9718	
7		c ₁ =	0,0979			c ₂ =	0,2665	α _{0р} /10=	0,075	
8										
		i	α в рад	e ^{λ(k₁*α)}	e ^{λ(k₂*α)}	(g/(2ω ²))* cos(α+2φ)	(g/(2ω ²))* sin(α+2φ)	ρ	ρ'	α в град
9		1	0,000	1,000	1,000	0,014	0,014	0,350	-0,314	0,0
11		2	0,075	1,052	0,895	0,013	0,015	0,328	-0,268	4,3
12		3	0,150	1,107	0,801	0,012	0,016	0,310	-0,226	8,6
13		4	0,225	1,165	0,717	0,011	0,017	0,294	-0,189	12,9
14		5	0,300	1,225	0,642	0,010	0,017	0,281	-0,154	17,2
15		6	0,375	1,289	0,575	0,008	0,018	0,271	-0,123	21,5
16		7	0,450	1,356	0,514	0,007	0,019	0,263	-0,094	25,8
17		8	0,525	1,427	0,461	0,006	0,019	0,257	-0,068	30,1
18		9	0,600	1,501	0,412	0,004	0,019	0,253	-0,043	34,4
19		10	0,675	1,579	0,369	0,003	0,020	0,250	-0,021	36,7
20		11	0,750	1,662	0,330	0,001	0,020	0,250	0,000	43,0

Рис. 2. Электронная таблица для расчета перемещений и относительной скорости

Таблица 1. Исходные данные для расчета

№ п/п	Наименование параметра	Адрес ячейки или диапазона	Значение ячейки или диапазона
1	Ускорение свободного падения g, м/с ²	C2	9,81
2	Коэффициент трения f	E2	0,4
3	Число оборотов шкива n, об/мин	C3	150
4	Радиус шкива r ₀ , м	G3	0,2
5	Длина пальца h, м	I3	0,15
6	Расстояние между пальцами l, м	G4	0,15
7	Номер по порядку i	B10:B20	Числа от 1 до 11

Таблица 2. Формулы электронной таблицы

№ п/п	Параметр или выражение	Адрес ячейки	Формула в электронной таблице
1	2	3	4
1	φ в рад	G2	=ATAN(E2)
2	φ в град	I2	=G2*180/ПИ()
3	ω	F3	=ПИ()*C3/30
4	k_1	C4	=-E2+(1+E2^2)^(1/2)
5	k_2	E4	=-E2-(1+E2^2)^(1/2)
6	α_0	I4	=G4/G3
7	$r_0 + h$	C5	=G3+I3
8	$e^{k_1\alpha_0}$	E5	=EXP(C4*I4)
9	$\cos 2\varphi$	G5	=COS(2*G2)
10	$\sin 2\varphi$	I5	=SIN(2+G2)
11	$\frac{g}{2\omega^2}$	C6	=C2/(2*E3^2)
12	$e^{k_2\alpha_0}$	E6	=EXP(E4*I4)
13	$\sin(\alpha_0 + 2\varphi)$	F6	=SIN(I4+2*G2)
14	α_0 в град	I6	=I4*180/ПИ()
15	C_1	C7	=(C5*E4*E6+C6*(E4*E6*G5+G6)/ (E4*E6-C4*E5)
16	C_2	G7	=(C5*C4*E5+C6*(C4*E5*G5+G6)/ (C4*E5-E4*E6)
17	α в рад	C10	=(B10-1)*\$I\$7
18	$e^{k_1\alpha}$	D10	=EXP(\$C\$4*C10)
19	$e^{k_2\alpha}$	E10	=EXP(\$E\$4*C10)
20	$\frac{g}{2\omega^2} * \cos(\alpha + 2\varphi)$	F10	=\$C\$6*COS(C10+2*\$G\$2)
207	$\frac{g}{2\omega^2} * \sin(\alpha + 2\varphi)$	C10	=\$C\$6*SIN(C10+2*\$G\$2)

1	2	3	4
21	ρ	H10	$=C\$7*D10+G\$7*E10-F10$
22	$\dot{\rho}$	I10	$=C\$7*\$c\$4*D10+G\$7*\$E\$4*E10+G10$
23	α в рад	J10	$=C10*180/ПИ()$

Анализ приведенных на рис. 2 результатов расчетов позволяет сделать вывод, что подбор стеблей при углах поворота шкива подборщика от 0 до 43 градусов будет происходить удовлетворительно, о чем свидетельствуют отрицательные значения относительной скорости. При значении угла поворота шкива, равном приблизительно 43 градусов, относительная скорость становится равной нулю, но именно в этот момент заканчивается процесс подбора группы стеблей. Можно также заметить, что утолщения или сворачивания ленты стеблей происходить не будет, так как расчетное значение радиуса-вектора центра масс больше величины радиуса шкива. В то же время, поскольку расчетное значение радиуса-вектора центра масс меньше величины $r_0 + h$, т.е. центр масс ленты стеблей находится на пальце, то и сползания ленты стеблей также не будет.

Основные выводы

1. В работе получена математическая модель взаимодействия пальца подборщика с группой стеблей в виде дифференциальных уравнений в обобщенных координатах (уравнений Лагранжа II рода) и проведен анализ работы подборщика при разных условиях.
2. Разработана электронная таблица для инженерного расчета параметров взаимодействия пальцев подборщика с лентой стеблей и дан пример такого расчета.

Литература

1. Ковалев М.М. Параметры и режимы подбирающего аппарата для лубяных культур // Тракторы и сельскохозяйственные машины. –2007. – №3. – С. 34–35.
2. Хайліс Г.А., Цикалюк Ю.О. До теорії взаємодії пальця підбирача зі стеблом // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 4. – Луцьк: РВВ ЛДТУ, 1998. – С. 156–161.
- 3.Макаєв В.І. Результати робіт зі створення льонопідбирача–молотарки // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 14.– Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2006. – С. 137–144.
4. Хайліс Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. –К: Издат. УСХА, 1992. – 182 с.

Г.А. Хайліс, д.т.н.; Н.О. Толстушко
Луцький національний технічний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРЕСУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ РУЛОННОГО ПРЕС-ПІДБИРАЧА СТРІЧКИ ЛЬОНУ

У статті наведено аналіз роботи прес-підбирача з удосконаленою пресувальною камерою змінного об'єму для формування рулонів зі стрічки стебел льону. Дано залежності для обґрунтування параметрів робочих органів пресувальної камери.

ПРЕС-ПІДБИРАЧ, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, НЕСКІНЧЕННІ ПАСИ, ПІДПРУЖИНЕНА РАМКА, РУЛОН, СТРІЧКА ЛЬОНУ.

Постановка проблеми. У світі на ринках сільськогосподарської техніки пропонуються рулонні прес-підбирачі з пресувальними камерами сталого або змінного об'ємів, у яких можуть бути різні варіанти робочих органів. Причому пресувальні камери сталого об'єму, особливо їх безпасові варіанти, мають досить просту конструкцію та високу довговічність робочих органів, але для збирання льону переважно використовують пресувальні камери змінного об'єму з нескінченними пасами, які мають меншу енергомісткість процесу пресування льоносировини і при цьому менше пошкоджують стебла льону та краще забезпечують виконання інших агротехнічних вимог. З іншого боку, в пресувальних камерах змінного об'єму складно забезпечити однакову щільність шарів стрічки стебел льону в рулоні, а недостатнє ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел льону в рулоні в порівнянні з внутрішніми призводить до значної нерівномірності розподілу щільності в поперечному перерізі рулону. Крім того, часто виникає вихід з ладу нескінченних пасів внаслідок їх розтягу при збільшенні сили натягу для ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел в рулоні. Розтяг нескінченних пасів призводить до переплутування, скручування та пошкодження стебел, порушення паралельності між ними в рулоні, що негативно впливає на його якість. А тому актуальним є завдання поліпшення якості формування рулонів зі стрічки стебел льону на підставі вдосконалення конструкції пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача та системного обґрунтування параметрів і режимів роботи її робочих органів завдяки розкриттю явищ ущільнювання стеблової стрічки і формування рулону [1, 2, 3, 4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що в пресувальних камерах ущільнення шарів рослинного матеріалу в рулоні відбувається в основному в зонах їх контакту з опорними і натяжними валиками або барабанами аналогічно процесу прокатки, а гнучкі в'язі у вигляді нескінченних пасів виконують функції формоутворювального елемента, що обертає рулон в камері [1, 2, 4]. Саме тому такі провідні виробники рулонних прес-підбирачів як Claas, Fortschritt, New Holland, Dehondt, Depoortere та інші погоджуються на ускладнення конструкції пресувальної камери і намагаються збільшити по її периметру кількість таких зон контакту. Поряд з цим у літературі мало уваги приділено вдосконаленню пресувальних камер змінного об'єму рулонних прес-підбирачів для збирання льоносировини (льоносоломи чи льонотрести) з метою одночасного забезпечення однакової щільності шарів стеблової стрічки льону в рулоні та зменшення сили натягу нескінченних пасів і пошкоджень стебел у рулоні.

Мета дослідження – проаналізувати процес формування рулонів зі стрічки стебел льону в удосконаленій пресувальній камері змінного об'єму рулонного прес-підбирача ПР-1,2.

Результати дослідження. На рисунку в схематичному вигляді зображений рулонний прес-підбирач стрічки льону ПР-1,2 з удосконаленою пресувальною камерою змінного об'єму, який містить раму 1 та розміщені на ній підбирач 2, барабан 3, відбійний валик 4, нескінченні паси 5, що охоплюють валики 6, натяжний пристрій 7, клапан вивантаження 8, обмотувальний апарат 9, а також ходову частину 10 і механізм приводу 11. Новим у рулонному прес-підбирачі є те, що клапан вивантаження 8 обладнаний підпружиненою рамкою 12, яку шарнірно з'єднано з ним та підвішено на двох однакових, симетрично розміщених пружинах розтягу 13, причому верхні кінці пружин розтягу 13 закріплено на клапані вивантаження 8. На підпружиненій рамці 12 розміщено валики 14, осі яких паралельні осям валиків 6 та розташовані вздовж дуги кола з діаметром більшим за максимальний діаметр рулону 15 зі стрічки стебел льону 16. Рулон 15 знаходиться в пресувальній камері змінного об'єму, яка утворена робочими органами у вигляді барабана 3, відбійного валика 4, нескінченних пасів 5 та валиків 6 і 14. Підпружинена рамка 12 у крайньому верхньому положенні OA_0 та крайньому нижньому положенні OA (на рис. показано тонкою штриховою лінією) впирається в обмежувачі ходу 17, які жорстко закріплені на клапані вивантаження 8.

нескінченних пасів 5, відбійного валика 4 і барабана 3 відбувається ущільнення та петлеподібний згин стрічки стебел льону 16, що є початком формування рулону 15. Від взаємодії з нескінченними пасами 5, відбійним валиком 4 і барабаном 3 рулон 15 обертається в пресувальній камері, а стрічка стебел льону 16, яка поступає від підбирача 2, намотується на рулон 15. У результаті цього рулон 15 збільшується в діаметрі та прогинає нескінченні паси 5 на ділянці між найближчими до барабана 3 валиками 6 і 14. Тобто, нескінченними пасами 5 утворюється петля, розміри якої збільшуються за рахунок подолання рулоном 15, що формується, опору натяжного пристрою 7. При цьому рулон 15, обтягнутий нескінченними пасами 5, опирається на барабан 3, а далі, при збільшенні свого діаметра та маси, рулон 15 опирається ще й на валики 14 підпружиненої рамки 12. Підпружинена рамка 12 перебуває в крайньому верхньому положенні OA_0 на початку взаємодії рулону 15 з валиками 14, а кількість валиків 14, що одночасно діють на рулон 15, збільшується внаслідок безперервного зростання його діаметра. Крім того, під дією нескінченних пасів 5 через рулон 15 та його ваги підпружинена рамка 12 з валиками 14 опускається вниз, повертаючись на шарнірному з'єднанні з клапаном вивантаження 8 і долаючи сили пружності пружин розтягу 13. Внаслідок обертання рулону 15 усі ділянки його шарів стрічки льону 16, безпосередньо або через сусідні ділянки, пресуються в зоні контакту з валиками 14 із силою, яка зростає при збільшенні маси рулону 15 та деформації пружин розтягу 13, але при цьому одночасно зростає й площа цієї зони контакту.

Час пресування t_{np} елемента товщиною h і довжиною Δl стрічки, яка тільки поступила в пресувальну камеру і починає намотуватись на рулон діаметром D_p , під час взаємодії з барабаном і валиками підпружиненої рамки залежить від параметрів робочих органів пресувальної камери та рулону. Причому цей час t_{np} зростає зі збільшенням діаметра рулону D_p і його можна представити у вигляді:

$$t_{np} = t_{\sigma} + k \cdot t_{\epsilon}, \quad (1)$$

де t_{σ} і t_{ϵ} – відповідно час пресування елемента стрічки барабаном і одним валиком; k – кількість валиків підпружиненої рамки, з якими уже взаємодіє рулон.

Внаслідок обертання рулону вищезгаданий елемент стебловій стрічки виходить із зони безпосереднього контакту з валиками підпружиненої рамки. Тоді розпочинається пружне розширення цього

елемента, що триває деякий час $t_{роз}$, до початку повторного пресування елемента навантаженням, яке буде прикладене через сусідній шар стрічки в зоні дії барабана і валиків. Отже, для часу одного оберту рулону з урахуванням (1) буде справедлива рівність:

$$\frac{\pi \cdot D_{\delta}}{v} = t_{\delta i \zeta} + t_a + k \cdot t_a, \quad (2)$$

де v – швидкість руху нескінченних пасів.

Зі збільшенням часу t_{np} і, відповідно, зменшенням часу $t_{роз}$ зростає щільність шарів стеблової стрічки льону в рулоні.

Осі валиків підпружиненої рамки розташовані вздовж дуги кола з діаметром $D_{н.р.}$, який визначається за формулою:

$$D_{н.р.} = D_{p \max} \cdot \xi, \quad (3)$$

де $D_{p \max}$ – максимальний діаметр рулону зі стрічки стебел льону; $\xi = 1,05 \dots 1,15$ – коефіцієнт, який ураховує деформаційні властивості рулону зі стрічки стебел льону.

Коли рулон 15 (рис.) досягне заданого діаметра, агрегат зупиняється та відразу вмикається обмотувальний апарат 9. Після обмотування рулону 15 декількома витками шпагату клапан вивантаження 8 піднімається вгору і рулон 15 викидається на поверхню льоновища 18. Далі клапан вивантаження 8 опускається вниз і фіксується, після чого агрегат знову продовжує рух та розпочинається формування наступного рулону.

Висновки. Переваги удосконаленої конструкції пресувальної камери змінного об'єму рулонного прес-підбирача в тому, що завдяки взаємодії валиків підпружиненої рамки з рулоном здійснюється необхідне ущільнення його зовнішніх шарів стрічки стебел льону, чим забезпечується більш рівномірний розподіл щільності в рулоні. Крім того, зменшуються сили натягу нескінченних пасів і тим самим підвищується довговічність останніх та якість сформованого рулону.

Література

1. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Кравчук В. Перспективи вирощивання льна-долгунца в Україні / В. Кравчук, Г. Хайлис // Техніка і технології АПК. – 2010. – №11(14). – С. 21 – 22.

4. Аналіз пристроїв для пакування стрічки льону / Н.О. Толстущко, Г.А. Хайліс, С.Є. Голячук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2005. – № 41. – С. 363 – 374.

УДК 631.331

© С.М. Хомич; І.Є. Цизь, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПНЕВМАТИЧНОГО ЗАБІРНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ДОБУВАННЯ САПРОПЕЛЮ

У статті наведено конструкцію та результати експериментальних досліджень пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю.

ЗАБІРНИЙ ПРИСТРІЙ, ПРОДУКТИВНІСТЬ, САПРОПЕЛЬ, ФАКТОР, ТИСК, КУТ, ДОВЖИНА, ДІАМЕТР.

Постановка проблеми. Складність технологічного процесу пневматичного добування сапропелю не дозволяє повністю визначити раціональні конструктивні параметри та оптимальні режими роботи механізму аналітичним шляхом. Тому, для встановлення впливу тиску нагнітання повітря та конструктивних параметрів складальних одиниць на продуктивність було проведено виробничі випробування розробленого пневматичного забірною пристрою для добування озерного сапропелю [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі результати теоретичних та експериментальних досліджень добування сапропелю з використанням пневматичного забірною пристрою [2, 3] показали, що визначальний вплив на даний процес мають такі конструктивно–технологічні параметри забірною пристрою: кут нахилу твірної конусоподібного корпусу, діаметр та довжина транспортуючого трубопроводу, тиск нагнітання повітря.

У порівнянні з існуючими засобами для добування сапропелю [4, 5] даний пристрій дозволяє значно знизити металомісткість конструкції, енергетичні витрати на одиницю добутого матеріалу, а також забезпечити добування озерних сапропелів природної вологості. Але у той же час відсутня математична модель яка б пов'язувала

конструктивно–технологічні параметри забірною пристрою із його продуктивністю.

Мета роботи. Отримати математичну модель впливу конструктивних та технологічних параметрів на продуктивність пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю у вигляді рівняння регресії, шляхом використання математичного методу планування експерименту.

Результати досліджень. Під час проведення даних досліджень використовувалась експериментальна установка виконана за схемою (рис. 1), яка комплектувалась змінними складальними одиницями різних конструктивних параметрів. Були виготовлені забірні конусоподібні корпуси, з кутом нахилу твірної відповідно $\alpha=15; 20; 25^\circ$, та три транспортуючі трубопроводи, відповідно з внутрішнім діаметром $d=0,043; 0,055; 0,067$ м. Кожна група трубопроводів відповідно до діаметру складалась з трьох частин довжиною по 1,5 м, які з'єднувались між собою муфтами. В процесі досліджень загальні довжини транспортуючих трубопроводів становили $l=1,5; 3,0; 4,5$ м. Технологічним змінним параметром даного пристрою являвся робочий тиск повітря $P=300; 400; 500$ кПа.

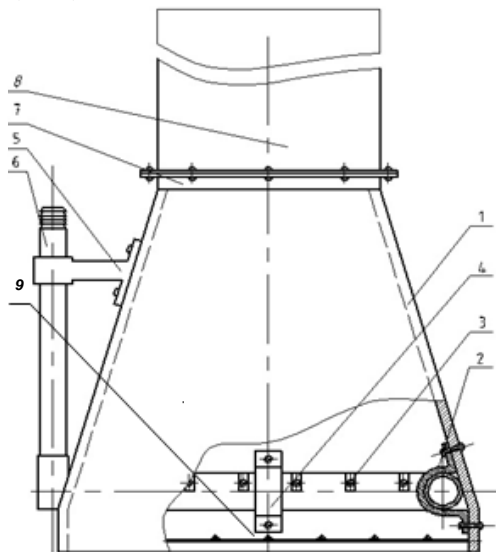


Рис. 1. Схема пневматичного забірною пристрою: 1 – корпус, 2 – кільцевий напірний трубопровід, 3 – форсунки, 4; 5 – кронштейни, 6 – магістраль подачі повітря, 7 – вихідне вікно, 8 – транспортуючий трубопровід, 9 – захисна решітка

Дослідження проводились на оз. Зяцьке Старовижівського району Волинської області. Максимальна глибина водного дзеркала становила 1 м.

Подача стиснутого повітря забезпечувалась джерелом енергії – бензиновим електрогенератором ELITECH БЗС–2500Р та повітряним компресором EURO 210/24.

Методика проведення експериментів описана в [5]. Фотографічне зображення конструкції експериментальної установки пневматичного забірного пристрою наведено на (рис. 2).



Рис. 2. Фото пневматичного забірного пристрою за його комплектування конусоподібним корпусом із кутом нахилу твірної $\alpha = 25^\circ$; та діаметром транспортуючого трубопроводу: а – $d=0,067$ м; б – $d=0,055$ м; в – $d=0,043$ м

Для отримання закономірності впливу досліджуваних факторів у вигляді рівняння регресії було застосовано математичний метод планування експерименту та здійснено дослідження за симетричним не композиційним планом Бокса–Бенкіна другого порядку.

Планування дослідження включало такі етапи:

- кодування факторів;
- складання таблиці факторів і рівнів варіювання;
- складання матриці планування;
- реалізація плану експерименту згідно з матрицею планування;
- складання рівняння регресії та визначення коефіцієнтів;
- оцінка значущості коефіцієнтів регресії;

- перевірка адекватності отриманої математичної моделі у вигляді рівняння регресії.

Числові значення факторів та рівні їх варіювання відповідали значенням змінних конструктивно-технологічних параметрів пневматичного забірної пристрою, які наведені вище.

Дослідження містило двадцять сім експериментів по три повторюваності у кожному. Продуктивність визначали через масу сапропелю, що надійшла із трубопроводу в мірну ємкість протягом однієї хвилини. Обробка даних чотирифакторного експерименту здійснювалась на ПЕОМ розробленою програмою у середовищі Mathcad 14.

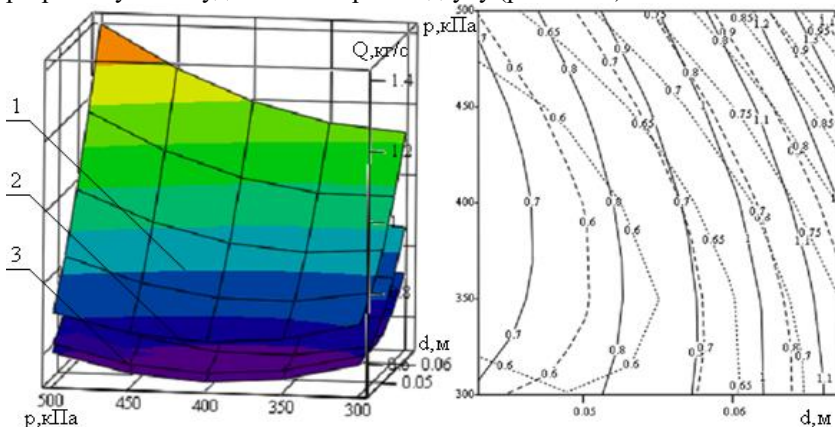
У результаті розрахунку за даною програмою отримали наступне рівняння регресії із факторами у кодованому вигляді:

$$y = 0,45 + 0,072x_1 + 0,24x_2 + 0,12x_3 - 0,121x_4 + 0,068x_1x_3 + 0,079x_2x_3 - 0,077x_3x_4 + 0,066x_1^2 - 0,019x_2^2 + 0,06x_3^2 + 0,069x_4^2.$$

Підставивши фактори у натуральному вигляді отримали:

$$y = 3,171583 - 2,9389 \times 10^{-2}l + 5,983 \times 10^{-3}\alpha - 72d - 7,677 \times 10^{-3}p + 5,667 \times 10^{-2}pd + 1,317ad - 4,278dl + 6,6 \times 10^{-6}p^2 - 7,6 \times 10^{-4}\alpha^2 + 416,667d^2 + 3,067 \times 10^{-2}l^2.$$

Для аналізу динаміки зміни продуктивності за рівнянням регресії було побудовано поверхні відгуку (рис. 3 – 6).



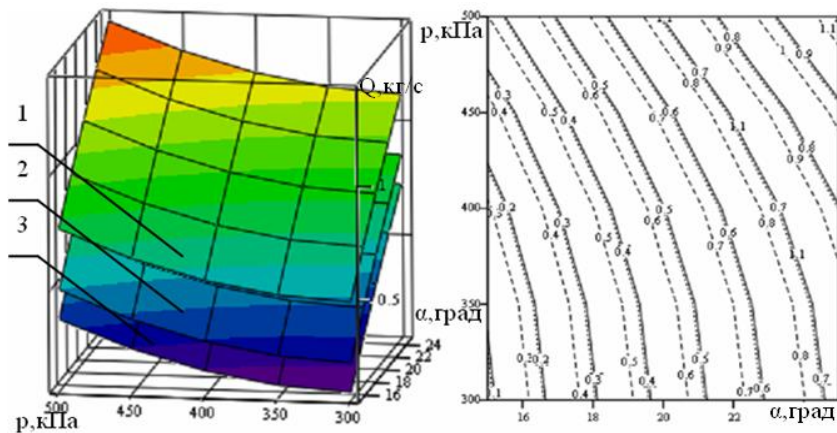


Рис. 4. Залежність продуктивності пневматичного забірної пристрою Q від тиску нагнітання повітря p та кута нахилу твірної корпусу α за діаметра транспортуючого трубопроводу $d=0,067\text{м}$ та довжині транспортуючого трубопроводу: 1 – $l=4,5\text{ м}$; 2 – $l=3,0\text{ м}$; 3 – $l=1,5\text{ м}$

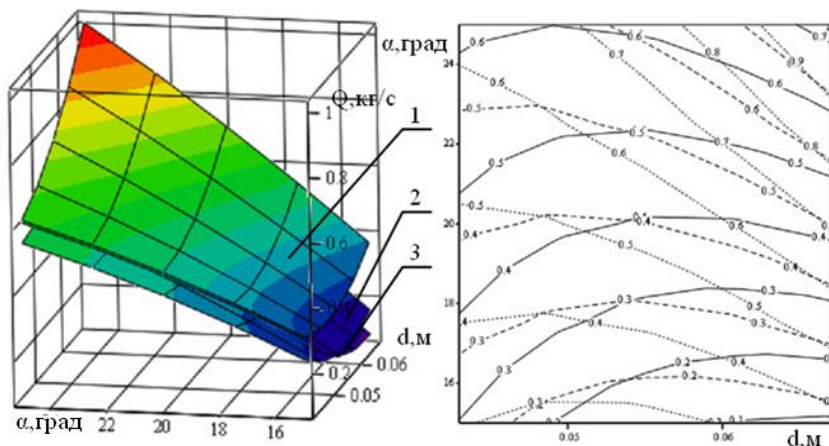


Рис. 5. Залежність продуктивності пневматичного забірної пристрою Q від діаметра транспортуючого трубопроводу d та кута нахилу твірної корпусу α за довжиною транспортуючого трубопроводу $l=4,5\text{м}$ та тиску нагнітання повітря: 1 – $p=500\text{ кПа}$; 2 – $p=400\text{ кПа}$; 3 – $p=300\text{ кПа}$

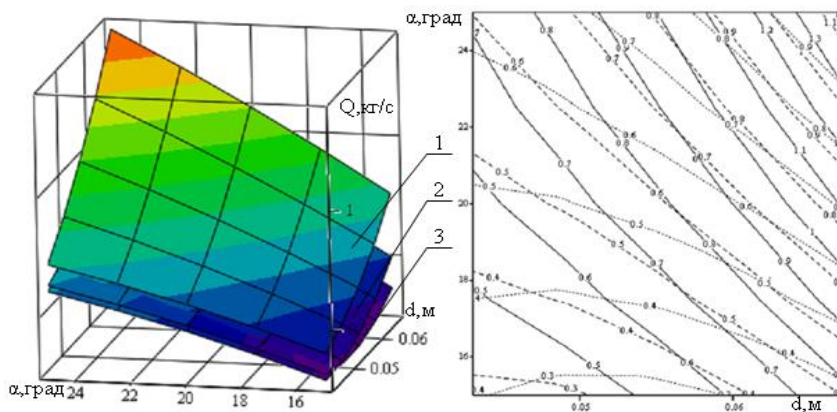


Рис. 6. Залежність продуктивності пневматичного забірною пристрою Q від діаметра транспортуючого трубопроводу d та кута нахилу твірної корпусу α за тиску нагнітання повітря $p=500$ кПа та довжини транспортуючого трубопроводу: 1 – $l=1,5$ м; 2 – $l=3,0$ м; 3 – $l=4,5$ м

Висновки:

1. Застосування тиску нагнітання повітря $p < 400$ кПа з використанням малих діаметрів транспортуючого трубопроводу $d < 0,055$ м являється не раціональним оскільки призводить до зниження продуктивності пристрою. Збільшення p до 500кПа, за $d > 0,055$ м призводить до зростання продуктивності пристрою (рис. 3, 5). Отже, раціональне використання тиску нагнітання повітря для підвищення продуктивності пневматичного забірною пристрою знаходиться в межах від $p > 400$ кПа, а діаметра транспортуючого трубопроводу $d > 0,055$ м (рис. 5).

2. Використання кута нахилу твірної конусоподібного корпусу α понад 25° являється недоцільним, оскільки із збільшенням α продуктивність пристрою інтенсивно зростає та досягнувши значення $\alpha \approx 22^\circ$ незалежно від діаметра транспортуючого трубопроводу та тиску нагнітання повітря поступово сповільнюється (рис. 5, 6). Тому значення кута нахилу твірної конусоподібного корпусу $\alpha = 25^\circ$ слід вважати раціональним.

3. Із збільшенням довжини транспортуючого трубопроводу продуктивність пневматичного забірної пристрою зменшується (рис. 3, 4, 6), тому використання транспортуючого трубопроводу з довжиною $l > 4,5$ м є неефективним, оскільки даної довжини достатньо для добування сапропелю з підводних родовищ із мінімальною товщиною водного дзеркала та шаром пелогену до 1,5 м. Зменшення продуктивності Q через зростання довжини транспортуючого трубопроводу може бути компенсовано збільшенням тиску нагнітання повітря p . Але a свою чергу приведе до збільшення енергетичних затрат на одиницю добутих покладів.

Література

1. Пат. 39044 України, E02F 3/08. Забірний пристрій / Цизь І.Є., Хомич С.М.; ЛНТУ. – №u200810917; заявл. 05.09.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.
2. Цизь І.Є. Дослідження пневматичного забірної пристрою для добування сапропелю/ І.Є. Цизь, С.М. Хомич // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 18. – Луцьк: Ред. – вид. відділ ЛНТУ, 2009. – С. 499–503.
3. Цизь І.Є. Результати експериментальних досліджень продуктивності пневматичного забірної пристрою для добування сапропелю/ І.Є. Цизь, С.М. Хомич // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвід. науково–техн. зб. – Вип. 39. – Кіровоград: За заг. ред. М.І.Чорновола, 2009. – С 418–423.
4. Технические характеристики и принципы работы ПКН [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.pneuma.lv>
5. Булік Ю.В. Обґрунтування процесу і параметрів механізму для добування сапропелю: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.11 / Булік Юрій Володимирович. – Луцьк, 2005. – 135 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.358:633.521

© Ю.О. Цикалюк, к.т.н.
Мирогощанський аграрний коледж

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕПЛУТАНОСТІ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ПІД ЧАС РОБОТИ ПІДБИРАЧА

У статті наведено результати експериментальних польових досліджень процесу підбирання стрічки льону з використанням експериментальної льонозбиральної машини. Визначенні залежності переплутаності стебел у стрічці від швидкості руху, побудовано графічні залежності і проведений їх аналіз.

ЛЬОН, СТЕБЛО, СТРІЧКА, ПІДБИРАЧ.

Постановка проблеми. Виконуючи проектування механізму підбору, необхідно знати умови вибору його конструктивно-технологічних параметрів. До даних параметрів належать: швидкість ланцюгово-пальцевого транспортера, швидкість руху підбирача, тип ланцюга, відстань між пальцями, кількість ланцюгів, довжина пальця, який кріпиться до ланцюга, кут нахилу пальців на ланцюгові, відстань між ланцюгами. Для підбирання, повертання і перевертання стрічок стебел льону доцільно застосовувати ланцюгово-пальцеві підбирачі (рис. 1).

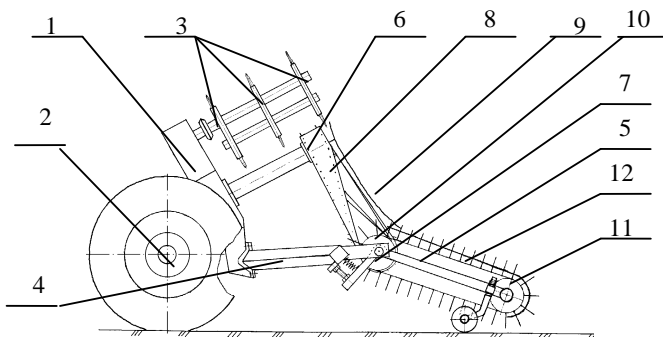


Рис. 1. Схема розробленого підбирального апарата: 1 – картер льонокмбайна; 2 – польове колесо; 3 – поперечний транспортер; 4 – рама; 5 – піврама; 6 – ведучий шків; 7 – ведений шків; 8 – транспортувальний пас; 9 – підтримувальні прутки; 10 – ведучі зірочки; 11 – ведені зірочки; 12 – ланцюгово-пальцевий транспортер

Апарат працює наступним чином: рухаючись вздовж стрічки льону, ланцюгово–пальцевий транспортер 12 обертається навколо зірочок і за допомогою пальців підбирає стрічку льону, яка, піднімаючись на захисні щитки, транспортується до напівперехресного повертального паса 8. Рухаючись разом з пасом 8 і притримуючись на ньому з допомогою підтримуючих прутків 9, стрічка повертається. В подальшому стрічка льону транспортується за допомогою поперечного транспортера 3 і направляючих прутків до обчислюючого барабана і знову розстилається на полі.

Виконуючи проектування механізму підбору, необхідно знати умови вибору його конструктивно–технологічних параметрів. До даних параметрів належать: швидкість ланцюгово–пальцевого транспортера, тип ланцюга, відстань між пальцями, кількість ланцюгів, довжина пальця, який кріпиться до ланцюга, кут нахилу пальців на ланцюгові, відстань між ланцюгами.

Аналіз досліджень і публікацій. Вагомий вклад в розробку нових робочих органів підбирачів льону, методик досліджень, а також визначення їх раціональних конструктивно–кінематичних параметрів внесли відомі вчені Г.А.Хайліс, М.Н.Биков, Ю.Г.Морозов, Г.А.Аверьянова, В.С.Брик, В.Г.Черніков, М.А.Веселовський, М.І.Самокиш, П.А.Сторц, М.М.Ковальов, М.І.Шликов, А.С.Самойлов, Б.П.Можаров, Л.М. Клятис та інші. Аналізом даних досліджень встановлено, що процеси підбору і транспортування стебел льону теоретично і експериментально вивчені недостатньо. Зокрема, за дослідження фізико–механічних властивостей стебел льону, не приділено достатню увагу визначенню переплутаності стебел в залежності від швидкості руху, опору стеблової стрічки видовженню, щільності лежачої на поверхні поля стеблової стрічки на різній висоті від ґрунту тощо.

Аналіз відомих досліджень процесів роботи збиральних машин показав, що механічні пошкодження стебел льону виникають у зв'язку з недосконалістю підбирачів, схем їх розташування в компоновках машин, а також необґрунтованим вибором їх конструктивно–технологічних параметрів і режимів роботи.

Мета дослідження – визначення впливу процесів підбирання і повертання на переплутаність стебел льону у стрічці. Це дасть можливість обґрунтувати режими роботи машини і конструктивно–технологічні параметри.

Результати дослідження. Досліди проводились у польових умовах на експериментальній льонозбиральній машині (рис. 1). Для цього використовувався льон сорту Светоч, висотою 70–80 см,

діаметром 1,5 мм, вологістю 17 %, кількістю коробочок на стеблі 1–10 шт. [1].

Переплутаність визначали у наступній послідовності. Безпосередньо перед самим підбором виділявся відрізок довжиною 30 см, шляхом зав'язування на крайніх стеблах нитки. На даному відрізку підраховувалась кількість стебел. Агрегат рухався вздовж стрічки, здійснюючи робочий процес, і миттєво зупинявся, одночасно виключаючи вал відбору потужності, коли відмічений відрізок потрапляв на платформу підбирача. На відрізку підраховувалась кількість стебел, кут нахилу яких більший 20° [2] (рис. 2). Операція повторювалась у положенні відрізка на перехресному пасі під час повертання. Переплутаність визначалась за формулою [3]:

$$x_n = \frac{x_c}{x} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де x_n – переплутаність, %; x_c – кількість стебел, які переплутані між собою, шт; x – загальна кількість стебел, шт.



Рис. 2. Визначення переплутаності в стрічці льону

Для визначення залежностей переплутаності від швидкості використовувались три варіанти швидкісного руху: 1,2 м/с, 2,0 м/с і 2,7 м/с. За результатами шестикратного повторення досліду і зміною швидкості руху від 1,2 до 2,7 визначено середнє значення зміни переплутаності та побудовано графіки в залежності від проходження стрічки льону по підбиральному апарату (рис. 3).

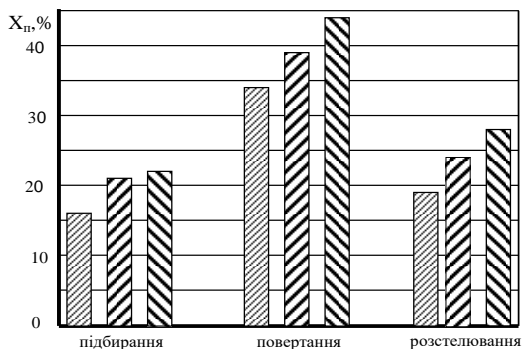





Рис. 3. Графічне зображення зміни переплутаності стрічки у процесі повертання і розстелювання:  – швидкість руху 1,2 м/с;  – швидкість руху 2,0 м/с;  – швидкість руху 2,7 м/с

Висновки. Провівши аналіз результатів дослідження переплутаності стебел в стрічці під час роботи механізму, дійшли висновку, що вона змінюється. Як видно з графіка (рис. 3), побудованого за експериментальними даними, максимальна початкова переплутаність стебел на платформі підбирача становить 23 %. При подальшому русі стрічки на перехресний пас її переплутаність дещо зростає, і безпосередньо на самому пасі становитиме максимум 44 %. Збільшення переплутаності пов'язане з різними чинниками, які впливають на неї. Але одним з головних, є швидкість руху агрегату вздовж стрічки. Аналіз показав, що із збільшенням робочої швидкості, переплутаність зростає. Результати цього зростання зображені графічно на рис. 3.

Під час руху агрегату зі швидкістю 1,2 м/с переплутаність є незначною і становить лише 17 %. Подальше збільшення швидкості шляхом зміни передачі веде за собою збільшення показника переплутаності. Так на другій і третій передачах він відповідно становить 21 % і 23 %.

Література

1. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины.–М.; Л.: Сельхозгиз, 1975.–764 с.
2. Хайліс Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., и др. Льюнборочные машины. –М.: Машиностроение, 1985.–232 с.
3. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин.–К.: НМК ВО, 1992–320 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 539.3

© В.І. Шваб'юк, д.т.н.; М.І. Морозов, к.т.н.; В.О. Ротко
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ЖОРСТКОСТІ ПАКЕТУ БАЛОК

Досліджується проблема міцності та жорсткості пакету балок, що лежать без тертя одна на одній. За допомогою гіпотез та формул уточненої теорії згину композитних балок визначаються напруження та переміщення у кожній балці пакету. Під час їх визначення використано формули для нормальних контактних напружень, що одержані авторами на основі гіпотез класичної теорії згину балок Бернуллі–Ойлера.

МІЦНІСТЬ, ЖОРСТКІСТЬ, ПАКЕТ БАЛОК, НАПРУЖЕННЯ.

У багатьох випадках для підсилення будівельних конструкцій використовують пакет балок або смуг, покладених одна на одну. Для розрахунку на міцність та жорсткість спроектованої конструкції необхідно визначити напруження та переміщення, що можуть виникнути у такій пружній системі під дією навантаження. Названий розрахунок неможливо здійснити без визначення величини контактних напружень, що виникають між поверхнями контакту елементів конструкції. Тому, на першому етапі визначення контактних напружень, скористаємося гіпотезами і рівняннями класичної теорії згину балок Бернуллі–Ойлера.

1. Визначення контактних напружень. Для цього прийемо, що у випадку контактування балок із одного матеріалу контактний тиск між ними є сталим уздовж довжини зони контакту, а дотичні напруження вважаються рівними нулю. Тоді, за контактної взаємодії двох балок, коли на верхню балку діє рівномірно розподілене навантаження q , рівняння згину для кожної з цих балок мають вигляд [1, ст. 185]:

$$EI_a y_a^{IV}(x) = q - p; \quad EI_t y_t^{IV}(x) = p, \quad (1)$$

де E — модуль пружності матеріалу балок; $I_a = 2bh_a^3/3$; $I_t = 2bh_t^3/3$ — осьові моменти інерції перерізів верхньої та нижньої балок; $y_a(x)$ — прогин середньої лінії верхньої балки, який співпадає із додатнім напрямком вертикальної осі; $b, 2h_a, 2h_t$ — ширина та висоти

перерізів верхньої та нижньої балок; p — контактний тиск, що виникає від взаємодії верхньої та нижньої балок.

У межах гіпотез Бернуллі–Ойлера та гіпотез теорії Тимошенка вертикальні переміщення конструкції вважаються однаковими разом із їх похідними — $y_a(x) = y_i(x) = y(x)$, тому просумувавши праві та ліві частини системи рівнянь (1), одержимо розрахункове рівняння прогинів системи двох балок:

$$E(I_i + I_a)y^{IV}(x) = EIy^{IV}(x) = q. \quad (2)$$

Із рівняння (2) видно, що узагальнена жорсткість пакету із двох балок дорівнює

$$I = I_i + I_a = (1 - 3\beta + 3\beta^2)bH^3 / 12,$$

тут $\beta = 2h_i / H$; $H = 2h_i + 2h_a$ — сумарна товщина пакету балок.

Величину контактної тиску p також можна визначити із системи рівнянь (1) у вигляді

$$p = \frac{q\beta^3}{1 - 3\beta + 3\beta^2}. \quad (3)$$

Для випадку пакету із трьох балок прийемо, що між першою і другою балками діє контактний тиск p , а між другою і третьою — контактний тиск r (нумерація балок здійснюється зверху вниз, а переміщення балок вважаються однаковими). Тоді рівняння згину для кожної із цих балок можна записати у вигляді:

$$EI_1y^{IV}(x) = q - p; \quad EI_2y^{IV}(x) = p - r; \quad EI_3y^{IV}(x) = r. \quad (4)$$

Використовуючи попередню методику, запишемо рівняння згину для всього пакету:

$$E(I_1 + I_2 + I_3)y^{IV}(x) = EIy^{IV}(x) = q. \quad (5)$$

де $I = I_1 + I_2 + I_3$.

Розв'язуючи систему рівнянь (4), із урахуванням рівняння (5), одержимо вирази для контактних тисків:

$$r = \frac{qh_3^3}{h_1^3 + h_2^3 + h_3^3}; \quad p = \frac{q(h_3^3 + h_2^3)}{h_1^3 + h_2^3 + h_3^3}. \quad (6)$$

Поступаючи аналогічним чином, легко записати розрахункове рівняння та контактні тиски для пакету із n балок:

$$E(I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n)y^{IV}(x) = EIy^{IV}(x) = q; \quad (7)$$

$$r_n = \frac{qh_n^3}{h_1^3 + h_2^3 + \dots + h_n^3}; \quad r_{n-1} = \frac{q(h_{n-1}^3 + h_n^3)}{h_1^3 + h_2^3 + \dots + h_n^3};$$

$$p = \frac{q(h_2^3 + h_3^3 + \dots + h_n^3)}{h_1^3 + h_2^3 + \dots + h_n^3}; \quad I = I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n. \quad (8)$$

Тут $I_n = 2bh_n^3/3$, r_n — осьовий момент інерції та контактний тиск на останню балку; p — контактний тиск між верхньою та наступною балками.

Для пакету балок із різних матеріалів у формулах (7), (8) замість виразів EI_i та h_i^3 , відповідно необхідно підставити вирази для жорсткостей на згин кожної балки — E_iI_i , тобто:

$$(E_1I_1 + E_2I_2 + E_3I_3 + \dots + E_nI_n)y^{IV}(x) = q; \quad (9)$$

$$r_n = \frac{E_nI_nq}{E_1I_1 + E_2I_2 + E_3I_3 + \dots + E_nI_n};$$

$$r_{n-1} = \frac{q(E_{n-1}I_{n-1} + E_nI_n)}{E_1I_1 + E_2I_2 + E_3I_3 + \dots + E_nI_n};$$

$$p = \frac{q(E_2I_2 + E_3I_3 + \dots + E_nI_n)}{E_1I_1 + E_2I_2 + E_3I_3 + \dots + E_nI_n} \quad (10)$$

Одержані формули для контактних напружень є наближеними, тому що згідно гіпотез Бернуллі–Ойлера під час їх визначення жорсткість балки у поперечному напрямку вважається нескінченно великою, а контактні дотичні напруження відсутні. Дещо точнішими мають бути результати, якщо в розрахунках виходити із гіпотез уточнених моделей балок, котрі враховують поперечне обгиснення. У даній роботі будемо вважати, що похибки формул (6) — (10) для визначення контактних напружень за сталого зовнішнього навантаження, будуть незначними, тому в наступних розрахунках ними знехтуємо.

2. Визначення граничного навантаження для пакету з двох дерев'яних брусів. Розглянемо згин сталим навантаженням q двох дерев'яних брусів довжиною $2l$ та сумарною товщиною $H = 2h_a + 2h_i$, що лежать один на одному без тертя та оперті на краях ($x = \pm l$). Вирази для напружень σ_x^i , σ_y^i , ($^3 = \hat{a}, \hat{i}$) та переміщень $U^i(x, y_i)$, $W^i(x, y_i)$ у брусах одиничної ширини, відповідно до цієї моделі, мають вигляд [2]:

$$\sigma_{\bar{o}}^s = \frac{N_{\bar{o}}^s}{2h_i} + \frac{M_{\bar{o}}^s}{I_i} y_i + \frac{y_i \alpha^2}{3I_i} (y_i^2 - 0,6h_i^2) \left(q_2^s - 0,5\varepsilon_2'' h_i^2 \frac{G'}{E'} \right); \quad (11)$$

$$\sigma_{\bar{o}}^s = q_1^s + \frac{I}{4} \left(3 \frac{y_i}{h_i} - \frac{y_i^3}{h_i^3} \right) \cdot q_2^s; \quad q_1^s = \frac{I}{2} (q_3^+ - q_3^-), \quad q_2^s = (q_3^+ + q_3^-);$$

$$U^s(x, y_i) = u^s(x) + y_i \gamma_x^s - \frac{5\varepsilon_2}{3h_i^2} \left(\frac{dw_{\tau}}{dx} + \frac{3h_i}{8E'} \frac{dq_2^s}{dx} \right) (y_i^2 - 0,6h_i^2) y_i; \quad (12)$$

$$W^s(x, y_i) = w^s(x) + \left(q_1^s - \frac{v' N_{\bar{o}}^s}{2h_i} \right) \cdot \frac{y_i}{E'} + v'' \frac{d^2 w^i}{dx^2} \cdot \frac{y_i^2}{2} + \frac{y_i^2 \cdot q_2^s}{8E' h_i} \cdot B(y_i),$$

де $\gamma_{\bar{o}}^s = (1 - \varepsilon_2) \frac{dw_{\tau}^i}{dx} - \frac{d\tilde{w}}{dx}; \quad B(y) = 6A_2 - A_3 \frac{y^2}{h_i^2}; \quad \alpha^2 = \frac{E}{2G'} - v''$

$$B(y) = 6A_2 - A_3 \frac{y^2}{h_i^2}; \quad I_i = \frac{2}{3} h_i^3; \quad \tilde{w} = w^s(x) + 1,5\varepsilon_2 q_2^s h_i / 4E',$$

$$\alpha_0 = 0,5(1 - v' \cdot v''), \quad A_2 = \alpha_0 + \frac{A'E'}{2G'}; \quad A_3 = A_2 - 0,5v'v'';$$

$$\varepsilon_1 = 0,1(4E/G' - 3v''); \quad \varepsilon_2 = 0,2(1 - v'E'/G'); \quad K_i' = 4G'h_i/3;$$

$$M_{\bar{o}}^s = \int_{-h_i}^{h_i} y \sigma_x^i dy = -EI_s \frac{d^2 \tilde{y}}{dx^2} - \varepsilon_1 h_i^2 q_2^s, \quad Q_{\bar{o}}^s = K_s' \frac{dw_{\tau}^i}{dx},$$

$$N_{\bar{o}}^s = \int_{-h_i}^{h_i} \sigma_{\bar{o}}^s dy = 2Eh_i \frac{du^i}{dx} + 2h_i v'' q_1^s - \text{згинальний момент поперечна та}$$

поздовжня сили у брусі; u^s, w^s — відповідно тангенціальне та вертикальне переміщення середньої лінії бруса у напрямку осей x -ів та y -ів; E, G, E' , модулі пружності та коефіцієнт Пуассона матеріалу балки у поздовжньому та поперечному (зі штрихами) напрямках; $q^+ = 0$; $q^- = q$ — розподілене зовнішнє навантаження, прикладене до верхньої грані пакету балок w_{τ}^i — зсувна складова вертикального переміщення середньої лінії відповідного бруса. Необхідно зауважити, що зовнішнє навантаження граней верхнього бруса дорівнює: $q_{\bar{a}}^- = q$; $q_{\bar{a}}^+ = -p$. Тоді параметри $q_1^{\bar{a}}, q_2^{\bar{a}}$, будуть:

$$q_1^{\hat{a}} = 0,5(q_a^+ - q^-) = -0,5(p + q); \quad q_2^{\hat{a}} = (q - p);$$

для нижнього: $q_i^- = p$, $q_i^+ = 0$, а $q_1^i = -0,5p$; $q_2^i = q$. Початок системи координат розміщується посередині верхнього бруса на його середній лінії, де вісь y -ів напрямлена вниз.

Розрахункові диференціальні рівняння відносно переміщень $u^i(x)$, $w^i(x)$ та $w_\tau^i(x)$ мають вигляд [2]:

$$\frac{d^2 u^i}{dx^2} = -\frac{v'}{E'} \frac{dq_1^i}{dx}; \quad K_i' \frac{dw_\tau^i}{dx^2} = -q_2^i; \quad (13)$$

$$\frac{d^4 w^i}{dx^4} = \frac{q_2^i}{EI_i} - \frac{\varepsilon_1 h_i^2}{EI_i} \cdot \frac{d^2 q_2^i}{dx^2} - \frac{\varepsilon_2 h_i^4}{4EI_i} \frac{d^4 q_2^i}{dx^4}. \quad (14)$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (13), (14), який визначає остаточний вигляд формул для переміщень та напружень кожної точки системи брусів повинен задовольняти трьом граничним умовам на кожному з їх країв. Якщо ці краї $x = \pm l$ оперті, то такі умови мають вигляд:

$$N_{\hat{o}}^s = 0; \quad M_{\hat{o}}^s = 0; \quad w^i = 0. \quad (15)$$

Для випадку розподілених по поверхні брусів сталих нормальних навантажень $q_i^\pm = const$ рівняння (13), (14) гранично спрощуються. З цих рівнянь рівноваги видно, що при сталому навантаженні ортотропія матеріалу на базову систему диференціальних рівнянь не впливає і вони відповідають (за винятком другого рівняння (13), де має бути $w_\tau^i \equiv 0$) класичній теорії тонких стрижнів Бернуллі–Ойлера, яка не враховує деформацій поперечного зсуву та обтиснення.

Розв'язок рівнянь (13), (14), за граничних умов (15), дозволяє записати узагальнений вираз для нормальних напружень у верхньому та нижньому брусах:

$$\sigma_x = \frac{q_2^i y}{2I} [(l^2 - x^2) + \alpha^2 (\frac{2}{3} y^2 - \frac{2}{5} h^2)] l, \quad (i = \hat{a}, \hat{i}). \quad (16)$$

Тут
$$q_2^{\hat{a}} = (q - p) = \frac{q(1 - \beta)^3}{1 - 3\beta + 3\beta^2}; \quad q_2^{\hat{i}} = \frac{q\beta^3}{1 - 3\beta + 3\beta^2};$$

$$I_{\hat{a}} = \frac{H^3}{12} (1 - \beta)^3; \quad I_{\hat{i}} = \frac{(\beta H)^3}{12}; \quad \alpha^2 = \frac{E}{2G'} - \nu''.$$

Формули для екстремальних напружень ($x = 0$) у кожному брусі та максимального прогину середньої лінії пакету можна записати у наступному вигляді:

$$\sigma_x^a = \frac{\pm 3q(1-\beta)}{1-3\beta+3\beta^2} \left[\frac{l^2}{H^2} + \frac{\alpha^2}{15}(1-\beta)^2 \right];$$

$$\sigma_x^f = \frac{\pm 3q\beta}{1-3\beta+3\beta^2} \left[\frac{l^2}{H^2} + \frac{\alpha^2\beta^2}{15} \right]. \quad (17)$$

$$w_{max} = \frac{5ql^4}{24EI} \left(1 + 0,6\varepsilon_1 \frac{(1-\beta)^5 + \beta^5}{1-3\beta+3\beta^2} \frac{H^2}{l^2} \right),$$

де $\varepsilon_1 = 0,1(4E/G' - 3\nu'')$; $I = I_t + I_a = (1-3\beta+3\beta^2)H^3/12$.

Для дубових ($E/G' = 32,6$; $\nu'' = 0,3$) брусів прямокутного перерізу ($h_t = 2h_a = H/3$; $\beta = 2/3$) одиничної ширини екстремальні значення нормальних напружень спрощуються до вигляду:

$$\sigma_x^a = \pm \frac{3q}{4} \left[\left(\frac{2l}{H} \right)^2 + 0,48 \right]; \quad \sigma_x^f = \pm \frac{3q}{2} \left[\left(\frac{2l}{H} \right)^2 + 1,88 \right]. \quad (18)$$

$$w_{max} = \frac{15ql^4}{24EI_c} \left(1 + 12,72 \left(\frac{H}{2l} \right)^2 \right).$$

Тут $I_c = H^3/12$ – момент інерції суцільного бруса товщиною H .

Поклавши у формулах (17) параметр $\beta = 1$, одержимо формулу для максимального напруження в суцільному брусі, товщиною H . Значення параметра $\alpha^2 = 1$ у формулах (17) відповідає ізотропному матеріалу.

Висновки. Аналіз одержаних формул для екстремальних напружень у кожному брусі та максимального прогину середньої лінії всього пакету показує, що міцність та жорсткість пакету брусів значно знижується порівняно із суцільним брусом. Зокрема, для розглядуваного пакету максимальні напруження у товстому (нижньому) брусі приблизно удвічі більші, ніж у верхньому або суцільному, а прогин середньої лінії пакету брусів утричі більший, ніж аналогічний прогин для суцільного бруса. Разом з тим, вплив ортотропії матеріалу на величини нормальних напружень є незначним (менше 1% при $2l/H \geq 10$). Вплив ортотропії матеріалу на величини переміщень є на порядок вищий (12,7% за $2l/H = 10$), тобто похибка буде ще більшою для коротших балок.

Література

1. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів: Навч. посібник — К.: Знання, 2009. — 380 с.
2. Шваб'юк В.І., Пастернак Я.М., Ротко С.В. Уточнений розв'язок задачі С.П. Тимошенка для ортотропної балки на жорсткій основі // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – Львів. – 2010. – Т.46. – № 1. – С. 51–56.

УДК 631.331

© М.С.Шведик, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЗАГОРТАННЯ ПОСІВНИХ БОРОЗЕН КОНІЧНИМ КОТКОМ

У статті наведено результати аналізу робочого процесу засипання посівних борозенок і ущільнення ґрунту конічним котком установленим під кутом α до напрямку борозенки, а також аналітичні вирази для визначення сили опору катка при переміщенні та бічної сили, яка забезпечує самоочищення від ґрунту, що прилипає до його поверхні.

БОРОЗЕНКА, КОНІЧНИЙ КОТОК, ҐРУНТ, ЗАГОРТАННЯ.

Постановка проблеми. Одним з важливих факторів, що впливає на польову схожість насіння і появу дружніх сходів, є надійний його контакт з ґрунтом. З цією метою в ґрунті формують на однаковій глибині посівну борозну з ущільненим дном на яке висівають насіння і відразу його загортають ґрунтом. Однак він є сильно розпушеним, що не забезпечує надійного контакту насіння з ґрунтом. Застосування котків для прикочування посівів дає позитивний результат, однак на зволжених ґрунтах вони сильно залипають. При цьому встановлені спеціальні пристрої для очищення поверхні котка малоефективні.

А тому виникає необхідність в розробці високоефективних технічних засобів для загортання насіння та в удосконаленні способів сівби, які забезпечили б його високу польову схожість насіння та появу дружніх сходів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел приурочених питанням розробки

високоєфективних технічних засобів для загортання насіння та в удосконаленні способів сівби, підвищенню польової схожості насіння та появи дружніх сходів показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [1, 2, 3, 4] розроблені і запропоновані сільськогосподарському виробництву відповідні рекомендації, зокрема з метою забезпечення необхідної густоти стеблостою пропонується збільшувати норму висіву в 1,5...2 рази, а щоб не допустити обриву кореневої системи після сівби – застосовувати прикочування просівів.

Однак аналіз робочого процесу загортання посівних борозен конічними котками, а також елементи теорії їх самоочищення від налиплиго ґрунту, в літературних джерелах не наводиться.

Метою дослідження є аналіз робочого процесу засипання посівних борозенок і ущільнення ґрунту конічним котком установленим під кутом α до напрямку борозенки.

Результати досліджень. Дослідження [4] показали, що одним з найбільш ефективних технічних рішень, що забезпечують якісне засипання посівних борозенок і ущільнення ґрунту, є застосування котка установленого під кутом α до напрямку борозенки. Аналіз робочого процесу такого котка показує, що він повинен мати форму зрізаного конуса і бути спрямованим меншою основою до напрямку руху.

Для в'ясування взаємодії котка з ґрунтом і валком розглянемо схему роботи конічного котка у вертикальній і горизонтальній площинах, рис. 1.

З наведеної схеми (рис.1б) видно, що сила ваги котка mg (тут m – маса котка, g – прискорення вільного падіння тіла) викликає силу тертя котка об ґрунт

$$F_1 = fmg, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт тертя котка об ґрунт.

Ця сила спрямована протилежно напрямку перекочуванню котка.

З наведеної схеми також видно, що в точці A дотику обода котка з валком виникає нормальна сила N , яка відхилена від вертикалі на деякий кут γ і вона викликає в цій точці силу тертя

$$F_2 = f \cdot N. \quad (2)$$

Розкладемо нормальну силу N на складові – горизонтальну

$$N_{\bar{A}} = N \cdot \sin\gamma \quad (3)$$

і вертикальну

$$N_B = N \cdot \cos\gamma. \quad (4)$$

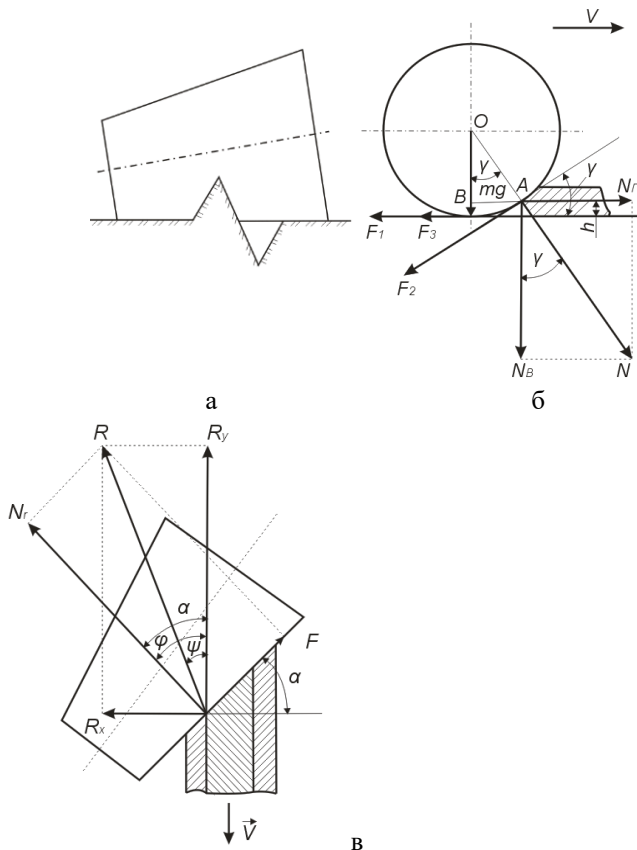


Рис.1. Схема сил, що діють на конічний коток

Аналіз складових сил показує, що горизонтальна сила переміщує валок в напрямку вектора швидкості V , а вертикальна – ущільнює валок і викликає силу тертя

$$F_3 = f_l \cdot N_B, \quad (5)$$

яка направлена протилежно напрямку вектора швидкості V (тут f_l – коефіцієнт тертя валка об поверхню ґрунту).

З наведеної на рис.1, б схеми сил можна записати умову переміщення валка котком:

$$F_1 + F_2 \cdot \cos \gamma + F_3 < N_A.$$

З урахуванням виразів (1), (2), (3), (4) і (5) останню нерівність можна записати в такому вигляді:

$$fmg + fN \cdot \cos\gamma + f_1 N \cdot \cos\gamma < N \cdot \sin\gamma. \quad (6)$$

Але

$$mg = N_B + F_2 \cdot \sin\gamma,$$

або з врахуванням виразів (2) і (4) цей вираз матиме вигляд

$$mg = N(\cos\gamma + f \cdot \sin\gamma). \quad (7)$$

Звідки знайдемо, що

$$N = \frac{mg}{\cos\gamma + f \cdot \sin\gamma}. \quad (8)$$

З точки зору забезпечення зсування валка в посівну борозенку і ефективного самоочищення поверхні котка від прилиплиго ґрунту, значний інтерес викликає проекція нормальної сили в горизонтальній площині N_{Γ} (рис.1в). З наведеної схеми видно, що саме ця сила викликає бічну силу F , яка зсуває валок в борозенку і повністю закриває насіння ґрунтом. При цьому бічна сила забезпечує самоочищення котка від ґрунту, що прилипає до його поверхні. Її значення можна визначити за формулою

$$F = f \cdot N_{\bar{A}},$$

яка з врахуванням виразу (3) та (8) набуде наступного виду

$$F = f \cdot N \cdot \sin\gamma = f \cdot \sin\gamma \frac{mg}{\cos\gamma + f \cdot \sin\gamma}. \quad (9)$$

Для визначення тягового опору котка звернемося до схеми сил (рис.1в), що діють зі сторони валка на коток в горизонтальній площині. З наведеної схеми видно, що сила опору валка визначається за такою формулою:

$$Q = R_y + F \cdot \sin\alpha, \quad (10)$$

де R_y – проекція рівнодіючої сили R опору валка по осі OY :

$$R_y = R \cdot \cos\psi = R \cdot \cos(\alpha - \varphi), \quad (11)$$

тут ψ – кут між рівнодіючою силою опору R валка і її складовою R_y ; φ – кут відхилення рівнодійної сили R опору валка від нормальної сили N_{Γ} , рівний куту тертя котка об валок; α – кут між нормальною силою N_{Γ} і напрямком руху котка.

Враховуючи те, що

$$R = \frac{N_{\bar{A}}}{\cos\varphi},$$

а значення сили N_{Γ} визначається за формулою (3), вираз (11) можемо записати так

$$R_Y = \frac{N \cdot \sin \gamma}{\cos \varphi} \cdot \cos(\alpha - \varphi),$$

який з врахуванням виразу (8) набуде виду:

$$R_Y = \frac{mg \cdot \sin \gamma}{\cos \gamma + f \cdot \sin \gamma} \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi}. \quad (12)$$

Підставимо отримані значення R_Y і F в вираз (10), і отримаємо тяговий опір котка

$$Q = \frac{mg \cdot \sin \gamma}{\cos \gamma + f \cdot \sin \gamma} \cdot \frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} + f \cdot \sin \alpha \frac{mg}{\cos \gamma + f \cdot \sin \gamma},$$

який остаточно запишеться так:

$$Q = \frac{mg}{\cos \gamma + f \cdot \sin \gamma} \cdot \sin \gamma \cdot \left[\frac{\cos(\alpha - \varphi)}{\cos \varphi} + f \right]. \quad (13)$$

Значення кута γ напрямку лінії дії сили тертя F_2 котка об валок ґрунту визначимо наступним чином. Підставимо в вираз (6) замість mg вираз (7) і отримаємо нерівність:

$$fN(\cos \gamma + f \cdot \sin \gamma) + fN \cdot \cos \gamma + f_1 N \cdot \cos \gamma < N \cdot \sin \gamma,$$

яку після скорочення на N можна записати в такому вигляді:

$$f \cos \gamma + f^2 \cdot \sin \gamma + f \cos \gamma + f_1 \cdot \cos \gamma < \sin \gamma.$$

Після проведення арифметичних дій її можна записати так:

$$\cos \gamma (2f + f_1) < \sin \gamma (1 - f^2),$$

або

$$2f + f_1 < \operatorname{tg} \gamma \cdot (1 - f^2),$$

і остаточно запишемо, що

$$\operatorname{tg} \gamma > \frac{2f + f_1}{1 - f^2},$$

звідки визначимо значення кута γ напрямку лінії дії сили тертя F_2 котка об валок ґрунту

$$\gamma > \operatorname{arctg} \frac{2f + f_1}{1 - f^2}. \quad (14)$$

Розрахунки показують, що для легких ґрунтів при $f=0,5$ і $f_1=1,0$ $\gamma > 63^\circ$, а для важких при $f=0,8$ і $f_1=1,0$ $\gamma > 82^\circ$.

Знаючи кут γ і висоту h валка можна визначити мінімально-допустимий діаметр котка. Для цього розглянемо трикутник AOB (рис. 16) з якого можна записати, що

$$OB = r \cdot \cos \gamma,$$

а

$$r - OB = h.$$

$$\begin{aligned} \text{Отже,} & \quad r - r \cdot \cos \gamma = h \\ \text{і} & \quad r(1 - \cos \gamma) = h, \\ \text{або} & \quad \frac{D}{2}(1 - \cos \gamma) = h \\ \text{звідки} & \quad D = \frac{2h}{1 - \cos \gamma}. \end{aligned} \quad (15)$$

Враховуючи те, що під час висіву насіння зернових колосових культур сошники утворюють валок висотою не більше 6...10 см, діаметр котка повинен становити 15...35 см.

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити наступні **висновки**:

1. Під час переміщення конічного котка встановленого під кутом α до напрямку посівних борозенок на його твірній поверхні виникає бічна сила F , яка зсуває валок в борозенку і повністю закриває ґрунтом насіння.

2. Ефективне самоочищення конічного котка від ґрунту, що прилипає до його поверхні забезпечується за рахунок бічної сили.

Література

1. Кардашевский С.В. Высевающие устройства посевных машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 176 с.
2. Машины для точного посева пропашных культур: конструирование и расчет/ В.С.Басин, В.В.Брей, Л.В.Погорелый и др.; Под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техника, 1987. – 151с.
3. Хоменко М.С., Зырянов В.А., Насонов В.А. Механизация посева зерновых культур и трав: Справочник. – К.: Урожай, 1989. – 168с.
4. А.с. №1671186 (СССР). Пневмосошник для посева зерновых культур. Шведик Н.С., Кравец И.А., Устименко А.С. – Б.И., 1991. – №31.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух

УДК 631.331

© М.С.Шведик, к.т.н., доцент
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ АНАЛІТИЧНОЇ ЗАЛЕЖНОСТІ ЗАГЛИБЛЕННЯ В ГРУНТ КІЛЬЧАСТОГО КОТКА ВІД ЙОГО ВЕРТИКАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

У статті наведено технологічні основи ущільнення ґрунту кільчастими котками і формування ними посівних борозенок, а також аналітична залежність для визначення величини заглиблення котка в ґрунт від вертикального навантаження.

ГРУНТ, ПОСІВНА БОРОЗЕНКА, КІЛЬЦЕВИДНИЙ КОТОК, СИЛА, ЗАГЛИБЛЕННЯ.

Постановка проблеми. Давно відомо, що для стовідсоткового проростання насіння зернових колосових культур і гарантованого виходу на денну поверхню дружніх сходів необхідно його вкладати на тверде ложе і загортати на однакову глибину. Однак на даний час ще не розроблено таких сівалок, які б відповідали таким вимогам. Основною причиною, що стримує розвиток ефективної посівної техніки, є відсутність досконалої конструкції сошника.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел [1, 2, 3, 4] приурочених питанням підвищення польової схожості насіння та появи дружніх сходів показує, що зусилля багатьох практиків і вчених спрямовані в основному на удосконалення технологічного процесу підготовки ґрунту до сівби і самої сівби. Зокрема пропонується, щоб під час основного обробітку ґрунту проводити одночасне його вирівнювання і прикочування, а потім з метою провокування і знищення бур'янів в період самоосідання ґрунту між основним обробітком і сівбою, застосовувати ще й передпосівний обробіток шляхом культивування, коткування і боронування.

Однак аналіз показує, що під час переміщення котка поверхнею поля орний шар ущільнюється і в ньому дійсно відновлюється капілярна система по якій піднімається вода з нижніх шарів і відбувається зволоження, але не тільки насінневого ложа, а й міжрядь в яких знаходиться насіння бур'янів, що створює для них сприятливі умови для проростання.

Цілком очевидно, що такі агротехнічні заходи не завжди є ефективними, оскільки ця проблема гостро проявляється тоді, коли після оранки і до початку сівби не витримується необхідний період для

само осідання ґрунту, який залежно від його типу і інших чинників становить близько 5 тижнів. А тому насіння висіане в такому ґрунті дає паросток, корінці якого і волоски розтягуються, внаслідок чого настає їх розрив, що призводить до зниження польової схожості.

Таким чином, питання, як досягнути на практиці ущільнення ґрунту в рядках і розпушеного його стану в міжряддях та формування посівних борозен з однаковою глибиною, що забезпечує високу польову схожість та появу дружніх сходів, є досить актуальним і на даний час.

Метою дослідження є аналіз робочого процесу ущільнення ґрунту і формування посівних борозенок кільчатим котком та отримання аналітичної залежності для визначення його заглиблення від вертикального навантаження.

Результати досліджень. Дослідження [4, 5] показали, що одним з найбільш ефективних технічних рішень, що забезпечують розпушений стан ґрунту в міжряддях і якісне його ущільнення в рядках з формуванням посівних борозенок, є застосування кільцевидних котків (рис. 1).

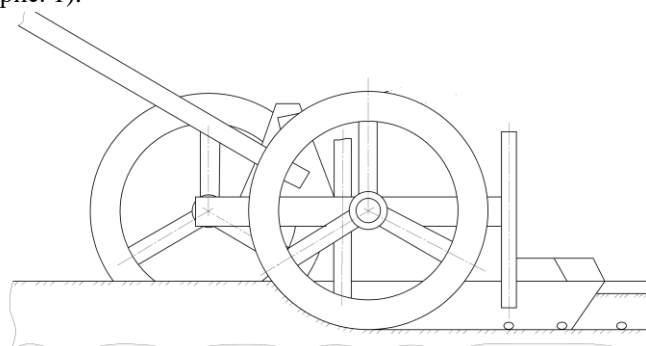


Рис.1 . Схема формування в ґрунті посівних борозенок кільцевидними котками

Аналіз робочого процесу таких котків показує, що при їх переміщенні по поверхні поля вони під дією власної ваги ущільнюють ґрунт по ширині обода і залишають після свого проходу в ґрунті борозенки (колії). При цьому в ущільненому ґрунті відновлюється капілярна система, яка забезпечує підтягування води з нижніх шарів до насінневого ложа, а в міжряддях ґрунт залишається в розпушеному стані, що запобігає інтенсивному випаровуванню вологи. Таким чином створюються найбільш оптимальні умови для проростання насіння та розвитку і росту рослин. З врахуванням агротехнічних вимог, що

ставляться до заробки насіння і мінеральних добрив, між ними повинен бути ґрунтовий прошарок. Отже, коток повинен формувати борозенку глибиною 0,08...0,12 м на дно якої спочатку висівають міндобрива, потім їх засипають шаром ґрунту, ущільнюють і після цього на утворене ложе висівають насіння.

Оскільки глибина заробки насіння залежить від вологості ґрунту, культури, строків сівби і інших факторів, то глибина борозенки також буде змінюватись і для того, щоб її сформувати з заданою глибиною, необхідно до котка прикласти відповідне вертикальне навантаження, яке і забезпечить його заглиблення.

Отже, у загальному випадку задача зводиться до встановлення залежності глибини h борозенки (колії) від прикладених до катка складових сил – вертикальної G і горизонтальної F_T . Схема розміщення котка в розпушеному ґрунті і сил, що діють на нього, наведена на рис. 2.

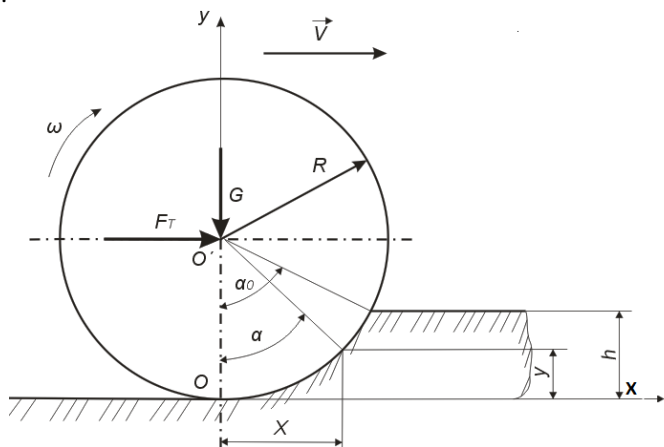


Рис. 2. Схема сил, що діють на каток під час його переміщення в ґрунті

З наведеної схеми видно, що глибину h борозенки (колії) можна визначити за формулою:

$$h = R(1 - \cos \alpha_0),$$

де R – радіус котка, α_0 – кут взаємодії котка з ґрунтом.

Аналіз процесу взаємодії котка з середовищем (розпушеним ґрунтом) [6, 7, 8], в якому він працює, дає достатню підставу вважати, що каток є жорстким веденим колесом, а розпушений ґрунт – деформівною поверхнею, фізико-механічні властивості якого описуються несучою здатністю σ_0 і коефіцієнтом об'ємного зминання k .

Розглядаючи усталений рівномірний рух котка без ковзання і буксування в ґрунті по горизонталі, можна вважати, що центр маси котка не буде змінювати свого положення і за даними [8] залежність вертикальної G і горизонтальної F_T сил від радіуса котка визначається виразами

$$G = b \cdot R \cdot \sigma_0 \int_0^{\alpha} \cos x \cdot \cos\left(\frac{x}{2}\right) \operatorname{th}\left\{\frac{4kR}{\sigma_0} \left[\cos\left(\frac{x}{2}\right) - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right]\right\} dx, \quad (1)$$

$$F_{\bar{X}} = b \cdot r \cdot \sigma_0 \int_0^{\alpha} \sin x \cdot \cos\left(\frac{x}{2}\right) \operatorname{th}\left\{\frac{4kR}{\sigma_0} \left[\cos\left(\frac{x}{2}\right) - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right]\right\} dx, \quad (2)$$

де b – ширина обода котка, R – радіус котка, α – область контакту обода котка з ґрунтом, що розглядається на дузі OA_1 , рис. 2.

Але ці вирази справедливі для коліс з великим діаметром і великою шириною обода b , які формують після свого проходу порівняно невелику глибину h колії.

Для того, щоб застосувати ці вирази і для котків з малими радіусом R і шириною b обода під час формування глибоких борозен, необхідно обчислити дані інтеграли шляхом розкладу гіперболічного тангенса або числовим методом з використанням ЕОМ.

Оскільки на заглиблення котка впливає вертикальна сила, то розв'яжемо вираз (1). Для цього розкладемо в ряд гіперболічний тангенс

$$\operatorname{th}x \approx x - \frac{1}{3}x^3 + \frac{2}{15}x^5 + \dots \text{ при } |x| < \frac{\pi}{2}.$$

Введемо позначення

$$I(\alpha) = \int_0^{\alpha} \cos \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \operatorname{th}\left(\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0\right) d\alpha, \quad (3)$$

де $\lambda = \frac{4kR}{\sigma_0}, \quad \lambda_0 = \frac{4kR}{\sigma_0} \cos \frac{\alpha}{2} = \lambda \cos \frac{\alpha}{2}$

і вираз (3) запишемо в такому вигляді

$$I(\alpha) = \int_0^{\alpha} \cos \alpha \times \cos \frac{\alpha}{2} \left[(\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0) - \frac{1}{3} (\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0)^3 + \frac{2}{15} (\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0)^5 \right] d\alpha.$$

В отриманому виразі замінимо $\cos \alpha = 2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} - 1$ і піднесемо члени до відповідного степеня

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) &= \int_0^{\alpha_0} \cos \frac{\alpha}{2} (2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} - 1) \left[\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0 - \frac{1}{3} (\lambda^3 \cos^3 \frac{\alpha}{2} - \right. \\
 &- 3 \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} \lambda_0 + 3 \lambda \lambda_0^2 \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0^3) + \frac{2}{15} (\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - 2 \lambda_0)^5 \Big] d\alpha = \\
 &= \int_0^{\alpha_0} \left\{ (2 \cos^3 \frac{\alpha}{2} - \cos \frac{\alpha}{2}) \left[\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0 - \frac{1}{3} \lambda^3 \cos^3 \frac{\alpha}{2} + \lambda^2 \lambda_0 \cos^2 \frac{\alpha}{2} - \right. \right. \\
 &- \lambda \lambda_0^2 \cos \frac{\alpha}{2} + \frac{1}{3} \lambda_0^3 + \frac{2}{15} (\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0)^5 \Big] \Big\} d\alpha.
 \end{aligned}$$

Розкривши фігурні дужки отримаємо вираз

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) &= \int_0^{\alpha_0} \left(2 \lambda \cos^4 \frac{\alpha}{2} - 2 \lambda_0 \cos^3 \frac{\alpha}{2} - \frac{2}{3} \lambda^3 \cos^6 \frac{\alpha}{2} + 2 \lambda_0 \lambda^2 \cos^5 \frac{\alpha}{2} - \right. \\
 &- 2 \lambda \lambda_0^2 \cos^4 \frac{\alpha}{2} + \frac{2}{3} \lambda_0^3 \cos^3 \frac{\alpha}{2} - \lambda \cos^2 \frac{\alpha}{2} + \lambda_0 \cos \frac{\alpha}{2} + \frac{1}{3} \lambda^3 \cos^4 \frac{\alpha}{2} - \\
 &- \lambda_0 \lambda^2 \cos^3 \frac{\alpha}{2} + \lambda \lambda_0^2 \cos^2 \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{3} \lambda_0^3 \cos \frac{\alpha}{2} + \frac{2}{15} (2 \cos^3 \frac{\alpha}{2} - \cos \frac{\alpha}{2}) \times \\
 &\times (\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0)^5 \Big) d\alpha,
 \end{aligned}$$

який після додавання подібних членів прийме наступний вид:

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) &= 2 \int_0^{\alpha_0} \left[-\frac{2}{3} \lambda^3 \cos^6 \frac{\alpha}{2} + 2 \lambda^2 \lambda_0 \cos^5 \frac{\alpha}{2} + \cos^4 \frac{\alpha}{2} (2 \lambda - 2 \lambda \lambda_0^2 + \frac{1}{3} \lambda^3) + \right. \\
 &+ \cos^3 \frac{\alpha}{2} (\frac{2}{3} \lambda_0^3 - \lambda_0 \lambda^3 - 2 \lambda_0) + \cos^2 \frac{\alpha}{2} (\lambda_0^2 \lambda - \lambda) + \cos \frac{\alpha}{2} (\lambda_0 - \frac{1}{3} \lambda_0^3) + \\
 &+ \frac{2}{15} (2 \cos^3 \frac{\alpha}{2} - \cos \frac{\alpha}{2}) (\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0)^5 \Big] d\alpha,
 \end{aligned}$$

а провівши заміну функції одного і половинного кута отримаємо вираз:

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) = & 2 \int_0^{\alpha_0} [(\lambda_0 - \frac{1}{3}\lambda_0^3) \sin \frac{\alpha}{2} + (\lambda_0^2 \lambda - \lambda)(\frac{1}{4} \sin \alpha + \frac{1}{4}) + \\
 & + (\frac{2}{3}\lambda_0^3 - \lambda_0^2 \lambda^2 - 2\lambda_0)(\sin \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{3} \sin^3 \frac{\alpha}{2}) + (2\lambda - 2\lambda\lambda_0^2 + \frac{1}{3}\lambda^3) \times \\
 & \times (\frac{3}{8} \frac{\alpha}{2} + \frac{1}{4} \sin \alpha + \frac{1}{32} \sin 2\alpha) + 2\lambda^2 \lambda_0 (\frac{5}{8} \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{5}{48} \sin \frac{3}{2} \alpha + \frac{1}{80} \sin \frac{5}{2} \alpha) - \\
 & - \frac{2}{3} \lambda^3 (\frac{5}{16} \frac{\alpha}{2} + \frac{15}{64} \sin \alpha + \frac{3}{64} \sin 2\alpha + \frac{1}{192} \sin 3\alpha)] + \\
 & + \int_0^{\alpha_0} \frac{2}{15} (2 \cos^3 \frac{\alpha}{2} - \cos \frac{\alpha}{2}) (\lambda \cos \frac{\alpha}{2} - \lambda_0) d\alpha,
 \end{aligned}$$

який після інтегрування прийме вигляд:

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) = & 2[\lambda_0(1 - \frac{1}{3}\lambda_0^2) \sin \frac{\alpha_0}{2} + \lambda(\lambda_0^2 - 1)(\frac{1}{4} \sin \alpha_0 + \frac{\alpha_0}{4}) + \\
 & + \lambda_0(\frac{2}{3}\lambda_0^2 - \lambda_0 \lambda^2 - 2) \times (\sin \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{3} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2}) + \lambda(2 - 2\lambda_0^2 + \frac{1}{3}\lambda^3) \times \\
 & \times (\frac{3}{8} \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{4} \sin \alpha_0 + \frac{1}{32} \sin 2\alpha_0) + 2\lambda_0 \lambda^2 (\frac{5}{8} \sin \frac{\alpha_0}{2} + \frac{5}{48} \sin \frac{3}{2} \alpha_0 + \frac{1}{80} \sin \frac{5}{2} \alpha_0) - \\
 & - \frac{2}{3} \lambda^3 (\frac{5}{16} \frac{\alpha_0}{2} + \frac{15}{64} \sin \alpha_0 + \frac{3}{64} \sin 2\alpha_0 + \frac{1}{192} \sin 3\alpha_0)] + O(\lambda_0^5).
 \end{aligned}$$

В останньому виразі замість λ підставимо його значення

$\lambda_0 = \lambda \cos \frac{\alpha}{2}$ і отримаємо вираз:

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) = & 2[\lambda \sin \frac{\alpha_0}{2} \cos \frac{\alpha_0}{2} (1 - \frac{1}{3}\lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2}) + \lambda(\lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} - 1)(\frac{1}{4} \sin \alpha_0 + \frac{\alpha_0}{4}) + \\
 & + \lambda \cos \frac{\alpha_0}{2} (\frac{2}{3} \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} - \lambda^2 \cos \frac{\alpha_0}{2} - 2) (\sin \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{3} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2}) + \lambda(2 - 2\lambda_0^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{3}\lambda^2) \times \\
 & \times (\frac{3}{8} \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{4} \sin \alpha_0 + \frac{1}{32} \sin 2\alpha_0) + 2\lambda^3 \cos \frac{\alpha_0}{2} (\frac{5}{8} \sin \frac{\alpha_0}{2} + \frac{5}{48} \sin \frac{3}{2} \alpha_0 + \frac{1}{80} \sin \frac{5}{2} \alpha_0) - \\
 & - \frac{2}{3} \lambda^3 (\frac{5}{16} \frac{\alpha_0}{2} + \frac{15}{64} \sin \alpha_0 + \frac{3}{64} \sin 2\alpha_0 + \frac{1}{192} \sin 3\alpha_0)] + O(\lambda_0^5),
 \end{aligned}$$

який запишемо в такому вигляді

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) = & 2\lambda \left\{ \sin \frac{\alpha_0}{2} \cos \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{3} \lambda^2 \cos^3 \frac{\alpha_0}{2} \sin \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{4} \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \sin \alpha_0 + \right. \\
 & + \frac{1}{4} \lambda^2 \alpha_0 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{4} \sin \alpha_0 - \frac{\alpha_0}{4} + \left(\frac{2}{3} \lambda^2 \cos^3 \frac{\alpha_0}{2} - \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} - 2 \cos \frac{\alpha_0}{2} \right) \times \\
 & \times \left(\sin \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{3} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} \right) + \left[2 + \lambda^2 \left(\frac{1}{3} - 2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \right) \right] \left(\frac{3}{16} \alpha_0 + \frac{1}{4} \sin \alpha_0 + \frac{1}{32} \sin 2\alpha_0 \right) + \\
 & + 2\lambda^2 \cos \frac{\alpha_0}{2} \left(\frac{5}{8} \sin \frac{\alpha_0}{2} + \frac{5}{48} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{80} \sin^5 \frac{\alpha_0}{2} \right) - \\
 & - \frac{2}{3} \lambda^2 \left(\frac{5}{32} \alpha_0 + \frac{15}{64} \sin \alpha_0 + \frac{3}{64} \sin 2\alpha_0 + \frac{1}{192} \sin 3\alpha_0 \right) \left. \right\} + O(\lambda_0^5),
 \end{aligned}$$

а розкривши дужки отримаємо вираз

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) = & 2\lambda \left[\sin \frac{\alpha_0}{2} \cos \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{3} \lambda^2 \cos^3 \frac{\alpha_0}{2} \sin \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{4} \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \sin \alpha_0 + \right. \\
 & + \frac{1}{4} \lambda^2 \alpha_0 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{4} \sin \alpha_0 - \frac{\alpha_0}{4} + \frac{2}{3} \lambda^2 \cos^3 \frac{\alpha_0}{2} \sin \frac{\alpha_0}{2} - \frac{2}{9} \lambda^2 \cos^3 \frac{\alpha_0}{2} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} - \\
 & - \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \sin \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{3} \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} - 2 \sin \frac{\alpha_0}{2} \cos \frac{\alpha_0}{2} + \frac{2}{3} \cos \frac{\alpha_0}{2} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} + \\
 & + \frac{3}{8} \alpha_0 + \frac{1}{2} \sin \alpha_0 + \frac{1}{16} \sin 2\alpha_0 + \frac{\lambda^2}{16} \alpha_0 + \frac{1}{12} \lambda^2 \sin \alpha_0 + \frac{1}{96} \lambda^2 \sin 2\alpha_0 - \\
 & - \frac{3}{8} \lambda^2 \alpha_0 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{2} \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \sin \alpha_0 - \frac{1}{16} \lambda^2 \sin 2\alpha_0 + \frac{5}{4} \lambda^2 \sin \frac{\alpha_0}{2} \cos \frac{\alpha_0}{2} + \\
 & + \frac{5}{24} \lambda^2 \cos \frac{\alpha_0}{2} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{40} \lambda^2 \cos \frac{\alpha_0}{2} \sin^5 \frac{\alpha_0}{2} - \frac{5}{48} \lambda^2 \sin \alpha_0 - \frac{5}{32} \lambda^2 \sin \alpha_0 - \\
 & - \frac{1}{32} \lambda^2 \sin 2\alpha_0 - \left. \frac{1}{243} \lambda^2 \sin 3\alpha_0 \right] + O(\lambda_0^5),
 \end{aligned}$$

який після зведення подібних членів і виконання арифметичних дій прийме наступний вид:

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) = & 2\lambda \left[\sin \alpha_0 \left(-\frac{5}{4} + \frac{53}{96} \lambda^2 \right) - \frac{1}{6} \lambda^2 \cos^3 \frac{\alpha_0}{2} \sin \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{8} \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} + \right. \\
 & + \alpha_0 \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{24} \lambda^2 \right) - \frac{2}{9} \lambda^2 \left(\sin \frac{\alpha_0}{2} \cos \frac{\alpha_0}{2} \right)^3 - \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \sin \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{3} \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} + \\
 & + \frac{2}{3} \cos \frac{\alpha_0}{2} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} + \sin 2\alpha_0 \left(\frac{1}{16} - \frac{1}{12} \lambda^2 \right) + \frac{5}{24} \lambda^2 \cos \frac{\alpha_0}{2} \sin^3 \frac{\alpha_0}{2} + \\
 & + \left. \frac{1}{40} \lambda^2 \cos \frac{\alpha_0}{2} \sin^5 \frac{\alpha_0}{2} - \frac{1}{243} \lambda^2 \sin 3\alpha_0 \right] + O(\lambda_0^5).
 \end{aligned}$$

Остаточно отриманий вираз запишемо так:

$$\begin{aligned}
 I(\alpha) = & 2\lambda l \left[\left(\frac{53}{96} \lambda^2 - \frac{5}{4} \right) \sin \alpha_0 - \frac{1}{12} \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} \sin \alpha_0 - \frac{1}{8} \lambda^2 \cos^2 \frac{\alpha_0}{2} + \right. \\
 & + \frac{1}{24} \alpha_0 (3 - \lambda^2) - \frac{1}{36} \lambda^2 \sin^3 \alpha_0 - \frac{1}{2} \lambda^2 \cos \frac{\alpha_0}{2} \sin \alpha_0 + \frac{1}{12} \lambda^2 \sin \frac{\alpha_0}{2} \sin^2 \alpha_0 + \\
 & + \frac{1}{3} \sin \alpha_0 \sin^2 \frac{\alpha_0}{2} + \frac{1}{48} \sin 2\alpha_0 (3 - 4\lambda^2) + \frac{5}{24} \lambda^2 \sin \frac{3}{2} \alpha_0 \cos \frac{\alpha_0}{2} + \\
 & \left. + \frac{1}{40} \lambda^2 \cos \frac{\alpha_0}{2} \sin \frac{5}{2} \alpha_0 - \frac{1}{243} \lambda^2 \sin 3\alpha_0 \right].
 \end{aligned}$$

Тоді значення вертикальної сили, яке необхідно прикласти до котка, що має радіус R і ширину b , для прокладання в ґрунті борозенки з заданою глибиною буде визначатись за формулою

$$G = bR\sigma_0 I(\alpha).$$

Висновок: Обчислений інтеграл шляхом розкладу гіперболічного тангенса дозволяє на основі відомої залежності (1) визначити значення вертикальної сили, яке необхідно прикласти до котка, що має невеликий радіус R і ширину b , щоб прокласти ним в ґрунті борозенку з заданою глибиною в діапазоні $h=0,08\dots 0,12$ м.

Література

1. Нанаенко А.К. О равномерности распределения растений по площади поля // Техника в сельском хозяйстве. – 1990. – № 3. – С. 37–38.
2. Овчаров К.Е. Физиология формирования и прорастания семян. – М.: Колос, 1976. – 256 с.
3. Снягин И.И. Площади питания растений. Россельхозиздат, 1975. – 833 с.
4. Шведик М.С. Агротехнічні передумови до стабілізації структурно-механічних властивостей ґрунту в період проростання насіння // Сільсько-господарські машини: Зб. наук. статей. – Вип. 14. – Луцьк, 2006. – С. 268–272.
5. Шведик М.С. Агротехнічні передумови до стабілізації водно-повітряного режиму в кореновому шарі ґрунту. Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. – Вип. 18. – Луцьк, 2009. – С. 520–525.
6. Беккер М.Г. Введение в теорию системы местность–машина. М.: Машиностроение, 1973. – 519 с.
7. Водяник И.И. Воздействие ходовых систем на почву (научные основы). – М.: Агропромиздат, 1990. – 172 с.
8. Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система почва–урожай. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 629.113

© С.А. Шевченко, к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

ОЦІНЮВАННЯ ВЛАСНОЇ ЧАСТОТИ КОНТАКТУ ПАР ТЕРТЯ КОЧЕННЯ ШАРИКОПІДШИПНИКА

Розроблено методику оцінювання власної частоти пружного контакту шарика та кілець підшипника. Результати можуть використовуватись під час вибору частоти акустико-емісійного діагностування агрегатів.

ПІДШИПНИК, ВЛАСНА ЧАСТОТА, ДІАГНОСТУВАННЯ, АКУСТИЧНА ЕМІСІЯ.

Постановка проблеми. Експлуатація машин лісового комплексу по фактичному стану є резервом зниження експлуатаційних витрат і підвищення надійності [1]. При цьому зростає роль діагностування як джерела об'єктивної інформації, необхідної для планування ремонтів машин. Перспективною діагностичною ознакою є акустична емісія (пружні коливання в діапазоні частот від кількох десятків кілогерців до кількох мегагерц, що генеруються, зокрема, при відносному русі поверхонь тертя) [2]. Ці коливання несуть інформацію про інтенсивність зношування і стан трибосистем. Проте для одержання цієї інформації необхідно обґрунтувати частотний діапазон, у якому здійснюватиметься діагностування.

Аналіз досліджень і публікацій. При діагностуванні підшипників за параметрами акустичної емісії використовують частоти в десятки і сотні кілогерц [2, 3]. Це дає змогу підвищити співвідношення сигнал – шум, оскільки перешкоди від кінематичних похибок та ударів деталей зменшуються зі зростанням частоти. Але обґрунтування вибору частоти діагностування в [2, 3] не наведено. В [4] показана доцільність використання власних частот деталей для підсилення височастотних вібраційних сигналів малої інтенсивності при діагностуванні машин за параметрами вібрації. Для цього, наприклад, використовуються власні частоти кілець підшипників (орієнтовно, 5...15 кГц). Отже, для підвищення співвідношення сигнал – шум при акустико-емісійному діагностуванні доцільно використовувати власні частоти вузла, який діагностують.

Невирішеною частиною проблеми є обґрунтування частотного діапазону акустико-емісійної ознаки дефекту, оскільки при цьому

використовуються частоти, значно вищі, ніж частоти вібраційного діагностування. Для цього пропонується використовувати власну частоту системи “шарик – кільця підшипника”, оскільки саме в місці контакту цих елементів відбувається динамічна перебудова поверхневих шарів деталей. Розглядаючи контактну жорсткість цієї системи за допомогою теорії Герца [5], можна обчислити власну частоту. Але діагностування машин здійснюється в умовах обмеженої інформації; зазвичай у розпорядженні діагноста є лише кінематична схема агрегату, а дані щодо навантаження окремих деталей та вузлів відсутні.

Мета дослідження. Оцінювання власної частоти системи “шарик – кільця підшипника”, в умовах невідомого навантаження.

Результати дослідження. Методика оцінювання власної частоти системи “шарик – кільця підшипника”.

Переріз системи “шарик – кільця підшипника” зображено на рис. 1, а, а її еквівалентною схема – на рис. 1, б.

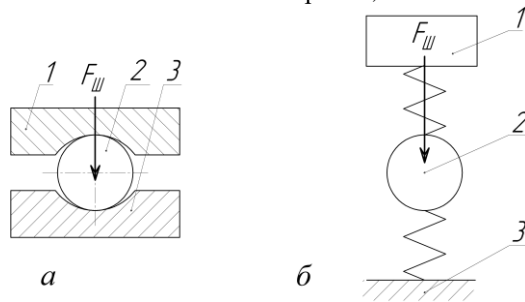


Рис. 1. Система “шарик – кільця підшипника” : а – переріз, б – еквівалентна схема, 1 – внутрішнє кільце, 2 – шарик, 3 – зовнішнє кільце

Оцінювання вказаної частоти здійснимо в наступній послідовності: визначимо залежність коефіцієнту контактної жорсткості шарика та кільця підшипника від сили, що діє на шарик; оцінимо силу, що діє на шарик; оцінимо власну частоту системи “шарик – кільця підшипника”.

Визначення коефіцієнта контактної жорсткості. Skorистаємось методикою визначення зближення шарика та кільця підшипника [6]:

$$h(F_{III}) = K \sqrt[3]{\theta^2 \rho F_{III}^{2/3}}, \quad (1)$$

де h – зближення, м; K – коефіцієнт, залежний від різниці кривизн поверхонь шарика та кільця; θ – сума пружних сталей матеріалів

шарика та кільця, 1/Па; ρ – сума кривизн поверхонь шарика та кільця, 1/м; F_{III} – сила, що діє на шарик, Н.

Визначимо силу, відповідну певному зближенню, з (1):

$$F_{III}(h) = \frac{h^{1,5}}{K^{1,5} \theta \sqrt{\rho}}. \quad (2)$$

З (2) визначимо коефіцієнт контактної жорсткості:

$$k(h) = \frac{dF_{III}(h)}{dh} = \frac{1,5}{K^{1,5} \theta \sqrt{\rho}} \sqrt{h}, \quad (3)$$

де k – коефіцієнт контактної жорсткості, Н/м.

Застосовуючи вираз (1) до (3), одержимо залежність коефіцієнту контактної жорсткості від сили, що діє на шарик:

$$k(F_{III}) = \frac{1,5}{K \theta^{2/3} \sqrt[3]{\rho}} \sqrt[3]{F_{III}}. \quad (4)$$

Розглядатимемо випадок, коли на підшипник діє лише радіальне навантаження. Це навантаження розподіляється між шариками нерівномірно [6]. Найбільш важливим для акустико-емісійного діагностування є максимальне навантаження, яке діє на шарик, оскільки йому відповідають найбільш інтенсивні процеси динамічної перебудови поверхневих шарів пари тертя кочення. Оцінюватимемо ці навантаження відповідно до наближеної залежності, наведеної в [6]:

$$F_{III} = \frac{5F_{II}}{z \cos \alpha}, \quad (5)$$

де α – кут контакту в підшипнику.

Отже, для визначення коефіцієнту контактної жорсткості шарика та кільця підшипника за формулою (4), необхідно знати навантаження підшипника.

Оцінювання сили, що діє на шарик підшипника. Цю силу можна обчислити, виконавши силовий розрахунок вузла (або агрегату), який діагностують. Але, як правило, розміри деталей та навантаження, необхідні для такого розрахунку, не є відомими. Тому виходитимемо з того, що відомі лише конструктивні параметри підшипника та частота обертання валу, який установлено в підшипник. А навантаження на підшипник визначатимемо, виходячи з орієнтовного розрахункового ресурсу підшипника в складі агрегату (можна скористатись рекомендованими значеннями, наведеними в [7]). Вплив похибки такого оцінювання ресурсу підшипника на похибку обчислення власної

частоти системи буде проаналізовано нижче. Скористаємось залежністю ресурсу підшипника від навантаження:

$$T = \frac{10^6}{f_{об}} \left(\frac{C}{F_{екв}} \right)^3, \quad (6)$$

де T – розрахунковий ресурс підшипника, с; $f_{об}$ – частота обертання валу, 1/с; C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н; $F_{екв}$ – еквівалентне навантаження підшипника, Н.

Ураховуючи динамічність навантаження та температурний режим підшипника [7], перетворимо (6):

$$F_{екв} = K_B K_T F_{II},$$

$$F_{II} = \frac{C}{K_B K_T \sqrt[3]{\frac{T f_{об}}{10^6}}}, \quad (7)$$

де K_B – коефіцієнт безпеки; K_T – температурний коефіцієнт.

Перетворимо (5) з урахуванням (7):

$$F_{III} = \frac{5}{z \cos \alpha} \cdot \frac{C}{K_B K_T \sqrt[3]{\frac{T f_{об}}{10^6}}}, \quad (8)$$

Визначимо коефіцієнт контактної жорсткості за формулою (4) з урахуванням (8):

$$k = \frac{11,9}{K \sqrt[3]{\rho} \theta^{2/3}} \sqrt[3]{\frac{C}{z K_B K_T \cos \alpha}} \cdot \frac{1}{\sqrt[9]{T f_{об}}}. \quad (9)$$

Порівняємо значення жорсткості контактів шарика з внутрішнім та зовнішнім кільцями. Відповідно до формули (1), ці коефіцієнти відрізнятимуться лише внаслідок відмінності в кривизні поверхонь кілець в місцях контакту. Оскільки при визначенні суми та різниці кривизн поверхонь кільця [6] переважне значення має радіус кривизни доріжки кочення в площині, у якій знаходиться вісь кільця, то коефіцієнти пружності в місцях контакту з обома кільцями можна наближено прийняти однаковими. Тому сумарну жорсткість контактів будемо характеризувати подвоєним значенням коефіцієнта, обчисленого за формулою (9):

$$k_{конт} = 2k = \frac{23,8}{K \sqrt[3]{\rho} \theta^{2/3}} \sqrt[3]{\frac{C}{z K_B K_T \cos \alpha}} \cdot \frac{1}{\sqrt[9]{T f_{об}}}, \quad (10)$$

де $k_{конт}$ – коефіцієнт контактної жорсткості системи “шарик – кільця підшипника”, Н/м.

Оцінювання власної частоти системи “шарик – кільця підшипника”. З урахуванням формули (10) обчислимо власну частоту системи “шарик – кільця підшипника”:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{\text{конт}}}{m}},$$
$$f = \frac{0,78}{\sqrt{K m} \sqrt[3]{\theta} \sqrt[5]{\rho}} \sqrt[6]{\frac{C}{z K_B K_T \cos \alpha}} \cdot \frac{1}{\sqrt[18]{T f_{\text{ог}}}}, \quad (11)$$

де f – власна частота системи “шарик – кільця підшипника”, Гц;
 m – маса шарика, кг.

Формула (11) дає змогу оцінити власну частоту коливань шарика в контакті з кільцями підшипника. Для цього необхідні конструктивні параметри підшипника, частота обертання вала та орієнтовні значення коефіцієнтів динамічності і температурного, та розрахунковий ресурс підшипника. Оскільки значення вказаних коефіцієнтів та ресурсу, прийняті при виборі підшипника, можна оцінити лише наближено, то проаналізуємо можливі похибки визначення власної частоти.

Проаналізуємо вплив похибки оцінювання розрахункового ресурсу підшипника на похибку визначення власної частоти досліджуваної системи по формулі (11). Оскільки довговічність входить у (11) зі ступенем 1/18, то навіть десятикратна похибка оцінювання ресурсу, прийнятого при виборі підшипника, призведе до похибки визначення власної частоти лише у 14%. Що стосується коефіцієнтів динамічності і температурного, то їх добуток входить у формулу (11) зі ступенем 1/6; отже, наприклад, похибка у 30% при оцінюванні вказаного добутку призведе до похибки визначення власної частоти лише у 4%.

Приклад розрахунку. Оцінимо власну частоту системи “шарик – кільця підшипника” підшипника 308 [7]. За частоти обертання вала 16 1/с, орієнтовному розрахунковому ресурсі 10000 годин, температурному коефіцієнті $K_T=1$ і коефіцієнті безпеки $K_B=1,4$ власна частота, розрахована по формулі (11) для найбільш навантаженого шарика, дорівнює 35 кГц.

Висновок. Розроблено методику оцінювання власної частоти системи “шарик – кільця підшипника”, яка може використовуватись для вибору частот ознаки дефекту за акустико-емісійного діагностування в умовах невідомого навантаження на підшипник.

Зважаючи на те, що можливі похибки оцінювання власної частоти не є суттєвими, поставлена задача дослідження є досягнутою.

Перспективним напрямком подальших робіт є оцінювання власних частот, відповідних менш навантаженим шарикам підшипника; ці частоти перевищуватимуть частоту, визначену у даній роботі, і можуть бути перспективними, зважаючи на швидке пониження інтенсивності перешкод зі зростанням частоти сигналу.

Література

1. Андреев, В.И. Ремонт и техническая эксплуатация лесохозяйственного оборудования / В.И. Андреев, В.В. Миляков, В.В. Балихин, В.И. Романенко. –Л.: Агропромиздат, 1989. –312 с.
2. Applications of Continuous Sampling of AE Signal for Detection of Fatigue Damage / P. Mazal, V. Koula, F. Hort, F. Vlastic // – NDT in Progress, 2010. –№4.
3. Morhain A. Bearing defect diagnosis and acoustic emission / A. Morhain, D. Mba // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J. Journal of Engineering Tribology, Vol. 217, No. 4, pp 275–272.
4. Мигаль В.Д. Вибродиагностика машин при эксплуатации. Сельскохозяйственная техника / В.Д. Мигаль. – Харьков: ХГПУ, 1997. –293 с.
5. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2–х кн. Кн.2. / Под ред. И.В Крагельского и В.В.Алисына. – М.: Машиностроение, 1979. –358 с.
6. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения. Справочник / Р.Д. Бейзельман – М.: Машиностроение, 1975. –572 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора–машиностроителя: в 3–х т.: Т. 2. –М.: Машиностроение, 2001. –912 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.А. Войтов.

УДК 631.356.004.69

© В.М. Шейко; Г.А. Герасимчук,
Луцький національний технічний університет
В.М. Барановський, к.т.н.
Тернопільський національний технічний університет

РОЗРОБКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ ЛАБОРАТОРНО– ПОЛЬОВОЇ УСТАНОВКИ

В статті описані конструктивна схема, технологічний процес роботи розробленої експериментальної лабораторно–польової установки, що дозволить дослідити показники процесу збирання кормових буряків.

КОРМОВИЙ БУРЯК, КОНСТРУКТИВНА СХЕМА, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС.

Постановка проблеми. Кормові буряки в Україні займають площу біля 600 тис. га, але потреба в цій цінній кормовій культурі забезпечується поки що не повністю. В кормах осінньо–зимового періоду ця культура є основним видом соковитих кормів молочного поголів'я великої рогатої худоби. Введення в раціон дійних корів коренеплодів кормових буряків збільшує молочну продуктивність на 10,3%, а поїдання кормів на 8...11%.

Збільшення виробництва кормових буряків в значній мірі стримується низьким рівнем механізації їх виробництва і особливо збирання. Результати досліджень, випробувань і виробничих перевірок роботи серійних коренезбиральних машин МКК–6 і РКМ–6–03 показують, що вони задовільно працюють лише на чистих від бур'янів ділянках і легких ґрунтах. На середніх та важких ґрунтах і в умовах надмірної або низької вологості ґрунту серійні машини недостатньо якісно виконують операції технологічного процесу викопування коренеплодів із ґрунту, їх очищення від домішок, в зв'язку з чим потрібні значні додаткові затрати ручної праці на доочистку зібраного вроху при закладанні коренеплодів на зберігання.

Метою даної роботи є розробка конструктивно–технологічної схеми лабораторно–польової установки для збирання кормових буряків, що забезпечує підвищення технологічного процесу їх збирання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З метою створення коренезбиральних машин для збирання кормових буряків, які вирощені на середніх і важких ґрунтах та в екстремальних умовах збирання, в

ННЦ “ІМЕСГ” проведені дослідження технологічного процесу і робочих органів коренезбиральних машин. За результатами досліджень, направлених на удосконалення технологічного процесу збирання коренеплодів кормових буряків, були розроблені, на рівні винаходів, нові конструкції робочих органів, що забезпечують перш за все якісне викопування коренеплодів, їх очищення від ґрунтових і рослинних домішок та навантаження в транспортні засоби [1, 2, 3, 4].

Характерним недоліком таких коренезбиральних машин є їх велика протяжність, а, отже, висока металоємність.

Результати досліджень. Використовуючи дослідження робочих органів коренезбиральних машин в ННЦ “ІМЕСГ”, ми спроектували, виготовили і випробували, свою експериментальну лабораторно–польову установку із шириною захвату 1,35 м, якою без затрат ручної праці можна збирати коренеплоди з трьох рядків при міжрядді 45 см. При цьому, з базової машини, в цілому, було демонтовано гвинт з його складовими робочими органами та відминаючі вальці, зменшено (за довжиною) горизонтальний транспортер і додатково встановлено поперечний транспортер 9 (рис. 1). Гичка повинна бути зрізана гичкозбиральною машиною на рівні високостоячих коренеплодів.

Конструктивна схема розробленої експериментальної лабораторно–польової установки наведена на рис. 1. Агрегатувалася коренезбиральна машина з трактором МТЗ–82.

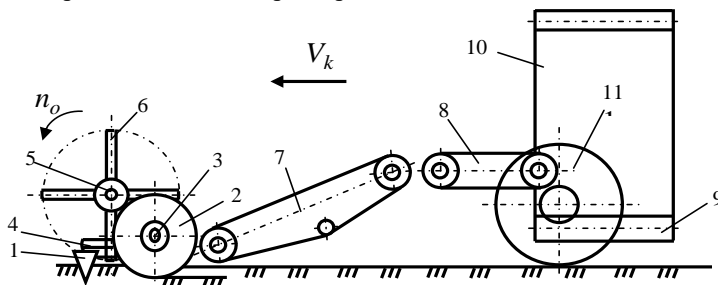


Рис. 1. Конструктивна схема лабораторно–польової установки: 1 – коренеплід; 2 – односторонній сферичний диск; 3 – вісь обертання диска; 4 – корененапрямок; 5 – приводний горизонтальний вал; 6 – пружні очисні елементи; 7, 8, 9, 10 – поздовжній похилий, горизонтальний, поперечний, вивантажувальний транспортери; 11 – опорне колесо

Будова лабораторно–польової установки під час проведення порівняльних лабораторно–польових досліджень залежності зміни

секундної подачі загальних домішок і секундних подач складових компонента домішок, коефіцієнтів, які характеризують ступінь зменшення секундної подачі домішок і основних показників якості роботи комбінованого однодискового копача наступна.

На рухомій шарнірній рамі, яка встановлена на основній рамі (на рис. 1. ці позиції не показано) лабораторно–польової установки, яка опирається на опорні колеса 11 змонтовано комбінований однодисковий сферичний копач [5], загальний вигляд якого наведено на рис. 2.

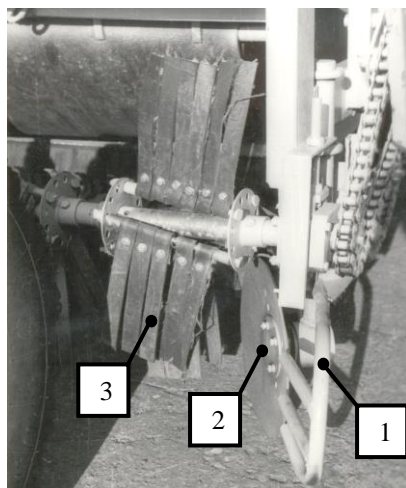


Рис. 2. Загальний вигляд комбінованого однодискового копача:
1 – корененапрямяч; 2 – пасивний сферичний диск;
3 – очисний горизонтальний вал

За сферичним диском 2, який розміщено під кутом 30° відносно осі рядка коренеплодів 1 послідовно встановлено поздовжній похилий та горизонтальний транспортери 7, 8. За робочим ходом транспортера 8, відповідно, змонтовано поперечний 9 та вивантажувальний 10 транспортери. Лабораторно–польова установка має також копіювальні колеса із механізмом регулювання глибини ходу дискових сферичних копачів, елементи гідравлічного обладнання.

Технологічний процес роботи польової установки відбувається наступним чином. Корененапрямячки 4, рухаючись в міжряддях посівів коренеплодів 1, зміщують відхилені від осьової лінії рядка і повалені у процесі зрізування гички коренеплоди 1 в робочі зони дії однодискових сферичних копачів 2. Одночасно із викопуванням коренеплодів пружні очисні елементи 6, які змонтовано на приводному

горизонтальному валу 5 наносять удари по головках коренеплодів і доочищають їх від залишків гички. Нахиляючись, очисні елементи 6 утворюють необхідні динамічні зусилля, що при одночасному обертанні дисків 2 забезпечує ефективне і повне викопування із ґрунту розташованих в рядках і повалених коренеплодів 1 та гарантовану подачу їх на повздовжній транспортер 7, де частина дрібних рослинних домішок і сипкого ґрунту, які містяться в воросі коренеплодів, інтенсивно просіюється через зазори між прутками транспортера. Далі викопаний ворох поступає до горизонтального 8 поперечного 9 та вивантажувального 10 транспортерів, який завантажує коренеплоди у транспортний засіб.

Технічну характеристику лабораторно–польової установки при проведенні багатofакторного експерименту типу ПФЕ 3² наведено в таблиці.

Таблиця. Технічна характеристика лабораторно–польової установки

Найменування показника	Значення показника	
	Межі регулювання	При проведенні ПФЕ 3 ²
Тип	причіпна	
Агрегатування	МТЗ–82	
Конструктивна ширина захвату, м	1,35	
Кількість рядків	3	3
Ширина міжрядь, м	0,45	0,45
Робоча швидкість руху, м/с	1,0...1,8	1,4; 1,6; 1,8
Глибина ходу викопувальних дисків, м	0,05...0,09	0,07
Частота обертання очисного вала, об/хв.	350...800	450–600–750
Поступальна швидкість руху повздовжнього транспортера, м/с	1,4...1,8	1,6
Поступальна швидкість руху горизонтального транспортера, м/с	1,2...1,8	1,6
Поступальна швидкість руху поперечного транспортера, м/с	1,6	1,6
Поступальна швидкість руху вивантажувального транспортера, м/с	1,1	1,1

Порядок проведення, умови відбору та обробки проб проводили за відомими стандартними методиками згідно встановлених діючих положень та рекомендацій згідно “Програма і методика

проведення випробувань машин для збирання кормових буряків”, яку розроблено і затверджено спільно ІМЕСГ, УкрЦВТ і ДСКБ КВП “Дніпропетровський комбайновий завод” на базі галузевого стандарту ОСТ 70. 8. 6–83 “Машины для уборки сахарной свёклы. Программа и методика испытаний”.

Для підтвердження технологічної ефективності роботи та доцільності використання даної установки були проведені експериментальні дослідження процесу викопування коренеплодів [6].

Висновок. Таким чином, можна констатувати, що встановлення приводного вала з очисними лопатями в лабораторно–польовій установці дозволяє одночасно з викопуванням коренеплодів досягати високої якості очищення залишків гички з головок коренеплодів за рахунок контактної взаємодії очисних лопатей та за рахунок встановлення в передній частині робочої кромки диска корененапрямляча усуваюти втрати і пошкодження вибитих із рядків коренеплодів.

Література

1. А.с. СРСР № 1547752. Устройство для отделения примесей от корнеплодов // Гурченко А.П., Барановський В.Н., Завгородний А.Ф., Булгаков В.М., НПК А 01Д 33/08, Бюл. № 9, 1990.
2. А.с. СРСР № 1672964. Устройство для выкапывания корнеплодов // Гурченко А.П., Барановський В.Н., Завгородний А.Ф., Булгаков В.М., НПК А 01Д 17/02, Бюл. № 12, 1992.
3. А.с. СРСР № 1727640. Устройство для отделения примесей от корнеплодов // Гурченко А.П., Барановський В.Н., Завгородний А.Ф., Гурченко Л.А., НПК А 01Д 33/08, Бюл. № 15, 1992.
4. А.с. СРСР № 1806528. Устройство для отделения примесей от корнеплодов // Гурченко А.П., Барановський В.Н., Булгаков В.М., Гурченко Л.А. НПК А 01Д 33/08, Бюл. № 13, 1993.
5. Пат. 19526 Україна, МКИ7 А 01 Д 25/04. Пристрій для викопування коренеплодів / Барановський В.М., Паньків М.Р., Герасимчук Г.А., Маранда С.А.; заявник і власник Національний аграрний університет. – № у 2006 07381; заявл. 03.07.2006.; опубл. 15.12.2006. Бюл. № 12.
6. Герасимчук Г.А. Результати експериментальних досліджень викопування кормових буряків / Г.А. Герасимчук, В.М. Барановський // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К. : НАУ, 2008. – Вип. 130. – С. 365–370.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.356.4

© С.Ф. Юхимчук, к.т.н.; Л.М. Дацюк, к.т.н.; С.В. Синій, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ПРУТКОВО–КЛАВІШНИЙ СЕПАРАТОР КАРТОПЛЕКОПАЧА

У статті проведений аналіз конструкцій сепаруючих робочих органів картоплекопачів, дано опис схеми прутково–клавішного сепаратора та розрахунок його основних параметрів.

КАРТОПЛЕКОПАЧ, СЕПАРУЮЧИЙ ОРГАН, ПАРАМЕТРИ.

Постановка проблеми. Аналізуючи переваги і недоліки існуючих конструкцій сепараторів картоплекопачів можна стверджувати, що актуальним є розробка сепаратора нової конструкції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В картоплекопачах застосовують сепаруючі робочі органи найрізноманітніших типів (рис. 1) [1].

Хоча прутковий елеватор (рис. 1, б) і є одним з найдавніших сепаруючих пристроїв, на більшості вітчизняних та зарубіжних комбайнів він залишається основним робочим органом. Велике поширення прутковий елеватор отримав завдяки простоті конструкції та можливості одночасно з сепаруванням здійснювати транспортування пласта вверх при куті нахилу $20...25^{\circ}$. Перевагою такого сепаруючого пристрою є також низька чутливість до нахилів машини відносно горизонтального положення. Поряд з перевагами прутковий елеватор має й вагомні недоліки: наявність великої кількості поверхонь тертя, наслідком чого є швидке зношування поверхонь, які труться в абразивному середовищі та зайві витрати енергії на привід елеватора; значна металоємкість, викликана тим, що робоча частина елеватора складає менш ніж 80% загальної довжини елеватора; залипання проміжків між прутками елеватора при роботі на вологих ґрунтах тощо.

Поряд з прутковими елеваторами на сучасних картоплезбиральних машинах використовуються грохоти з коливальним рухом, вібраційні та барабанні грохоти.

У вібраційних грохотів коливання решета викликаються незрівноваженими вантажами (дебалансним вібратором). Амплітуда і траєкторія коливань залежать від співвідношення мас дебаланса і корпусу. При збільшенні маси грохоту в період його перевантаження масою, яка сепарується, амплітуда може зменшитися до нуля. Тому такі грохоти малоприйнятні в картоплезбиральних машинах.

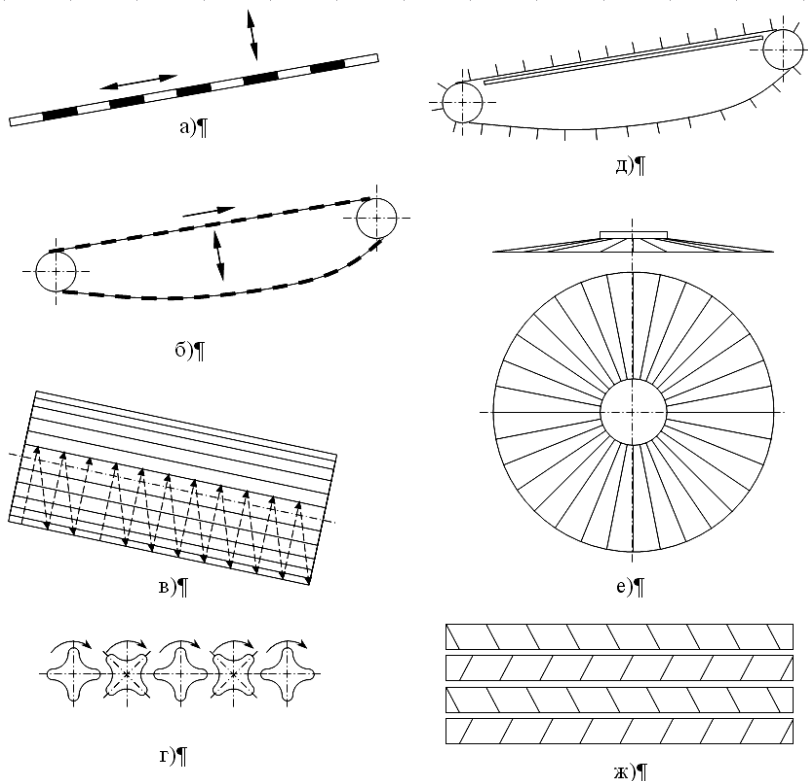


Рис.1. Основні типи сепаруючих робочих органів картоплекопачів:
 а – грохот з коливальним рухом решіт; б – прутковий елеватор;
 в – барабаний грохот; г – валковий грохот; д – скребковий
 транспортер; е – циліндричне решето; ж – гвинтовий (шнековий)
 сепаратор

Плоскі грохоти з поздовжніми коливаннями (рис. 1, а) в даний час є найбільш поширеним типом грохотів картоплезбиральних машин. Перевагою такого грохоту є те, що він дозволяє без особливих труднощів шляхом заміни решіт змінювати відстань між сусідніми прутками практично в любых необхідних межах.

Досить широкого розповсюдження в ранніх конструкціях картоплезбиральних машин знаходили барабанні грохоти (рис. 1, в), який відрізняється надійністю в роботі та зносостійкістю. Їх перевагою є також відсутність незрівноважених інерційних сил і можливість підйому маси на велику висоту. Однак барабан забивається рештками

рослинності та вологим ґрунтом, у зв'язку з чим знижується його сепаруюча здатність. Під час роботи на кам'янистих ґрунтах бульби сильно пошкоджуються в барабані камінням.

На деяких комбайнах в якості основного елеватора використовували ротаційний чашевий сепаратор. Перевагою чашевих сепараторів, як і барабанних, є відсутність незрівноважених інерційних сил. За характером руху сепаруючої поверхні до чашевих сепараторів близьке циліндричне решето (рис. 1, е), яке використовується на ряді картоплезбиральних машин за кордоном.

Велику групу сепараторів складають валикові грохоти (рис. 1, г). Вони дозволяють підіймати масу при куті нахилу до 15° . Перевагою цих сепараторів є відсутність інерційних сил і місць інтенсивного зношування, але вони схильні до заклинювання при потраплянні сторонніх тіл та каміння між кулачки та намотування на валики рослинних решток.

Підйом маси успішно здійснюється скребковим транспортером в поєднанні з колосниковою граткою (рис. 1, д). Під час руху маси відбувається фрезерування та руйнування ґрунтових грудок об виступаючі один над одним прутки гратки. В приймальній частині прутки розташовані паралельно, а далі під кутом 45° до осьової лінії. Кінці прутків перекиваються один одного.

Гвинтові (шнекові) сепаратори (рис. 1, ж) складаються з однієї чи декількох пар гвинтів, які обертаються в різних напрямках. Особливістю роботи цих сепараторів є участь у робочому процесі окрім сил гравітації сил тертя, що дозволяє окрім ґрунту видаляти і рослинні рештки, протягуючи їх скрізь щілини. Хоча гвинтові сепаратори використовуються на деяких картоплезбиральних машинах, вони не можуть бути признаними перспективними внаслідок сильного пошкодження бульб.

Таким чином, ні один з розглянутих робочих органів для сепарації бульбоносної маси не має значних переваг. Тому в картоплезбиральних машинах найбільшого поширення останнім часом набули пруткові елеватори внаслідок простоти конструкції.

Мета дослідження – запропонувати нову роботоздатну конструкцію сепаратора картоплекопача.

Результати дослідження. Ми пропонуємо в картоплекопачі використати прутково–клавішний сепаратор, схема якого приведена на рис. 2.

Сепаратор являє собою два решета, котрі коливаються за допомогою колінчастих валів 1. Решето сепаратора складається з клавіші 2 і вварених в неї прутків 3. 25 прутків діаметром 10 мм

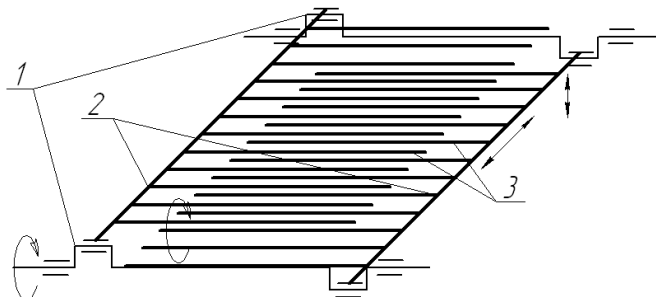


Рис. 2. Схема прутково-клавійного сепаратора: 1 – колін вал; 2 – клавіша; 3 – пруток

розміщені на клавіші із кроком 30 мм між їхніми осями. Клавіша кріпиться з допомогою верхньої і нижньої головки до коліна вала. Прутки двох клавіш здійснюють круговий рух обертаючись один навколо двох інших. При обертанні колінвалів, решета по черзі взаємодіють з картоплинами і шаром ґрунту, розбиваючи грудки ґрунту і просіюючи його крізь проміжки між прутками, а також забезпечуючи переміщення картоплин до виходу з транспортера.

Сепаруючий робочий орган призначений руйнування шару ґрунту, що поступає на нього з лемеша, відділення коренеплодів від ґрунту і домішок та укладання їх на поверхні поля.

Для проектування сепаруючого робочого органу параметри, що визначають режим роботи потрібно встановлювати з врахуванням місця розміщення сепаруючого органу в схемі машини. Основними параметрами сепаратора є: кут нахилу решет сепаратора α , амплітуда коливань решет A , частота обертання колінвала n_ϵ , довжина решет L_p , ширина одного решета b_p .

Оптимальна частота обертання колінчастого вала (в об./хв), що залежить від значень α , A визначається за формулою [1]:

$$n_{it} = 30 \sqrt{\frac{N \cdot \cos \alpha}{A \cdot \sin \beta}}, \quad (1)$$

де N – коефіцієнт, що визначає час польоту частинки підкинутої решетом. Значення коефіцієнта N приймаєм рівним [1]: 1 – коли частинка знаходиться на решеті не відриваючись від його поверхні; 3,3 – коли час польоту рівний одному оберті колінвала; 6,36 – коли час польоту рівний двом обертам колінвала; 9,47 – коли частинка

знаходиться в польоті при трьох обертах колін вала; β – кут напрямку коливань, що визначається за формулою [1]:

$$\sin \beta = \frac{1}{1 + \sin \alpha}. \quad (2)$$

Згідно даних досліджень [1], кут нахилу решет до горизонту може змінюватись в межах від 5° до 30° . Приймаємо, що для нашої машини кут нахилу решет становить 17° .

Конструкційні особливості сепаруючого органа та умови незалипання решет дозволяють приймати амплітуду коливань із кроком $t_A = 7,5i$. За [1] найбільш оптимальний режим роботи сепаратора, розміщеного за підкопуючим робочим органом забезпечується при $A = 15i$.

Тоді за $\alpha = 17^\circ$, $A = 15i$ та $N = 3,3$ частота коливань решет, обчислена за формулою (1) рівна: $n = 495 \hat{a} / \hat{\omega}$.

Робоча довжина решет залежить від повноти відділення ґрунту від коренеплодів. За [1, рис. 2.8] при подачі підкопаної маси $60 \dots 80 \hat{a} / \hat{n} \cdot i$, коефіцієнт повноти відділення ґрунту рівний 0,78. з графіків просіювання [1 рис 2.9] при $\eta = 0,78$ довжина решет складає 0,75 м. Отже, $L_p = 0,75i$.

Для визначення ширини одного решета, необхідно від ширини сепаратора відняти зазор δ між прутками одного решета і клявішою другого, котрий не повинен перевищувати 30 мм. Прийmemo, що зазор $\delta = 20i$, тобто втрати рахуємо при просіюванні бульб вагою менше 20 г. Тоді решето буде мати ширину, яка дозволяє найбільш повно сприймати масу ґрунту та бульб. Якщо сепаратор буде встановлений на однорядному картоплекопачі, з шириною підкопуючого леміша 410 мм, то при ширині сепаратора 410 мм, ширина одного решета складе $b_p = 410 - 20 = 390i$.

Висновок. Дана конструкція сепаратора перспективна. Отримані значення основних параметрів сепаратора можна використати під час його виготовлення і дослідження.

Література

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.331.5

© С.Ф. Юхимчук, к.т.н.; М.Г. Грушецька; Толстушко М.М., к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВИКИДАННЯ НАСІННЯ ВИСІВАЮЧИМ АПАРАТОМ

У статті дано опис експериментальної установки, методики та результатів досліджень впливу швидкості переміщення насіннин висівним апаратом та зазору між висіваючим апаратом і зубом–сошником на повноту попадання насіння в трубку зуба–сошника, а також визначені оптимальні значення цих факторів.

НАСІННИНА, ВИСІВНИЙ АПАРАТ, ЗУБ–СОШНИК, ФАКТОР.

Постановка проблеми. Розглянувши конструкції та провівши аналіз різних типів висіваючих апаратів, а також результатів досліджень по заповненню гнізд висіваючих дисків насінинами, виникла необхідність звернути більшу увагу на процес викидання насіння в нижній частині висіваючого апарата.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Актуальність проведення експериментальних досліджень визначається тим, що в літературних джерелах [1] відсутні дані з вивчення явища випадання насіння в певну обмежену зону.

Мета дослідження. Експериментальні дослідження процесу викидання насіння повинні встановити вплив таких факторів, як вплив швидкості переміщення насіннин висівним апаратом (швидкості викидання насіннин) та зазору між висіваючим апаратом і зубом–сошником (висоти падіння насіннин) на повноту попадання насіння в трубку зуба–сошника [2, 3].

Результати дослідження. Висіваючий апарат розробленої сівалки складається із двох зубчастих шківів, на яких встановлений зубчастий пас із гніздами для насіннин. Верхній шків заходить в насінневу банку і обертається у підшипникових опорах, розміщених знизу насінневої банки. Нижній шків приводний, встановлений в підшипникових опорах на рамі сівалки. Пас з гніздами, рухаючись, забирає поштучно з насінневої банки насіннини, які потім в нижній частині висіваючого апарата під дією відцентрових сил та сили земного тяжіння випадають з гнізд в отвори зубів–сошників. Для попередження випадання насіннин під час транспортування їх пасом служить спеціальний щиток.

Ми поставили за мету дослідити процес випадання насінин з гнізд висіваючого апарата. Тому в експериментальній установці використали тільки один шків з гніздами, який буде забирати, транспортувати і викидати насінини.

Досліди проводились в лабораторних умовах на експериментальній установці зображеній на рис. 1.

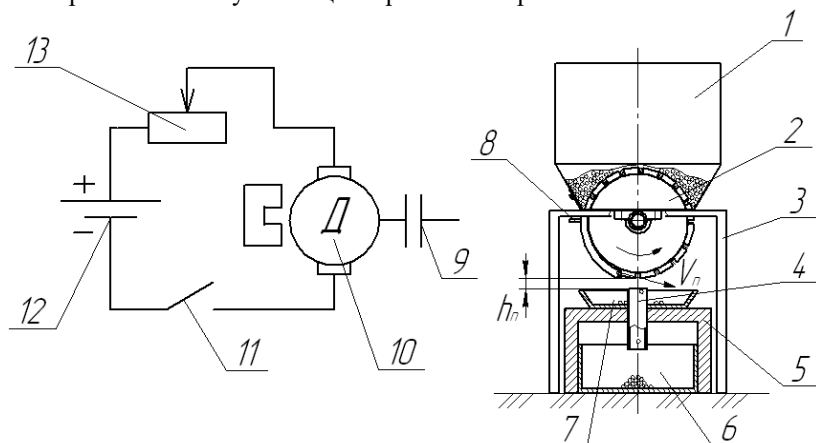


Рис. 1. Схема експериментальної установки: 1–насіннева банка; 2–диск з гніздами; 3–підставка; 4–трубка; 5–столік; 6–банка; 7–тарілка; 8–заслінка; 9–муфта; 10–електродвигун; 11–вимикач; 12–акумулятор; 13–реостат

Насіннева банка виготовлялась ємкістю 8 л і встановлювалась на зварній підставці 3. До дна насінневої банки кріпились підшипникові опори вала диска 2. Диск 2 виточувався з дерева і по периферії був накритий гумовою обичайкою, в якій з інтервалом у 27 мм були вирізані гнізда під насіннини. Діаметр диска становив 140 мм. До насінневої банки 1 кріпився коритоподібний шиток, в пазі якого переміщався заслінка 8. Під диском, вздовж вертикальної осі встановлювалась труба 4 з діаметром внутрішнього отвору 22 мм (у відповідності до отвору зуба сошника). Дана труба 4 зовні мала нарізану різьбу і вкручувалась у кришку стола 5. Під столом 5 розміщувалась банка 6, а на столі – тарілка 7, яка по центру мала отвір, рівний зовнішньому діаметру трубки 4. Вал диска 2 через муфту 9 з'єднувався з валом електродвигуна 10 постійного струму МІ-11. Цей електродвигун підключався в електричне коло, яке містило акумулятор 12, реостат 13 і вимикач 11.

Різну швидкість V_n обертання диска 2 забезпечували зміною частоти обертання вала електродвигуна 10 внаслідок зміни сили струму в електричному колі за допомогою зміни електричного опору реостатом 13. Зазор h_n між диском 2 і трубкою 4 регулювався шляхом вкручування трубки 4 в кришку стола 5.

Для тарування положення повзуна реостата 13 у відповідності до частоти обертання електродвигуна 10 використовували ручний тахометр HANDY. Для виставляння необхідного зазору між диском 2 і трубкою 4 користувалися штангенциркулем з точністю вимірювання 0,25 мм. Для зважування насіння брали аналітичні ваги, а час проведення досліду фіксували секундоміром.

Послідовність проведення дослідів при різних робочих швидкостях руху агрегату і частоті обертання ексцентрикового вала встановили методом рандомізації у відповідності до план-матриць проведення багатofакторних експериментів.

Для дослідів бралося дражоване каліброване насіння цукрового буряка діаметром 4,5–5,5 мм за ГОСТ 20797–87.

Досліди проходили наступним чином. Насіння цукрового буряка засипалось у насінневу бунку. Повзунок реостата виставлявся згідно тарувальної криво в положення, що відповідає необхідній частоті обертання вала двигуна. Заслінка 8 (рис. 1) переводилась в крайнє нижнє положення, закриваючи зону випадання насіння. Провертаючи трубку 4 в різьбі стола 5 (рис. 1) та користуючись штангенциркулем, задавали необхідний зазор між диском і трубкою. Замикали електричне коло вимикачем 11 і, коли двигун 10 працював у в усталеному режимі, переводили заслінку 8 у крайнє верхнє положення, вмикаючи при цьому секундомір. Дослід проводили 3 хв. Потім заслінку 8 переводили в нижнє крайнє положення і виключали вимикач 11. Столик 5 разом з банкою 6 і тарілкою 7 висували з під підставки 3. Насіння, яке знаходилось в банці 6 і в тарілці 7 зважували окремо на вазі з точністю до 0,1 г. Визначали повноту попадання насіння в трубку за формулою:

$$\Delta = \frac{m_o}{\partial_o + \partial_i} \cdot 100\% , \quad (1)$$

де ∂_o – маса насіння, яке попало в трубку, г; ∂_i – маса насіння, яке не попало в трубку, г.

Досліди проводились у триразовій повторюваності, значення мас наважок насіння і визначеної повноти попадання насіння в зуб-сошник записували у зошит, після чого отримані дані оброблялись. При цьому, якщо результат повторюваності досліду відрізнявся від

інших результатів повторюваностей більш ніж на 10 %, тоді він вважався промахом і дослід перероблявся.

Оптимізацію технологічного процесу можна уявити як маршрут, за яким рухається дослідник з деякої вихідної точки в область екстремуму (максимуму або мінімуму).

Для вирішення поставленої задачі використаємо математичний метод планування експерименту, такий, що потребує меншої кількості дослідів, а значить коштів і часу.

Як перший етап оптимізації на основі математичного планування експерименту, знайшли лінійне рівняння регресії, що описує вплив швидкості переміщення насіннин висівним апаратом (швидкості викидання насіннин) та зазору між висівачим апаратом і зубом-сошником (висоти падіння насіннин) на повноту попадання насіння в зуб-сошник. Для цього використаємо метод Бокса-Уілсона[4]. Швидкість викидання насіннин V_n в дослідях приймалась рівною 0,1 м/с і 0,2 м/с, висота падіння насіннин h_n виставлялась 1 мм і 7 мм.

В результаті обробки дослідних даних отримано рівняння регресії:

$$y = 34,612 + 120,5 \cdot V_n + 2,013 \cdot h_n. \quad (2)$$

Дане рівняння використаємо для визначення напрямку та кроків руху за градієнтом, тобто методу „крутого сходження” [4]. Розрахувавши складові градієнта та визначившись з кроками зміни факторів, було пророблено додаткові досліді і знайдено уявну зону знаходження оптимуму.

В області оптимуму для опису поверхні відгуку необхідно розв’язати рівняння регресії 2-го порядку. Для цього розглянули вищевказані фактори на трьох рівнях з тими ж інтервалами варіювання що брали при методі „крутого сходження”. Швидкість викидання насіннин V_n в дослідях приймалась рівною 0,25 м/с, 0,275 м/с і 0,30 м/с, висота падіння насіннин h_n виставлялась 19 мм, 22 мм і 25 мм.

Для складання план-матриці був взятий метод ортогонального композиційного планування [4], так як при ньому коефіцієнти регресії оцінюються незалежно, тому фактори з незначущими коефіцієнтами можна відкидати без перерахунку останніх значущих факторів. Досліді проводились у трьохразовій повторюваності. В результаті обробки дослідних даних отримали рівняння регресії для кодованих факторів, що має вигляд:

$$y = 99,8126 - 0,1517 \cdot x_1 - 0,0911 \cdot x_2 - 0,5039 \cdot x_1^2 - 0,5322 \cdot x_2^2 + 0,0308 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (3)$$

де x_1 – кодоване значення швидкості викидання насінин V_n ($-1...+1$, що відповідає $0,25...0,30$ м/с), x_2 – кодоване значення висоти падіння насінин h_n ($-1...+1$, що відповідає $19...25$ мм).

Використовуючи можливості комп'ютерного забезпечення MatCAD за отриманим рівнянням регресії (3) побудували поверхню відгуку та проєкції двомірних січень поверхні відгуку на площину x_1x_2 (рис.2). Після чого визначили максимальне значення параметра Y та координати точок x_1 і x_2 , що відповідають йому. Так $Y = 99,925$ %, $\bar{\alpha}_1 = -0,152$ і $\bar{\alpha}_2 = -0,043$.

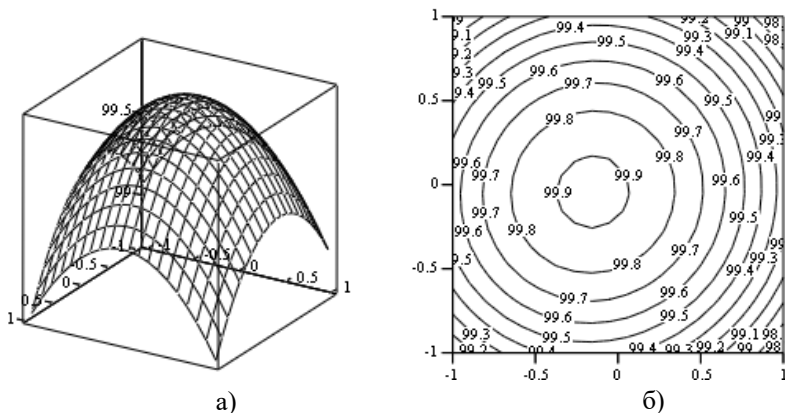


Рис. 2. Поверхню відгуку (а) та проєкції двомірних січень поверхні відгуку на площину x_1x_2 (б)

Висновки. Переходячи від кодових значень x_1 і x_2 до натуральних V_n і h_n отримуємо шукані оптимальні значення факторів, а саме: швидкість викидання насінин $V_n = 0,27$ м/с, висота падіння насінин $h_n = 21,9$ мм.

Отримані дані досліджень використані під час розробки бурякової сівалки точного висіву.

Література:

1. Кардашевский С.В. Высевающие устройства посевных машин.–М.: Машиностроение, 1973.–356с.
2. Пат. 9676А України, МКл А01С7/18. Сівалка точного висіву / С. Ф. Юхимчук (Україна) – № 94022735. Заявл. 10.02.94. Опубл. 30.09.96. Бюл. № 3.

3. Юхимчук С.Ф., Синій С.В., Гошко З.О. Визначення форми направляючої нової сівалки точного висіву // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства „Механізація сільськогосподарського виробництва”. Вип. 1.–Харків: ХДТУСГ, 2000. – С. 334–341.

4. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980.– 304 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 534

© Н.П. Ярошевич, д.т.н.; Б.М. Дорош
Луцкий национальный технический университет

ДУКРАТНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ СИНХРОНИЗАЦИЯ ДЕБАЛАНСНЫХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ В СЛУЧАЕ ЛИНЕЙНОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

Задача о двукратной синхронизации вибровозбудителей, связанных с линейной колебательной системой, рассмотрена методом прямого разделения движений. При этом найденные выражения для вибрационных моментов в точности совпадают с получающимися более сложным путём, посредством использования метода Пуанкаре. Полученные дифференциальные уравнения движений роторов вибровозбудителей позволяют изучать не только устойчивые установившиеся режимы синхронного движения возбудителей, но и процессы установления таких режимов.

СИНХРОНИЗАЦИЯ, ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЬ, КОЛЕБАТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА, РОТОР, СИЛЫ

Под кратной понимается самосинхронизация вибровозбудителей, при которой между ними устанавливаются средние частоты вращения, кратные некоторой определённой (так называемой синхронной) частоте.

Как исследование, так и практическая реализация эффекта кратной синхронизации моногармонических механических вибровозбудителей значительно проще, если возбудители установлены на нелинейной колебательной системе. В случае линейной системы в теоретическом плане приходится рассматривать особый случай, когда

условия существования и устойчивости синхронных решений находятся из высших приближений, а в прикладном плане – тем или иным способом обеспечивать достаточный уровень неравномерности вращения роторов в установившемся режиме[1–6].

Вместе с тем, задача о синхронизации вибровозбудителей, связанных с линейной колебательной системой, представляет прикладной интерес. Наиболее подробно она изучалась посредством метода малого параметра Пуанкаре в работах О.П. Барзукова [4, 5].

Рассмотрим задачу о двукратной синхронизации произвольного числа n вибровозбудителей, т.е. неуравновешенных роторов 1 (рис. 1) которые приводятся во вращение от асинхронных электродвигателей и которые установлены на некоторой системе твёрдых тел 2 (несущих тел), связанных между собой и с неподвижным основанием 3 упругими 4 и демпфирующими 5 элементами. К первой группе отнесем k_1 вибровозбудителей, роторы которых вращаются в рассматриваемых ниже синхронных режимах с частотой ω , а ко второй – k_2 возбудителей с роторами, вращающимися с частотой 2ω ($k_1 + k_2 = n$). В соответствии с этим, в дальнейшем первый индекс при обозначениях указывает на номер группы, к которой относится вибровозбудитель, а второй является номером возбудителя в этой группе.

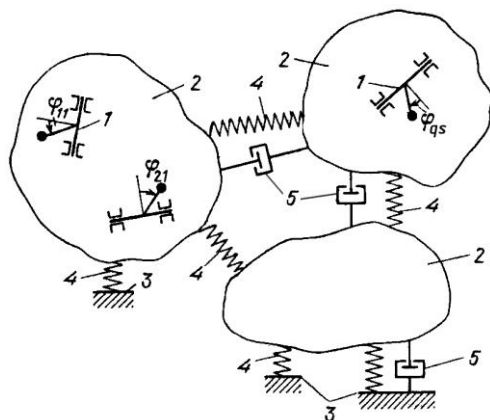


Рис. 1. Схема колебательной системы

Пусть $O_{qs}u_{qs}v_{qs}w_{qs}$ ($qs = 11, \dots, 1k_1, 21, \dots, 2k_2$) – прямоугольная система координат, жёстко связанная с соответствующим телом несущей системы (рис. 2), причем ось $O_{qs}w_{qs}$ направлена вдоль оси

вращения ротора q_s -го возбуждителя, а начало координат O_{q_s} выбрано так, чтобы центр тяжести ротора c_{q_s} всегда находился в плоскости $O_{q_s}u_{q_s}v_{q_s}$; направления осей u_{q_s} и v_{q_s} произвольны. Положение ротора q_s -го возбуждителя по отношению к указанным осям определяется углом поворота φ_{q_s} между вектором-эксцентриситетом $O_{q_s}c_{q_s} = \varepsilon_{q_s}e_{q_s}(\varphi_{q_s})$ и осью $O_{q_s}u_{q_s}$. Здесь через ε_{q_s} обозначен модуль, а через $e_{q_s}(\varphi_{q_s}) = i_{q_s} \cos \varphi_{q_s} + j_{q_s} \sin \varphi_{q_s}$ орт вектора эксцентриситета (i_{q_s} и j_{q_s} – соответственно орты осей $O_{q_s}u_{q_s}$ и $O_{q_s}v_{q_s}$).

Пусть далее $u_{q_s} = O_{q_s}O_{q_s}^o$ – вектор смещения точки O_{q_s} из положения равновесия $O_{q_s}^o$ при колебаниях тела. Тогда, уравнения движения системы могут быть представлены в виде

$$I_{q_s} \ddot{\varphi}_{q_s} + k_{q_s} (\dot{\varphi}_{q_s} - \omega_q) = \mu \hat{O}_{q_s} (\ddot{u}_{q_s}, \varphi_{q_s}), \quad (1)$$

$$Du = \sum_{q=1}^2 \sum_{s=1}^{l_q} F_{q_s} (\ddot{\varphi}_{q_s}, \dot{\varphi}_{q_s}, \varphi_{q_s}), \quad (2)$$

где $\mu \hat{O}_{q_s} (\varphi_{q_s}, \ddot{u}_{q_s}) = -m_{q_s} \varepsilon_{q_s} \ddot{u}_{q_s} g_{q_s}(\varphi_{q_s}) + L_{q_s}(\omega_q) - R_{q_s}(\omega_q) + H_{q_s}(\varphi_{q_s})$,

$$H_{q_s}(\varphi_{q_s}) = H_{q_s}^{(0)} + H_{q_s}^{(1)} \cos(\varphi_{q_s} + \chi_{q_s}).$$

Здесь $I_{q_s}, m_{q_s}, \varepsilon_{q_s}$ – соответственно, момент инерции ротора q_s -го вибровозбудителя относительно оси вращения, его масса и эксцентриситет; k_{q_s} – постоянные положительные коэффициенты, характеризующие демпфирование; $\mu > 0$ – малый параметр; $L_{q_s}(\omega_q), R_{q_s}(\omega_q)$ – соответственно, вращающий момент q_s -го асинхронного электродвигателя и момент сил сопротивления вращению; u – вектор обобщенных координат, определяющих положение несущих тел; $H_{q_s}(\varphi_{q_s})$ – консервативные моменты, обусловленные действием на вибровозбудитель силы тяжести или наличием упругой связи; χ_{q_s} – угол между осью $O_{q_s}u_{q_s}$ и горизонталью; $g_{q_s}(\varphi_{q_s}) = -i_{q_s} \sin \varphi_{q_s} + j_{q_s} \cos \varphi_{q_s}$ – орт, перпендикулярный вектору-эксцентриситету вибровозбудителя.

Уравнения (1) представляют собой уравнения движения роторов вибровозбудителей, а уравнение (2) является символической

записью системы уравнений движения тела или системы тел, на которых установлены возбудители; эти последние уравнения предполагаются линейными.

В уравнениях (1) учтены консервативные составляющие $H_{qs}(\varphi_{qs})$ моментов сил, действующих на роторы. Эти моменты играют в случае кратной самосинхронизации важную роль (см. ниже), тогда как в случае простой синхронизации они не существенны и, обычно, не учитываются.

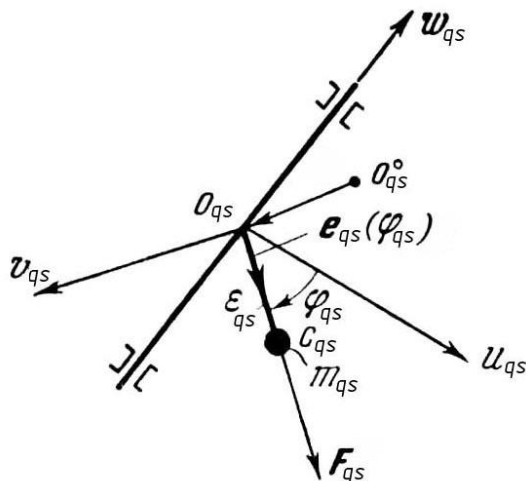


Рис.2. Система координат, связанная с qs -ым вибровозбудителем

Отметим, что правая часть уравнений (1), записана приближённо. В ней, в частности, не учтено влияние поворота оси вращения ротора возбудителя в процессе колебаний. Однако, неучтённые слагаемые обычно имеют более высокий порядок малости; это подробно показано в работе [8]. Принятый выше способ введения малого параметра полностью соответствует способу, описанному в [2].

Заметим, что u_{qs} не являются непосредственно компонентами вектора u , хотя в рассматриваемом здесь случае малых колебаний тел линейно выражаются через эти компоненты.

Решения уравнений (1), (2) будем искать в виде

$$\varphi_{qs} = \omega_q + \alpha_{qs}(t) + \psi_{qs}(t, \omega t), \quad u = u(t, \omega t) \quad (3)$$

где ω_q – частота синхронного вращения ротора qs -го вибровозбудителя ($\omega_1 = \omega, \omega_2 = 2\omega$); $\alpha_{qs}(t)$ – медленные, а

$\psi_{qs}(t, \omega t)$, u – быстрые составляющие, которые можно считать 2π – периодическими по $\tau = \omega t$, причем

$$\langle \psi_{qs}(t, \tau) \rangle = 0 \quad (4)$$

Здесь и ниже угловыми скобками $\langle \dots \rangle$ обозначен оператор усреднения по "быстрому времени"

$$\begin{aligned} V_{2s} = & -8m_{2s}\varepsilon_{2s}\omega^4 \sum_{j=1}^{l_2} m_{2j}\varepsilon_{2j} \left[(K_{u_2u_2}^{js}(2\omega) - G_{v_2v_2}^{js}(2\omega) + \right. \\ & \left. + K_{v_2v_2}^{js}(2\omega) + G_{u_2v_2}^{js}(2\omega)) + \sin(\alpha_{2s} - \alpha_{2j}) + \right. \\ & \left. + [K_{v_2u_2}^{js}(2\omega) + G_{u_2u_2}^{js}(2\omega) - K_{u_2v_2}^{js}(2\omega) + G_{v_2v_2}^{js}(2\omega)] \cos(\alpha_{2s} - \alpha_{2j}) \right], \end{aligned}$$

которое может входить в усредняемое выражение как явно, так и через посредство функции ψ_{qs} .

Величину синхронной частоты ω , заранее неизвестную, можно в рассматриваемом случае принять постоянной, полагая что медленные изменения частот $\dot{\varphi}_{qs}$ учитываются производными $\dot{\alpha}_{qs}$, и считая, что $\dot{\alpha}_{qs} \ll \omega_q$.

Тогда от исходных уравнений движения роторов вибровозбудителей (1) можно перейти к следующей системе интегродифференциальных уравнений для функций α и ψ , т.е. к уравнениям медленного и быстрого движений [6, 7]:

$$I_{qs}\ddot{\alpha}_{qs} + k_{qs}\dot{\alpha}_{qs} = \mu \langle \hat{O}_{qs}(\ddot{u}_{qs}, \varphi_{qs}) \rangle, \quad (5)$$

$$I_{qs}\ddot{\psi}_{qs} + k_{qs}\dot{\psi}_{qs} = \mu \left[\hat{O}_{qs}(\ddot{u}_{qs}, \varphi_{qs}) - \langle \hat{O}_{qs}(\ddot{u}_{qs}, \varphi_{qs}) \rangle \right], \quad (6)$$

где $\mu \hat{O}_{qs}(\ddot{u}_{qs}, \varphi_{qs}) = -m_{qs}\varepsilon_{qs}\ddot{u}_{qs} \left\{ i_{qs} \left[\psi_{qs} \cos(\omega_q t + \alpha_{qs}) + \sin(\omega_q t + \alpha_{qs}) \right] + \right.$
 $\left. + j_{qs} \left[\cos(\omega_q t + \alpha_{qs}) - \psi_{qs} \sin(\omega_q t + \alpha_{qs}) \right] \right\} + L_{qs}(\omega_q) - R_{qs}(\omega_q) +$
 $+ H_{qs}^{(0)} + H_{qs}^{(1)} \left[\cos(\omega_q t + \alpha_{qs} + \chi_{qs}) - \psi_{qs} \sin(\omega_q t + \alpha_{qs} + \chi_{qs}) \right].$

Перемещение центра тяжести qs –го ротора вибровозбудителя u_{qs} выразим через параметры возбудителей и колебательной системы. Для этого воспользуемся гармоническими коэффициентами влияния второго рода [2, 9]. Коэффициенты влияния определяются в результате решения задачи об установившихся вынужденных колебаниях системы под действием вынуждающих сил, развиваемых возбудителями при их равномерном вращении. Эти силы определяются выражениями

$$F_{qs}^{(0)} = -m_{qs} \varepsilon_{qs} \left[\dot{\varphi}_{qs} g_{qs}(\varphi_{qs}) \right]^* = \\ = m_{qs} \varepsilon_{qs} \omega_q^2 \left[i_{qs} \cos(\omega_q t + \alpha_{qs}) + j_{qs} \sin(\omega_q t + \alpha_{qs}) \right].$$

Считая известными гармонические коэффициенты влияния $K_{u_p v_q}^{js}(\omega_p), \dots, G_{u_p v_q}^{js}(\omega_p)$, находим

$$u_{qs}^{(0)} = \sum_{p=1}^2 \sum_{j=1}^{l_p} m_{pj} \varepsilon_{pj} \omega_p^2 \left\{ \left[\left(K_{u_p u_q}^{js}(\omega_p) - G_{v_p u_q}^{js}(\omega_p) \right) \cos(\omega_p t + \alpha_{pj}) + \left(K_{v_p u_q}^{js}(\omega_p) + G_{u_p u_q}^{js}(\omega_p) \right) \sin(\omega_p t + \alpha_{pj}) \right] i_{qs} + \left[\left(K_{u_p v_q}^{js}(\omega_p) - G_{v_p v_q}^{js}(\omega_p) \right) \cos(\omega_p t + \alpha_{pi}) + \left(K_{v_p v_q}^{js}(\omega_p) + G_{u_p v_q}^{js}(\omega_p) \right) \sin(\omega_p t + \alpha_{pi}) \right] j_{qs} \right\}, \quad (p=1, 2; j=1, \dots, l_p)$$

Периодические решения уравнений быстрых движений (6) будем разыскивать в виде ряда по степеням μ . Ограничиваясь членами, содержащими μ в степени не выше первой, при учете условия (4) находим $\psi_{qs}^{(1)}$.

Выполнив усреднение в правой части равенств (5) с учетом $\psi_{qs}^{(1)}$ и учитывая, что для гармонических коэффициентов влияния имеют место соотношения $K_{u_p u_q}^{js}(p\omega) = \frac{K_{u_p u_q}^{js}(\omega)}{p^2}$, получаем выражения

для вибраторных моментов

$$V_{1s} = \frac{m_{1s} \varepsilon_{1s} \omega^4}{2} \sum_{j=1}^{l_1} m_{1j} \varepsilon_{1j} \left\{ \left[K_{u_1 v_1}^{js}(\omega) - G_{v_1 v_1}^{js}(\omega) - K_{v_1 u_1}^{js}(\omega) - G_{u_1 u_1}^{js}(\omega) \right] \cos \alpha_{sj}^{(1)} - \right. \\ \left. - \left[K_{u_1 u_1}^{js}(\omega) - G_{v_1 u_1}^{js}(\omega) + K_{v_1 v_1}^{js}(\omega) + G_{u_1 v_1}^{js}(\omega) \right] \sin \alpha_{sj}^{(1)} + \right. \\ \left. + \frac{2m_{1s} \varepsilon_{1s} H_{1s}^{(1)} \omega^2}{I_{1s}} \sum_{j=1}^{l_2} m_{2j} \varepsilon_{2j} \left\{ \left[K_{u_2 u_1}^{js}(\omega) - G_{v_2 u_1}^{js}(\omega) + K_{v_2 v_1}^{js}(\omega) + G_{u_2 v_1}^{js}(\omega) \right] \cos \beta_{sj} - \right. \right. \\ \left. \left. - \left[K_{u_2 v_1}^{js}(\omega) - G_{v_2 v_1}^{js}(\omega) - K_{v_2 u_1}^{js}(\omega) - G_{u_2 u_1}^{js}(\omega) \right] \sin \beta_{sj} \right\}, \right. \\ V_{2s} = -2m_{2s} \varepsilon_{2s} \omega^4 \sum_{j=1}^{l_2} m_{2j} \varepsilon_{2j} \left\{ \left[K_{u_2 u_2}^{js}(\omega) - G_{v_2 u_2}^{js}(\omega) + K_{v_2 v_2}^{js}(\omega) + G_{u_2 v_2}^{js}(\omega) \right] \sin \alpha_{sj}^{(2)} - \right. \\ \left. - \left[K_{u_2 v_2}^{js}(\omega) - G_{v_2 v_2}^{js}(\omega) - K_{v_2 u_2}^{js}(\omega) - G_{u_2 u_2}^{js}(\omega) \right] \cos \alpha_{sj}^{(2)} \right\},$$

где $\alpha_{sj}^{(1)} = \alpha_{1s} - \alpha_{1j}$, $\alpha_{sj}^{(2)} = \alpha_{2s} - \alpha_{2j}$, $\beta_{sj} = 2\alpha_{1s} - \alpha_{2j} + \chi_{qs}$.

Оказывается, что вибращионные моменты в уравнениях для быстрых вибровозбудителей содержат лишь разности фаз данной группы возбудителей, в то время как фазы возбудителей, вращающихся с основной частотой отсутствуют. Соотношения, связывающие фазы возбудителей, вращающихся с кратными частотами, получаются при рассмотрении уравнений (5) с учетом следующего приближения к функции u_{qs} .

Предполагая, что вибровозбудители вращаются по закону (3), т.е. почти равномерно, имеем

$$F_{qs}^{(1)} = m_{qs} \varepsilon_{qs} \left\{ \left(\ddot{\psi}_{qs} - \psi_{qs} \omega_q^2 \right) \left[i_{qs} \sin(\omega_q t + \alpha_{qs}) - j_{qs} \cos(\omega_q t + \alpha_{qs}) \right] + 2\dot{\psi}_{qs} \omega_q \left[i_{qs} \cos(\omega_q t + \alpha_{qs}) + j_{qs} \sin(\omega_q t + \alpha_{qs}) \right] \right\} + F_{qs}^{(0)}. \quad (7)$$

Далее заметим, что при подстановке в (7) $\psi_{qs}^{(1)}$ достаточно удерживать только слагаемые, содержащие функцию $H_{qs}^{(1)}$. Тогда получаем

$$F_{qs}^{(1)} = \frac{2m_{qs} \varepsilon_{qs} H_{qs}^{(1)}}{I_{qs}} \left[i_{qs} \sin(2\omega_q t + 2\alpha_{qs} + \chi_{qs}) - j_{qs} \cos(2\omega_q t + 2\alpha_{qs} + \chi_{qs}) \right] + F_{qs}^{(0)},$$

а выражения для u_{qs} могут быть записаны в виде

$$u_{qs}^{(1)} = \sum_{p=1}^2 \sum_{j=1}^{l_p} \frac{m_{pi} \varepsilon_{pi} H_{pi}^{(1)}}{2p^2 I_{pj}} \left\{ i_{qs} \left[\left(K_{u_p u_q}^{js}(\omega) - G_{v_p u_q}^{js}(\omega) \right) \sin \gamma_{pj} - \left(K_{v_p u_q}^{js}(\omega) + G_{u_p u_q}^{js}(\omega) \right) \cos \gamma_{pj} \right] + j_{qs} \left[\left(K_{u_p v_q}^{js}(\omega) - G_{v_p v_q}^{js}(\omega) \right) \sin \gamma_{pj} - \left(K_{v_p v_q}^{js}(\omega) + G_{u_p v_q}^{js}(\omega) \right) \cos \gamma_{pj} \right] \right\} + u_{qs}^{(0)}, \quad (8)$$

где $\gamma_{pj} = 2p\omega t + 2\alpha_{pi} + \chi_{pj}$.

Производя усреднение выражений (5) при учете (8) получаем

$$V_{2s} = -m_{2s} \varepsilon_{2s} \sum_{j=1}^{l_j} \frac{m_{1j} \varepsilon_{1j} H_{1j}^{(1)} \omega^2}{I_{1j}} \left\{ \left[K_{u_1 u_2}^{js}(\omega) - G_{v_1 u_2}^{js}(\omega) + K_{v_1 u_2}^{js}(\omega) + G_{u_1 v_2}^{js}(\omega) \right] \cos \beta_{sj} + \left[K_{v_1 u_2}^{js}(\omega) + G_{u_1 u_2}^{js}(\omega) - K_{u_1 v_2}^{js}(\omega) + G_{v_1 v_2}^{js}(\omega) \right] \sin \beta_{sj} \right\}.$$

Заметим, что в рассматриваемом приближении уравнения для медленных роторов возбудителей с учетом $u_{qs}^{(1)}$ не изменяются. Тогда дифференциальные уравнения медленных движений роторов вибровозбудителей (основные уравнения вибращионной механики) запишутся в окончательном виде

$$\begin{aligned}
 I_{1s}\ddot{\alpha}_{1s} + k_{1s}\dot{\alpha}_{1s} = & -\frac{m_{1s}\varepsilon_{1s}\omega^2}{2} \sum_{j=1}^{l_1} m_{1j}\varepsilon_{1j} \left[B_{11}^{js}(\omega) \sin \alpha_{sj}^{(1)} + C_{11}^{js}(\omega) \cos \alpha_{sj}^{(1)} \right] + \\
 + L_{1s}(\omega) - R_{1s}(\omega) + & \frac{2m_{1s}\varepsilon_{1s}H_{1s}^{(1)}\omega^2}{I_{1s}} \sum_{j=1}^{l_2} m_{2j}\varepsilon_{2j} \left[B_{21}^{js}(\omega) \cos \beta_{sj} + C_{21}^{js}(\omega) \sin \beta_{sj} \right], \\
 I_{2s}\ddot{\alpha}_{2s} + k_{2s}\dot{\alpha}_{2s} = & L_{2s}(2\omega) - R_{2s}(2\omega) - 2m_{2s}\varepsilon_{2s}\omega^2 \sum_{j=1}^{l_2} m_{2j}\varepsilon_{2j} \left[B_{22}^{js}(\omega) \sin \alpha_{sj}^{(2)} + \right. \\
 + C_{22}^{js}(\omega) \cos \alpha_{sj}^{(2)}] - & m_{2s}\varepsilon_{2s}\omega^2 \sum_{j=1}^{l_1} \frac{m_{1j}\varepsilon_{1j}H_{1j}^{(1)}}{I_{1j}} \left[B_{12}^{js}(\omega) \cos \beta_{sj} + C_{12}^{js}(\omega) \sin \beta_{sj} \right], \quad (9)
 \end{aligned}$$

где $B_{pq}^{js}(\omega) = K_{u_p u_q}^{js}(\omega) - G_{v_p u_q}^{js}(\omega) + K_{v_p v_q}^{js}(\omega) + G_{u_p v_q}^{js}(\omega)$,
 $C_{pq}^{js}(\omega) = K_{v_p u_q}^{js}(\omega) + G_{u_p u_q}^{js}(\omega) - K_{u_p v_q}^{js}(\omega) + G_{v_p v_q}^{js}(\omega)$.

При этом имеют место соотношения

$$\begin{aligned}
 \sum_{q=1}^{l_q} \frac{m_{qs}\varepsilon_{qs}\omega^2}{2} \sum_{j=1}^{l_q} m_{qj}\varepsilon_{qj} \left[B_{qq}^{js}(\omega) \sin(\alpha_{qs} - \alpha_{qj}) + C_{qq}^{js}(\omega) \cos(\alpha_{qj} - \alpha_{qs}) \right] = 0, \\
 \sum_{s=1}^{l_s} \frac{2m_{1s}\varepsilon_{1s}H_{1s}^{(1)}\omega^2}{I_{1s}} \sum_{j=1}^{l_2} m_{2j}\varepsilon_{2j} \left[B_{21}^{js}(\omega) \cos \beta_{sj} + C_{21}^{js}(\omega) \sin \beta_{sj} \right] - \\
 - 2 \sum_{s=1}^{l_2} m_{2s}\varepsilon_{2s}\omega^2 \sum_{j=1}^{l_1} \frac{m_{1j}\varepsilon_{1j}H_{1j}^{(1)}}{I_{1s}} \left[B_{12}^{js}(\omega) \cos \beta_{sj} + C_{12}^{js}(\omega) \sin \beta_{sj} \right] = 0
 \end{aligned}$$

При $\alpha_{qs} = const$ эти уравнения приводят к уравнениям для определения сдвигов фаз и частоты ω вращения роторов в возможных синхронных движениях. Выражения для вибрационных моментов V_{qs} совпадают с полученными более сложным путем, с помощью метода Пуанкаре [5]. Следовательно, совпадут и все другие результаты. Более того, полученные уравнения (9) описывают также движения в окрестности установившихся синхронных режимов $\alpha_{qs} = const$.

Примечательно, что в случае кратной синхронизации свойство взаимности, согласно которому сумма всех вибрационных моментов тождественно равна нулю, не выполняется. Показано, что если для простой синхронизации усредненное действие s – го возбуждителя на j – ый равно и противоположно по знаку усредненному действию j – го на s – ый, то в кратной синхронизации "частные" вибрационные моменты, характеризующие воздействие одного вибровозбудителя на другой, балансируются обратно-пропорционально частотам вращения.

Действительно, вибрационные моменты не изменяют общего баланса энергии в системе, а лишь перераспределяют подводимую к системе энергию между отдельными возбудителями. Равной нулю, в этом случае, является сумма мощностей, передаваемых одними возбудителями и воспринимаемых другими, т.е. соответствующие произведения вибрационных моментов на частоты их вращения. Следовательно, ситуация в случае кратной самосинхронизации такова, как если бы роторы возбудителей были связаны кинематически с соответствующим передаточным отношением.

Таким образом, вибрационная связь между роторами возбудителей в энергетическом отношении вполне соответствует связи посредством механических передач.

Из (9) следует также, что вибровозбудители в случае кратной синхронизации неравноправны – влияние параметров медленных возбудителей является определяющим. Более того, в случае применения устройства для усиления тенденции вибровозбудителей к кратной синхронизации [10], установка его необходима лишь на медленные возбудители.

Обращает на себя внимание то, что в случае кратной синхронизации вибрационные моменты, соответствующие роторам вращающимся с одинаковыми средними частотами, полностью соответствуют вибрационным моментам в задаче о простой синхронизации механических вибровозбудителей [2, 8]. Значит в данном случае, процесс выравнивания парциальных частот вибровозбудителей, вращающихся с одинаковыми средними частотами, проходит точно также, как и для простой синхронизации и не зависит от наличия вибровозбудителей, вращающихся с кратными частотами.

Заметим, что решение задачи о кратной синхронизации механических вибровозбудителей при другом соотношении частот может быть получено аналогично. Однако исследование этих режимов связано с необходимостью нахождения следующих приближений, т.е. приводит к большим трудностям вычислительного характера, кроме того, соответствующие значения получаемых вибрационных моментов сравнительно малы, и значит, эти режимы более трудные для практической реализации.

Литература

1. Рагульскис К.М. Механизмы на вибрирующем основании. Каунас: Изд. Ин-та энергетики и электротехники АН Лит. ССР, 1963.232с.
2. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. М.: Наука, 1971. 896 с.
3. Зарецкий Л.Б. Кратная синхронизация центробежных вибровозбудителей// Изв. АН СССР. МТТ. 1971. № 4. С.43–50.
4. Барзуков О.П. Кратная синхронизация в системе слабосвязанных объектов с одной степенью свободы // ПММ. 1972. Т.36. Вып.2. С.225–231.
5. Барзуков О.П. Двукратная синхронизация механических вибраторов, связанных с линейной колебательной системой // Изв.АН СССР МТТ. 1973. № 6. С.22–29.
6. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.:Физматлит. 1994. 400с. (Английский перевод; Vibrational Mechanics, World Scientific, 2000).
7. Блехман И.И. Метод прямого разделения движений в задачах о действии вибрации на нелинейные механические системы // Изв. АН СССР, ММТ. 1976. № 6. С. 13–27.
8. Ходжаев К.Ш. Синхронизация механических вибраторов, связанных с линейной колебательной системой // Инженерный журнал. МТТ. 1967. № 4. С. 14–23.
9. Sperling L. Beitrag zur allgemeinen Theorie der Selbstsynchronisation umlaufender Unwuchtmassen in Nichtresonanzfall //Wiss. Zeitschr. Magdeburg:Techn. Hochschule Otto von Guericke –1967. Heft 1, No11.
10. Блехман И.И. Инерционный вибратор: А.с. 388974 // Б.И. 1973. №29.

УДК 633.854.54, 631.365.22

© А. А. Ящук

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ЗАСОБІВ І МЕТОДІВ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОГО ОБРОБІТКУ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

В статті наведено основні відмінності льону олійного і льону–довгунця, а також технології їх збирання і післязбирального обробітку, представлено огляд існуючих засобів сушіння насіння льону олійного, розглянуто їх основні недоліки і труднощі, які виникають під час сушіння у зв'язку з особливостями цього матеріалу.

ЗАСІБ, МЕТОД, ПІСЛЯЗБИРАЛЬНИЙ ОБРОБІТОК, ЛЬОН.

Постановка проблеми. Післязбиральний обробіток насіння льону олійного, як і інших сільськогосподарських матеріалів має важливе значення. Надмірна вологість під час зберігання дуже негативно впливає на якість, зумовлюючи псування і, як наслідок, значні втрати, які на кінцевому етапі виробництва сільськогосподарської продукції особливо небажані. Різні типи сушарок [1, 2, 3, 4], які застосовуються для сушіння насіння льону, призначені для сушіння врожаю різних сільськогосподарських культур без врахування специфіки конкретного матеріалу.

Сушіння льону олійного має свої особливості. Крупні соломисті домішки в насінні льону негативно впливають на процес сушіння [4, 5]. Через свою форму і малі розміри, насіння даної культури має низьку пористість і характеризується злипанням [5], що необхідно враховувати під час сушіння. Важливе значення мають питання ефективності використання енергії, підвищення продуктивності процесу і збереження високої якості кінцевого матеріалу.

Вивчення проблем, які виникають у випадку застосування існуючих типів сушарок, що застосовуються для сушіння насіння цієї культури, дасть змогу визначити шляхи їх усунення, що в подальшому дозволить обґрунтувати найбільш раціональні параметри сушарки насіння льону олійного.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням процесу сушіння різних рослинних матеріалів, і зокрема цільного шару сипких насінневих матеріалів займалися ряд науковців, зокрема Ликов А.В. [6], Птіцин С.Д. [3], Дідух В.Ф. [7], Зеленко В.І. [8] та інші. Дослідження, що стосуються збирання і післязбирального обробітку

льону в основному пов'язані з вивченням властивостей компонентів льону, проблемами сепарації, а також сушіння льонороху і льоносолами. Загалом вивченню льону присвячені роботи Хайліса Г.А., Дідуха В. Ф., Гінзбурга Л. Н., Живетина В.В. Вивченню питань, що стосуються збирання і післязбирального обробітку льону олійного, приділено мало уваги.

Мета дослідження. Метою роботи є огляд існуючих методів і засобів сушіння, які застосовуються для сушіння льону олійного, дослідження їх основних недоліків по відношенню до цієї культури і визначення можливих шляхів їх усунення.

Результати дослідження. Льон вважається однією із найдревніших сільськогосподарських культур. З багатьох існуючих видів льону практичне господарське значення має льон культурний (*Linum usitatissimum*), в якому можна виділити 4 групи, що представляють інтерес: довгунець, кучерявець, сланкий і межеумок. Льон-кудряш має в 20 разів більше насінневих коробочок, ніж льон-довгунець, грубе волокно і культивується для насіння. Льон-межеумок займає проміжне становище між льоном-довгунцем і кудряшем. Льон-кудряш і межеумок об'єднують спільною назвою – льон олійний [9].

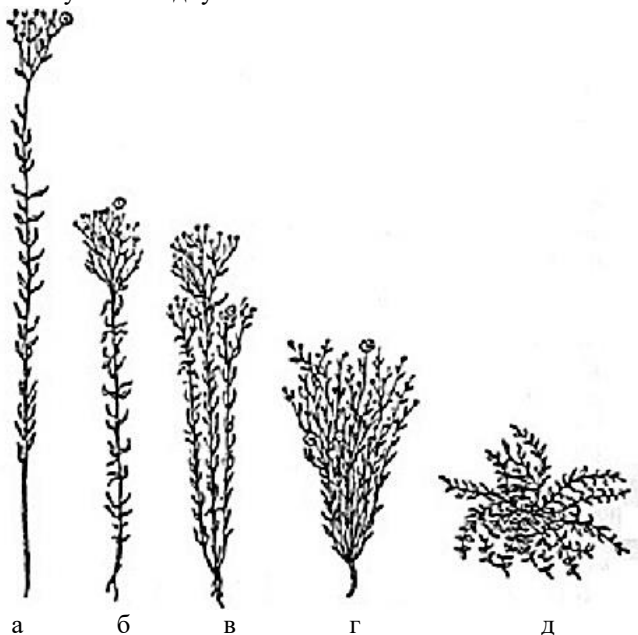


Рис.1.Групи льону: а) льон–довгунець, б) і в) межеумок, г) кучерявець, д) сланкий

Плід льону – це загострена догори коробочка висотою 6,1–11,0 мм, шириною 5,7–8,5 мм з перегородками на 5 гнізд. Кожне гніздо має ще напівперегородку, утворюючи в коробочці 10 секцій. В кожній секції знаходиться по одній насінині (10 насінин в коробочці) [9].

Розміри насіння льону наступні: довжина – від 3,2 до 4,8 мм, ширина – від 1,5 до 2,8 мм, товщина – від 0,5 до 1,2 мм, вага 1000 насінин – від 3,5 до 6,5 г. Насінини льону яйцевидні, з гострим кінчиком, гладкі і блискучі. Колір насіння може бути від жовтого, коричневого, бурого до чорного. Як забарвлення, так і величина насінин – спадкові ознаки, характерні для того чи іншого сорту льону [4, 9].

Маса 1000 насінин льону–довгунцю складає приблизно 5 г, а олійного льону до 14 г. При цьому з насіння льону–довгунця виділяють 30 – 35% масла, а з насіння льону олійного – більше 40% [10]. На рисунку 2 зображено плід і насіння льону.

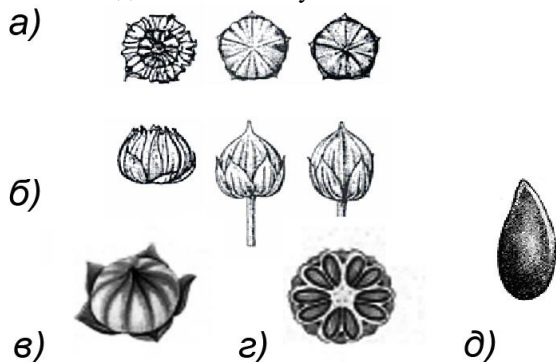


Рис.2. Плід (коробочка) льону: а) вигляд зверху, б) вигляд збоку, в) загальний вигляд, г) поперечний переріз з насінням усередині, д) загальний вигляд насінини

Зважаючи на те, що льон–довгунець вирощують в основному для одержання волокна зі стебел, а основне призначення льону олійного – одержання якісного насіння для подальшої переробки на олію, то технологія збирання і післязбирального обробітку цих двох різновидів льону відрізняється.

Основні способи збирання льону–довгунця: комбайновий і роздільний [10]. При комбайновому способі здійснюється брання льону льонокмбайнами, обчисування коробочок, після чого отримується солома і льоноворох, який може бути сепарований на двокомпонентну суміш: плуганину і насінневий ворох. Насінневий ворох сушать, після чого обмолочують, очищують і сортують. З

плуганини виділяють насіння для технічних цілей. Роздільний спосіб передбачає брання льону, розстилення на полі для досягання і природнього сушіння, після чого здійснюється обчісування коробочок і обмолочування. У разі несприятливих природніх умов виникає необхідність досушування насінневого вороху.

Збирання льону–довгунця [12] здійснюють льонозбиральними машинами, зокрема льнокомбайнами ЛКВ–4А, ЛК–4А, льнообралками ТЛН–1,5А.

Для збирання льону олійного не вимагається спеціального комплексу машин. Можна використовувати рядкові валкові жатки і зернозбиральні комбайни. Тобто льон олійний можна збирати як прямим комбайнуванням, так і роздільним способом [5].

Ворох льону, що поступає на тік, щоб уникнути самозігрівання і псування відразу піддають попередньому очищенню, для чого використовують очисник вороху ОПВ – 20 А. Кінцеву очистку насіння проводять на насіннеочисних машинах ОС – 4,5 А, СМ – 4, К – 531/1, К – 218, К– 546а, які обладнані набором відповідних решіт і трієрних циліндрів. [5].

Насіння льону олійного, що одержують під час збирання врожаю, може мати вологість 20% і вище. При зберіганні воно втрачає схожість внаслідок самозігрівання. Для зберігання насіння, необхідно його підсушити до кондиційної вологості – 12–13%. Недоліками природнього сушіння є залежність від погодних умов і великі затрати праці [4].

При потребі застосовують штучне сушіння. Для цього застосовуються шахтні або барабанні зерносушарки. [4, 5].

На рис.3. зображена схема руху матеріалу, що піддається сушінню і теплоносія для шахтної сушарки [12], яка має топку, сушильну шахту, вентилятор для нагнітання в сушильну камеру теплоносія. Нижче сушильної, в одному корпусі з нею, встановлюється охолоджувальна шахта, в якій потік холодного повітря, що створюється вентилятором, охолоджує висушене насіння.

Перед початком сушки підбирають партії насіння (одного сорту і репродукції), близькі за вологістю (розбіжності не повинні перевищувати 1–2%). Засмічене насіння льону перед завантаженням в шахтну сушарку обов'язково треба очищати. Видалення насіння бур'янів (мають вищу вологість, ніж насіння основної культури) прискорює сушку. Наявність крупних соломистих домішок недопустимо. Потрапляючи в сушарку, вони утворюють застійні зони, що веде до пересушування насіння в цих місцях і до загорання. При цьому максимальна температура нагрівання насіння не повинна перевищувати 45°C [4].

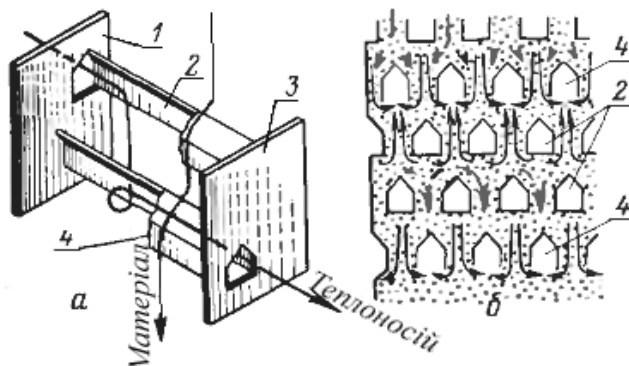


Рис.3. Конструкція коробів (а) і схема руху матеріалу та теплоносія (б) в шахтній сушарці: 1,3 – стінки шахти; 2, 4 – короби для підведення і відведення теплоносія відповідно

У сушарок цього типу можна виділити такі основні недоліки, як висока матеріалоемкість і енергетичні затрати, нерівномірність сушіння і охолодження матеріалу, підвищена пожежонебезпека.

Барабанна сушарка [12] зображена на рис.4. Насіння льону транспортером 1 подається в завантажувальну трубу і далі в сушильний барабан 7, що обертається.

При обертанні барабана воно безперервно пересипається, а під впливом повітряного потоку і постійного завантаження переміщається уздовж барабана. Теплоносій, проходячи через сушильний барабан, омиває і висушує його. Висушена маса насіння транспортером 10 відводиться в охолоджувальний барабан 11, де охолоджується зовнішнім повітрям. З охолоджувального барабана насіння поступає в розвантажувальний бункер 12. Продуктивність барабанної сушарки на сушці насіння льону 1200–1300 кг/год, температура теплоносія на вході в сушильний барабан не повинна перевищувати 100°[4].

Недоліками сушарок даного типу є складність конструкції, тривалість перебування матеріалу в зоні дії сушильного агента майже не контролюється.

Зважаючи на вищевказане під час розробки нової конструкції сушарки, призначеної для сушіння насіння льону олійного ставляться наступні вимоги:

- контрольований час перебування насінневого матеріалу в зоні дії сушильного агента, що забезпечило б доведення матеріалу до кондиційної вологості без його пересушування;

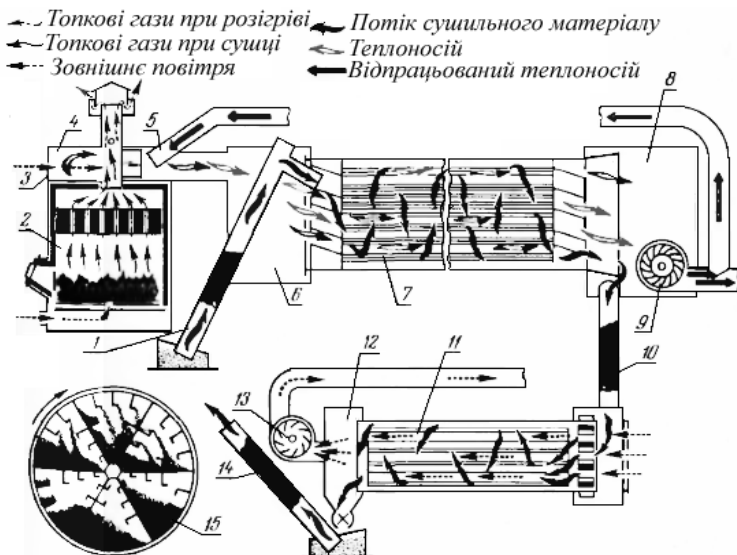


Рис.4. Функціональна схема барабанної сушарки (СЗПБ-2):
 1, 10, 14 – завантажувальний транспортер; 2 – топка; 3 – регулятор запуску вологого повітря; 4 – змішуюча камера; 5 – патрубок для входу відпрацьованого теплоносія; 6 – передня камера; 7 – сушильний барабан, 8 – задня камера; 9, 13 – вентилятор сушильного барабану; 11 – охолоджуючий барабан; 12 – розвантажувальний бункер; 15 – сушильний барабан в поперечному перерізі

- контрольованість температури сушильного агента і нагрівання матеріалу, перегрівання насіння вище допустимої температури є недопустимим і призводить до зниження якості і зокрема енергії проростання насіння;
- перемішування матеріалу в процесі сушіння. Малі розміри і висока щільність ускладнюють проходження сушильного агенту через щільний шар матеріалу. Перемішування також дасть можливість підвищити рівномірність просушування, інтенсифікує процес виділення вологи, перешкоджатиме виникненню застійних зон, які вкрай негативно впливають на процес сушіння;
- мобільність, невеликі габарити, невисока матеріалоемність і енергоефективність при максимально можливій продуктивності, що в кінцевому результаті впливає на вартість і дасть змогу ефективніше використовувати потенціал сушарки незалежно від обсягів матеріалу, що необхідно піддати обробці.

Висновки: оскільки, під час вирощування льону олійного пріоритетним є одержання саме високоякісного насіння, то це варто враховувати в процесі збирання і післязбирального обробітку. Важливим етапом при цьому є доведення насінневого матеріалу до кондиційної вологості, без втрати якості. Під час сушіння існуючими типами сушарок проявляються їх недоліки: енергозатратність, великі габарити, нерівномірність просушування, можливість перегрівання матеріалу і неконтрольованість часу сушіння, що зумовлює актуальність створення нової сушарки, яка б дала змогу їх усунути.

Література

1. Рагулин М.С. Очистка, сушка и хранение – М.: Россельхозиздат, 1980. – 160 с., ил.
2. Герой А.П., Самочетов В.Ф. Зерносушение и зерносушилки. – М.: Колос, 1967.
3. Птицын С.Д. Зерносушилки. – М.: Машиностроение, 1966, 180 с.
4. Рогаш А. Р. Льноводство. – М.: Колос, 1967. – 583с.:
5. Санин А.А., Косых Л.А. Технология возделывания льна масличного в зоне Среднего Поволжья. Рекомендации – Кинель, 2006 г.
6. Лыков А.В. Теория сушки. М., «Энергия», 1968. 472с.
7. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів. Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
8. Зеленко В.И. Конвективная сушка сельскохозяйственных материалов в плотном слое. Основы теории. – Тверское областное книжно-журнальное издательство, 1998. –96с.
9. Живетин В. В. Гинзбург Л. Н. «Масличный лен и его комплексное использование» Центральный научно-исследовательский институт комплексной автоматизации легкой промышленности, 2000, 92с.
10. Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. Збирання та переробка льону–довгунця. Монографія. – Луцьк: Ред.-вид. Відділ ЛНТУ, 2008.– 215 с.
11. Живетин В.В., Гинзбург. Л. Н., Рыжов А. И. Лен вчера, сегодня, завтра. – М.:ИПО «Полигран»,1995,–126 с.
12. Карпенко А.Н., Халанский В.М. Сельскохозяйственные машины.– 5–е изд., перераб. И доп. – М.: Колос. 1983.– 495 с., ил.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

ANNOTATIONS

V.Bodak. Environmental characteristics of existing and new methods of extraction sapropels. In the article the presented results of analysis of extraction sapropels by practiced and new methods.

V.Bodak, Y.Bulik . Influence of conditions of reservoir of sapropel on the process of its extraction and transportation. In the article presented the results of research of determining stickiness of sapropels to the materials, from which made working parts during the process of extraction and transportation.

A. Boiko, V. Grifcov, M. Muzika. Line for processing of honey. An advanced technology and line for alloy reprocessing and packing of honey, which make it possible to carry out devitrification of an alloy, to decrease the level of its moisture, to remove air bubbles from it, with retaining all of its natural properties, color and composition.

O. Bondarenko, N. Zaviryuha. Adapting cob detaching apparatus. *The analysis of existing world examples of maize harvester technics. The question on basic operation process of separation of cobs. A new design of integrated streaming cob detaching apparatus combined with cutting–grinding machine.*

АННОТАЦИИ

В.И. Бодак. Экологические характеристики общеизвестных и новых способов добычи сапропеля. В статье представлены результаты анализа добычи сапропеля распространенными на практике и новыми способами.

В.И.Бодак, Ю.В.Булик. Влияние состояния залежи сапропеля на процесс его добычи и транспортирования. В статье представлены результаты исследования липкости сапропеля к материалам, из которых изготовлены рабочие органы при процессе добычи и транспортировании.

А.В. Бойко, В.Л. Грифцов, М.Р. Музика. Линия для переработки мёда. Представлены оригинальная технология и линия для переработки и расфасовки меда, которые позволяют осуществлять его раскристаллизацию, уменьшать содержание в нем влаги, удалять пузырьки воздуха из меда и при этом сохранять все его природные свойства, цвет и состав.

О.В. Бондаренко, Н.В. Завірюха. Адаптированный початко–отделяющий аппарат. *Проведен анализ существующих моделей кукурузоуборочной техники. Рассмотрены вопросы выполнения основных операций технологического процесса отделения початков. Предложена новая конструкция интегрированного одновальцевого потокового качаноотделяющего аппарата.*

B. Bilyk, M. Borys. An analysis of the loadings in a transmission, of fuel's economy and spread property of a wheeling wood tractor. *It was presented the results of mathematical modeling of the dispersal from the place and dynamic loadings in the transmission of a wheel tralling machine. The dependences of the dynamics coefficients, of the determination of the fuel's economy and speed property on passing numbers of the transmission's aggregates was received. It was substantiated the rational significances of the passing numbers of distribute box of a wood tractor.*

N. Vrzhesch, A. Kravchuk. Technique for determining the temperature distribution across the thickness of the package layers when facing chipboard. *The method of determining the temperature distribution across the thickness of the package layers when facing chipboard, which is based both on the hypothesis of the temperature distribution across the package of layers and using the results of experimental measurements of temperature is proposed.*

Z. Goshko, O. Goshko, S. Yuhymchuk. A crusher is for preparation of the mixed fodders. *In the article description of construction of rotor crusher is given for preparation of the mixed fodders, and also her parameters*

Б.В. Билык, Н.М. Борис. Анализ нагрузок в трансмиссии, топливной экономичности и скоростных свойств колесного лесного трактора. *Представлены выводы математического моделирования разгона с места и динамических нагрузок в трансмиссии колесного трелевочного трактора. Получены зависимости коэффициентов динамичности, показателей топливной экономичности и скоростных свойств от передаточных чисел агрегатов трансмиссии. Обоснованы рациональные значения передаточных чисел раздаточной коробки лесного трактора.*

Н.В. Вржеш, А.Е.Кравчук. Методика определения распределения температуры по толщине пакета слоев при облицовке древесностружечных плит. *Предложена методика определения распределения температуры по толщине пакета слоев при облицовке древесностружечных плит, которая основывается как на гипотезе распределения температуры поперек пакета слоев, так и с использованием результатов экспериментальных измерений температуры.*

З.О. Гошко, О.О. Гошко, С.Ф. Юхимчук. Дробарка для приготовления комбикормов. *В статье дано описание конструкции роторной дробарки для приготовления кормов, а также обосновано её параметры и*

are reasonable and expected her basic office hours.

V. Grabovets, A. Shumchyk. Research of process obezvozhzhvaniya lacustrine sapropel in spiral press. *In the article the construction of screw device is offered for continuous dehydration of lacustrine sapropels with the variable step of coils and perforated cone attachments and the terms of process of selection of free water are investigational in the area of dehydration of lacustrine to the sapropel.*

L. Datsuk, S. Yuhymchuk, A. Ralets. Analysis of adhesion properties of wheeled tractors for timber transportation. *Adhesion and high-speed properties of general-use tractors for timber use by means of interaction of gearing wheels and the ground is shown. Schemes of interaction are designed. The variant of the replacement of special timber technical devices with wheel tractors is proposed.*

V. Dovhopolyk., O. Halapacz. Analysis of operations of conveyer of serve of potato on konusno-val'cevu sorting surface. *In the article the analytical calculation of dependence of motion of tubers is conducted on the working branch of conveyer from length of conveyer, angle of slope, to horizon and mass of tuber.*

росчитаны её основные режимы работы.

В.В. Грабовец, А.П. Шимчук. Исследование процесса обезвоживания озерного сапропеля в пресс-шнэке. *В статье предложена конструкция шнэкового устройства для непрерывного обезвоживания озерных сапропелей с переменным шагом витков и перфорированных конусных насадок и исследовано условия процесса выделения свободной воды в зоне обезвоживания озерного сапропеля.*

Л.Н. Дацюк, С.Ф. Юхимчук, А.Я. Ралець. Анализ сцепных свойств колесных тракторов для транспортировки лесосырья. *В статье сцепные и скоростные свойства тракторов общего назначения для лесохозяйственного использования показано путем рассмотрения взаимодействия приводных колес с грунтом. Составлены схемы взаимодействия. Предложен вариант замены специальной лесохозяйственной техники колесными тракторами.*

В. Ф. Довгополюк, О. Л. Галапац. Анализ работы транспортера подачи картофеля на конусно-вальцевую сортировальную поверхность. *В статье проведен аналитический расчет зависимости движения картофеля по рабочей ветке транспортера от длины транспортера, угла наклона, к горизонту и массе картофеля.*

I. Dudarev. Modeling of moving of material by dryer. *Results of modeling of moving of material by the drying chamber are presented in article. Analytical dependences are got for the ground of rational structural and kinematics parameters of dryer.*

I. Dudarev, Y. Vasileva. Ground of construction of movable dryer of medical herbage. *A necessity of the drying medical herbage in the movable dryer is grounded in article. A construction of movable dryer of medical herbage is offered.*

K. Dumenko. Research of reliability of combine harvesters. *The results of theoretical researches of determination of function of readiness of subsystems of combine harvesters are resulted. The stochastic model of the states and transitions of subsystems the accounts of influence of development of sphere of technical service is built. The got results enable to decide important tasks related to the senescence of zernozbiral'noy technique. In difficult economic terms to forecast and promote the value of coefficient of readiness of the senescent systems by rejuvenescent technical service.*

И.Н. Дударев. Моделирование перемещения материала по сушилке. *В статье представлены результаты моделирования перемещения материала по сушильной камере. Полученные зависимости разрешают обосновать рациональные конструктивные и кинематические параметры сушилки.*

И.Н. Дударев, Ю.И. Васильева. Обоснование конструкции передвижной сушилки лечебных трав. *В статье обоснована необходимость подсушивания лечебных трав в передвижной сушилке с последующей сушкой в стационарной сушилке на пунктах переработки сырья. Предложена конструкция передвижной сушилки лечебных трав.*

К.Н. Думенко. Исследование надежности зерноуборочных комбайнов. *Приведены результаты теоретических исследований определения функции готовности подсистем зерноуборочных комбайнов. Построена стохастическая модель состояний и переходов подсистем учета влияния развития сферы технического сервиса. Полученные результаты дают возможность решать важные задания связанные со старением зерноуборочной техники. В сложных экономических условиях прогнозировать и повышать значение коэффициента готовности стареющих систем с помощью молодящего технического обслуживания.*



V. Zakharchuk, V. Tkachuk. Prospects of application izopropil ether of rape oil are in quality fuel oil. *The indexes of operating properties of biodisel fuels and results researches of indexes of diesel are resulted during his work on different fuels.*

V. Krpyuk. Properties of provided milk of the Forest-steppe area of the Volynskoy area. *In the Sonth region of the Volhynia area chemical composition and properties of the provided milk is investigational by the purpose of clarification of his processing.*

A. Klimishin, A. Silivonyuk Creation of virtual prototypes of agricultural machines. *Strong competition puts pressure on domestic industrial engineers and makes them design machines which are of higher production, more effective and functional, have more capacity and low operating costs, being at the same time different from their competitors' ones. This is the reason why virtual prototype is getting more and more popular among students, scientists and engineers. This prototype is becoming more and more perfect as all conceptual, mechanical and electrical data are integrated. With the use of NI SoftMotion and SolidWorks the need of creating expensive experimental samples practically stands no longer, as*

В.И. Захарчук, В.В. Ткачук Перспективы применения изопропилового эфира рапсового масла в качестве дизельного топлива. *Приведены показатели эксплуатационных свойств биодизельных топлив и результаты исследований показателей дизеля при его работе на разных топливах.*

В.И. Карпюк. Свойства заготовливаемого молока Лесостепной зоны Волынской области. *В южном регионе Волынской области исследовано химический состав и свойства заготавливаемого молока з целью уточнения его переработки.*

А.М. Климишин, А.В. Силивонюк Создание виртуальных прототипов сельскохозяйственных машин. *Интенсивная конкуренция оказывает давление на отечественных машиностроителей и требует от них создавать машины с более высокой производительностью и эффективностью, большей функциональностью и пропускной способностью, низким степенью эксплуатационных расходов, а также дифференцировать свои машины от конкурентных. По этой причине виртуальный прототип приобретает все большую популярность среди студентов, ученых и инженеров, становится все более совершенным по мере того, как интегрируются все концептуальные, механические и электрические проектные данные.*

all experiments and tests are done in virtual graphical environment.

Используя NI SoftMotion и SolidWorks практически отпадает необходимость создавать дорогостоящие исследовательские образцы, так как все испытания и тесты выполняются в виртуальной графической среде.

N. Kovalchuk, N. Holyadynets. **Analysis of logging on the basis Volhynian Polissyaю.** *The results of analysis of the impact of logging on soil. First analyzed the negative impact of logging on soils Volyn Polesie.*

Н.П. Ковальчук, Н.А. Голядинець. **Анализ влияния лесозаготовительного процесса на почву Вольнского Полесья.** *В статье приведены результаты анализа влияния лесозаготовительного процесса на почвенный покров. Впервые поддано анализу негативное влияние лесозаготовки на почву Вольнского Полесья.*

V. Kovbasa, L. Matyushenko. **Analyzing forest-planting mashines and their working organ are expounded.** *In paper the results of theoretical research analyzing forest-planting mashines and their working organ are expounded.*

В.П. Ковбаса, Л.Н. Матюшенко. **Анализ лесопосадочных машин и их рабочих органов.** *В статье изложены результаты теоретических исследований анализа лесных сажалок и их рабочих органов.*

L. Kokalyuk. **Research of change of drying agent is flowrate by the height of layer of seed material.** *A mathematical model which allows to set the change of drying agent is flowrate by the height of layer of seed material taking into account his structural descriptions in the offered dryer is presented in the article.*

Л.Ю. Кокалюк. **Исследование изменения скорости сушильного агента с высотой слоя семенного материала.** *В статье представлена математическая модель, которая позволяет установить изменение скорости потока сушильного агента с высотой слоя материала с учетом его структурных характеристик в предложенной сушилке.*

R. Kyzminsky. **Principles of ground of politechnological specialization of productive subdivisions of repair enterprises.** *In the article the*

Р.Д. Кузьмінський. **Принципы обоснования политтехнологической специализации производственных подразделений ремонтных предприятий.** *В*



expounded methodology of ground of politechnological specialization of technological lines of repair enterprises is on results research of organizational–technological compatibility of association in the general stream of different technological processes. The comparative results of expediency of creation of technological lines of polisubject and politechnological specialization are given on the example of technological processes of sorting out and stowage of the wheeled reducing gears of tractors of T–150K and side transmissions of tractors.

A. Limont. The spread of straw tape and losses of seeds when using the flax harvester. *The paper studies the stretch of stalks in the bang of flaxstraw spread by LK–4T combine. It analyses seed losses caused by stalk understripping in the combine. The change of spread of tape according to the speed of machinery and height of pulling is carried out according to second–order parabolic curve, and losses increase in relation of rectilinear dependence.*

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, L. Dyachenko. *Physico–mechanical design of the nonlinear phenomena in wet farmland soils of the*

статье изложенная методика обоснования политехнологической специализации технологических линий ремонтных предприятий по результатам исследования организационно–технологической совместимости объединения в общем потоке разных технологических процессов. Поданы сравнительные результаты целесообразности создания технологических линий полипредметной и политехнологической специализации на примере технологических процессов разборки и складывания колесных редукторов тракторов T–150K и бортовых передач тракторов.

A.С. Лимонт. Растянность ленты соломы и потери семян при использовании льноуборочного комбайна. *Исследована растянность стеблей в ленте льносоломы, растилаемой комбайном ЛК–4Т. Проанализированы потери семян от недоочесывания стеблей в комбайне. Изменение растянности ленты в зависимости от скорости движения агрегата и высоты тербления происходит по параболам второго порядка, а потери семян от недоочесывания с увеличением растянности возрастают по прямолинейной зависимости.*

V. С. Ловейкин, Ю. В. Човнюк, Л. А. Дяченко. *Физико–механическое моделирование нелинейных явлений в вологонасыщенных почвах*

agricultural setting under the action of vibration.

The authors give an in-depth analysis of "abnormal" processes which are realized in wet farmland soils under the influence of vibration. Resonant frequencies of similar soils with different gas (air) contents and depth of cultivation are determined.

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, L. Dyachenko. Application of models and methods of hydrodynamics is in the analysis of eigenfrequencies of voice vibrations of solutions of mineral fertilizers of being in containers eventual sizes. The analysis of the frequencies of sound vibration of mineral fertilizers solutions which are placed in containers of fixed size is conducted by methods of hydrodynamics using generally accepted models.

V. Loveykin, Y. Chovnyuk, K. Pochka. Application of methods of mathematical physics and i. blekhmana in design and analysis of influencing of the made more compact mixture on dynamic parameters of workings organs of vibration machines. The model of contractible mixture influence to the dynamic parameters of the vibration machines' working tools is offered for analysis, which

сельскохозяйственного назначения под действием вибрации.

Проведен всесторонний анализ "аномальных" явлений, которые реализуются во влагонасыщенных грунтах сельскохозяйственного предназначения под воздействием вибрации.

Установлены резонансные частоты подобных грунтов для различных значений газового (воздушного) содержания и глубины их обработки.

В. С. Ловейкин, Ю. В. Човнюк, Л. А. Дяченко. Применение моделей и методов гидродинамики в анализе собственных частот звуковых колебаний растворов минеральных удобрений находящихся в контейнерах конечных размеров. В работе проведен анализ собственных частот звуковых колебаний растворов минеральных удобрений, которые находятся в контейнерах конечных размеров, методами гидродинамики с применением общепризнанных моделей.

В.С. Ловейкин, Ю.В. Човнюк, К.И. Почка. Применение методов математической физики и И.И. Блехмана в моделировании и анализе влияния уплотняющейся смеси на динамические параметры рабочих органов вибромашин. Предложена модель для анализа влияния уплотняемой смеси на динамические параметры рабочих органов вибромашин, которая корректно (в смысле математической корректности)

accounts correctly (in terms of mathematical correctness) bounding conditions and allows to apply the Fourier method. The resonance frequencies of vibration fields were defined, which interact with the processed mixture and implement the most effective (from the energetic point of view) technology of compaction. The physical and mathematic interpretation of the “working tool of the vibration machine – mixture” system’s abnormal dynamic behavior peculiarities, which caused by the generation of considerable by its width layer of the mixture rich with the oxygen in the contact zone.

V. Loveykin, V. Kovbasa, Y Chevnyuk, V. Yaroshenko, A. Yavorskaya. Analysis of the static tense state of friable environment in a vertical capacity on condition of its maximum equilibrium. A comprehensive analysis of static tense state of the granular material in the vertical capacities (silos and bunkers) under the condition of its boundary balance is carried out.

P. Lukianenko, N. Tolstushko. Hemp stems drying harvested after harvesting by combine. Three years climate conditions of southern-east of Ukraine are analyzed. Dynamic of hemp stems drying, harvested by the harvester ZhNR-4 after seeds harvesting by combine is investigated.

учитывает граничные условия и позволяет применять метод Фурье. Определены резонансные частоты вибрационных полей, которые взаимодействуют с обрабатываемой смесью и реализуют максимально эффективную (в энергетическом смысле) технологию уплотнения. Дана физико-механическая трактовка особенностей аномального динамического поведения системы “рабочий орган вибромашины – смесь”, которые вызваны генерацией в контактной зоне значительной по толщине прослойки смеси, насыщенной воздухом.

V.C. Ловейкин, В.П. Ковбаса, Ю.В. Човнюк, В.В. Ярошенко, А.В. Яворская. Анализ статического напряжённого состояния сыпучей среды в вертикальной ёмкости при условии её предельного равновесия. Проведен всесторонний анализ статического напряженного состояния сыпучей среды в вертикальных ёмкостях (силосах и бункерах) при условии её предельного равновесия.

П.В. Лук’яненко, Н.О. Толстушко. Сушка стеблей конопли, скошенных после сбора семян зерноуборочным комбайном. Проанализированы погодные условия сентября месяца в Северо-восточной зоне Украины за трехлетний период сбора семян конопли зерноуборочным

V. Makaev, P. Luk'yanenko. **Indexes of seed of flax–long–stalk flax at his collection after different technologies.** *The comparative estimation of quantitative and high–quality indexes of seed of flax–long–stalk flax at his collection with the use of traditional combine technology and two technologies of separate collection is carried out, namely flax puller spring in combination with подборщиком–threshing machine and reaping–machines in combination with a combine harvester.*

O. Maksimovich. **Stress near openings with a wave border.** *In the article the algorithm of calculation of the stressed state of anisotropic plates is offered with openings the border of which has microasperity. For the decision of task the method of integral equalizations and asymptotic method is used. Efficiency of algorithm is illustrated at research of tensions near openings with a different level microasperity and anisotropy.*

Y. Muravinec'. **Analysis of development flax in Ukraine.** *The article revealed the main reasons for the low production of flax–flax. Key words: flax production industry.*

комбайном. Исследована динамика сушки стеблей конопля, скошенных жаткой ЖНР–4 после сбора семян зерноуборочным комбайном.

В.И. Макаев, П. В. Лук'яненко. **Показатели семян льна–долгунца при его сборе за разными технологиями.** *Осуществлена сравнительная оценка количественных и качественных показателей семян льна–долгунца при его сборе с использованием традиционной комбайновой технологии и двух технологий отдельного сбора, а именно льнообралки в сочетании с подборщиком–молотилкой и жатки в сочетании с зерноуборочным комбайном.*

О.В. Максимович. **Напряжение возле отверстий с волновой границей.** *В статье предложен алгоритм расчета напряженного состояния анизотропных пластинок с отверстиями, граница которых имеет микро неровности. Для решения задачи использован метод интегральных уравнений и асимптотический метод. Эффективность алгоритма проиллюстрирована при исследовании напряжений возле отверстий с различным уровнем микро неровностей и анизотропии.*

Ю.В. Муравинец. **Анализ развития отрасли льноводства в Украине.** *В статье раскрыты основные причины низкого развития производства льна–долгунца.*

S. Nikolchuk. Results of air resistance movement long-fibred flax stems. *The article presents the results of experimental determination of the drag coefficient of air traffic flax stems and description of the laboratory setting made by the author for their conduct.*

A. Nazarivskiy. Advantages of modern rulonikh of pidbirachiv of presses. *Advantages and lacks of modern roll technology of collection of linen long-stalk flax are given in the floor.*

H.Nalobina, O. Gerasymchuk. Forming of methodology of design of pulling process fiber flax. *In the article considered flax-growing complex as found out the system of facilities, directed on transformation of culture «flax», basic factors which have influence on quality of implementation of this transformation, the ways of synthesis high-quality of new constructions of pulling technique are outlined.*

O.A. Nalobina, V.L.Martynjuk. Scientific ground of criteria of estimation and choice of technological process of landing of potato. *In the article is conducted ground of choice of parameters of estimation of quality and power-hungryness of technological process of landing of potato with a la carte sowing of fertilizers.*

С.С. Никольчук. Результаты исследований сопротивления воздуха движения стеблей льна-долгунца. *В статье приводятся результаты экспериментального определения коэффициентов лобового сопротивления воздуха движению стеблей льна и описание лабораторной установки изготовленной автором для их проведения.*

О.В. Назаривский. Преимущества современных рулонных прессовых подборщиков. *В статье поданы преимущества и недостатки современной рулонной технологии сбора льна-долгунца.*

Е.А. Налобина, А.П. Герасимчук. Формирование методологии моделирования процесса теребления льна-долгунца. *В статье рассмотрен льноводческий комплекс как система средств, направленных на превращение культуры «лен», выявлены основные факторы, оказывающие влияние на качество выполнения данного превращения, очерчено пути синтеза качественно новых конструкций льнотеребильной техники.*

Е.А. Налобина, В.Л. Мартынюк. Научное обоснование критериев оценки и выбора технологического процесса посадки картофеля. *В статье проведено обоснование выбора параметров оценки качества и энергоемкости технологического процесса посадки картофеля с порционным высеванием удобрений.*

O. Nalobina, O.V. Shovkomud. **An analysis of loadings is on links lamellar clamp.** *In the article the analysis of loadings is resulted on the links of clamp.*

A. Novitskiy, V. Nahankov, O. Mirec. **Reliability of facilities of grinding down of wood as difficult technological systems.** *In the article to analysis of home and foreign facilities for conducted for growing of wastes of wood shallow. Methodology over of calculation of reliability of machines is brought for growing of wastes of wood shallow as markovskih discrete casual processes with continuous time.*

S. Ovsyannikov, N. Remarchuk. **Aspects of functional stability of agricultural aggregates on base of motoblocks.** *The analysis of intercommunications of structural elements of the system is presented a "operator is an aggregate is an environment" and offered direction on the increase of the productivity of aggregates.*

S. Panasyuk, N. Matviychuk. **Comparative analysis of curves of drying of some types of garden-stuffs.** *In the article the comparative analysis of experimental results of drying of certain types of fruit.*

A. Paplevchenkov. **Determination of moment, operating on finger picking up vehicle, and expenses of power.** *The method of determination of power, operating on the finger of picking*

Е.А. Налобина, А.В. Шовкомуд. **Анализ нагрузок на звенья пластинчатого прижима.** *В статье приведен анализ нагрузок на звенья прижима.*

А.В. Новицкий, В.С. Наханьков, О.С. Мырец. **Надёжность средств измельчения древесины как сложных технологических систем.** *В статье проведён анализ отечественных и зарубежных средств для измельчения отходов древесины. Представлена методика расчета надёжности машин для измельчения отходов древесины в виде марковских дискретных случайных процессов с непрерывным временем.*

С.І. Овсянніков, М.П. Ремарчук. **Аспекти функціональної стабільності сільськогосподарських агрегатів на базі мотоблоків.** *Представлено аналіз взаємозв'язків структурних елементів системи "оператор – мотоагрегат – середовище" та запропоновані напрямлення з підвищення продуктивності агрегатів*

С.Г. Панасюк, Н.В. Матвийчук. **Сравнительный анализ кривых сушки некоторых видов плодов.** *В статье приведен сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований процесса сушки некоторых видов плодов.*

А.І. Паплевченков. **Визначення моменту, що діє на палець підбираючого апарату, і витрат потужності.** *У статті обґрунтована методика визначення потужності, що діє на палець*

up vehicle and expenses of power on implementation of process of selection is grounded in the article

B. Pasaman, Y. Gunko. About of gas generator units on forest machines. *In this article the prerequisites of introducing of gas generator units on forest machines are described. The results of theoretical study of constructive gas generator parameters are also given here.*

M. Pylypchuk. The development of the methodology of the research on technological accuracy of woodworking machines. *The methodology of statistical data processing of the experimental research has been developed and presented in the form of an applied program, which determines the distribution of inaccuracies according to Gnidenko–Waybul’s law and identifies the class of woodworking machine.*

T. Priymak. Technical features of machines for harvesting and primary processing of flax. *In the article it is pointed classification of machines for harvesting and primary processing of flax, and also they technical features are described.*

A. Prijmakov, U. Gradytsky. Forecasting of reliability of cooperating the friction of the equipment of the wood complex. *The methodology of simultaneous forecasting of endurance and reliability of pairs a friction of the*

відбираючого апарату і витрат потужності на виконання процесу підбору.

Б.Ф. Пасаман, Ю.Л. Гунько. Об использовании газогенераторных установок на лесных машинах. *В статье рассмотрены предпосылки внедрения на лесных машинах газогенераторных установок, приведены результаты теоретического обоснования конструктивных параметров газогенератора.*

М.И. Пилипчук. Развитие методологии исследований технологической точности деревообрабатывающих станков. *Разработана методика обработки статистических данных экспериментальных исследований, которая представлена в виде программы, обеспечивающей определение распределения погрешностей за законом Гниденко–Вейбула, а также определение класса точности станка.*

Т.Н. Приймак. Технические особенности машин для уборки и первичной переработки льна–долгунца. *В статье приведена классификация машин для уборки и первичной переработки льна–долгунца, а также описаны их технические особенности.*

А.Г. Приймаков, Ю.А. Градыский. Прогнозирование надежности взаимодействующих пар трения оборудования лесного комплекса. *Создана и развита методология одновременного прогнозирования выносливости и надежности пар*

equipment of a wood complex is created and developed, than is developed substantive provisions of tribological reliability. It is proved that linear and nonlinear models of accumulation of damages of such pairs it is expedient to represent as two-dimensional markovian process which density of probability satisfies the decision of the equation the Fokkera–Plath–Kolmogorova.

V. Puts'. **Ground expedience application of trimming in the technology of cleaning up of flax–long–stalk.** *In the article the flowsheets of processes of cleaning up of flax–long–stalk are resulted on combine, separate and adapted technology, and also influence of technological operations of cleaning up on the indexes of overextension and defect of stems in a ribbon. The flowsheet of cleaning up is offered on the adapted technology with the use of operation of trimming and grounded its expedience.*

O. Rakul. **Review of technological charts and technologies of the cleaning up of corn.** *The analysis of existent domestic and oversea technologies of the mechanized harvesting corn. Certain technological operations are certain during conducting of harvest works. Principal reasons of losses of biological harvest are set.*

трения оборудования лесного комплекса, чем развито основные положения трибофатики. Доказано, что линейная и нелинейная модели накопления повреждений таких пар целесообразно представлять как двумерный марковский процесс, плотность вероятности которого удовлетворяет решение уравнения Фоккера–Планка–Колмогорова.

В.С. Пуць. **Обоснование целесообразности применения подравнивания в технологии уборки льна–долгунца.** *В статье приведены технологические схемы процессов уборки льна–долгунца по комбайновой, раздельной и адаптированной технологии, а также влияние технологических операций уборки на показатели растянутости и перекоса стеблей в ленте. Предложена технологическая схема уборки по адаптированной технологии с использованием операции подравнивания и обоснованно ее целесообразность.*

А.И. Ракул. **Обзор технологических схем и технологий уборки кукурузы.** *Проведен анализ существующих отечественных и заграничных технологий механизированной уборки кукурузы. Определены общие технологические операции во время проведения уборочных работ. Установлены основные причины потерь биологического урожая.*



D. Seleznev. Analysis of constructions of combing out vehicles. *In the article the analysis of existent constructions of combing out vehicles of technique for cleaning up of flax is produced and their classification is resulted on principle of operating on stems and their structural features.*

V. Satsyuk, V. Bojarchuk. Solar convective dryer. *In article it is resulted a design of a convective dryer with an air solar thermal collector. Calculation of efficiency of use of solar thermal collectors in comparison with active aeration without heating of air is carried out.*

Y. Semen, Z. Goshko. Researches of elastic stiffness suspension corps of plough. *The technique and presented results of elastic elements with linear and nonlinear characteristics. The choice of springs for a forced vibration corps of plough during its interaction with soil.*

I. Taraymovych. Characteristics of the primary processing of stems of oil-flax. *In the article investigated the influence of the reference material and rollers on the effectiveness of primary processing of linseed stalks using mathematical method of experiment planning.*

Д.Э. Селезнев. Анализ конструкций очесывающих аппаратов. *В статье произведен анализ существующих конструкций очесывающих аппаратов льноуборочной техники и приведена их классификация по принципу действия на стебли и их конструктивным особенностям.*

В.В. Сацюк, Боярчук В.Ю. Солнечная конвективная сушилка. *В статье приведено конструкцию конвективной сушилки с воздушным солнечным тепловым коллектором. Проведён расчет эффективности использования солнечных тепловых коллекторов в сравнении с активным вентилированием без подогрева воздуха.*

Я. В. Семен, З.О. Гошко. Исследования жесткости упругих элементов подвески корпуса плуга. *Предложенная методика и отражены результаты исследований упругих элементов из линейной и нелинейной характеристиками. Обоснован выбор пружины для создания принудительной вибрации корпуса плуга при его взаимодействии с почвой.*

И.В. Тараймович. Характеристики процесса первичной обработки стеблей льна масличного. *В статье исследовано влияние параметров исходного материала и мяльной части МТА на эффективность первичной обработки стеблей льна масличного с применением математического метода планирования эксперимента.*

M. Usenko. Power definition for work of a soil cutter. *The area of longitudinal section and volume of a soil chip, which is cut off by a knife of a soil cutter and the power, which is spent for work of the cutter is defined.*

O. Filin. Determination of operational authority to stir flax stems. *The article is devoted determination of parameters of fingers at the working units of turner.*

O. Fesenko, E. Kuzhel. Use of innovations as a way to success. *In a lecture possibility of exception of recessiu makes a reservation in processing industry. Examples of the use of progressive constructions are made corresponding to the modern level techniques.*

G. Haylis, M. Grushetska . Analysis of damage of stems during work of flax harvesting machines. *Damages of stems during work of flax harvesting machines and ways of their diminishing are considered in this article.*

G. Haylis, M. Grushetska, V. Sheychenko. Perfection of the mechanized cleaning up of long-stalk flax. *The considered methods of the mechanized harvesting of long-stalk flax and ways of improvement of these*

М. В. Усенко. Определение мощности на работу почвенной фрезы. *Определена площадь продольного сечения и объем почвенной стружки, которая отрезается ножом почвенной фрезы и мощность, затрачиваемая на работу фрезы.*

А.Ю. Филин. Определение параметров рабочего органа для шевеления стеблей льна. *Статья посвящена определению параметров пальцев рабочего органа ворошилки.*

О. А. Фесенко, Э.В. Кужэль. Использование инноваций как путь к успеху. *В статье оговаривается возможность исключения recessии в перерабатывающей промышленности. Приведены примеры использования прогрессивных конструкций соответствующие современному уровню техники.*

Г. А. Хайлис, М. Г. Грушецкая. Анализ повреждения стеблей при работе льнотеребильных машин. *Рассмотрены повреждения стеблей при работе льнотеребильных машин и пути их уменьшения.*

Г.А. Хайлис, М. Г. Грушецкая, В. А. Шейченко. Совершенствование механизированной уборки льна–долгунца. *Рассмотрены способы механизированной уборки льна–долгунца и пути совершенствования этих способов с*

methods with the purpose of minimization of charges on harvesting and receiving of high-quality products.

G. Khaylis, P. Pekh **About fascination of stems of flax by the mobile fingers of sorters.** *In the article, co-operating of fingers of sorters is considered with the stems of flax for their serves from earth. Conformities to the law of this process are certain.*

G. Haylis, N. Tolstushko **Improvement of chamber for pressing roll press ribbon of flax.** *In article the analysis of pick-up with an improved variable volume chamber for forming rolls of ribbons of flax stems. Dependences are given for the ground of parameters of workings organs of chamber for pressing.*

S. Homich, I.Tsiz'. **The researches productiv of pneumatic pipeline of intake device for getting sapropel.** *The construction and results of experimental researches of pneumatic pipeline of intake device for getting sapropel are submitted.*

Y. Tsykalyuk. **Research of intortus of flax stems during operation sorters.** *In the article the results of the experimental field researches of process of picking up of ribbon of flax are resulted with the use of experimental льнозбиральної machine. Determination of*

тем, чтобы добиться минимизации затрат на уборку и получение высококачественной продукции.

Хайліс Г.А., Пех П.А. **Про захоплення стебел льону рухомими пальцями підбирача.** *В статті розглянуто взаємодію пальців підбирача зі стеблами льону за їх подачі з землі. Визначені закономірності цього процесу.*

Хайліс Г.А., Толстушко Н.О. **Усовершенствование камеры для прессования рулонного пресс-подборщика ленты льна.** *В статье приведен анализ работы пресс-подборщика с усовершенствованной камерой переменного объема для формирования рулонов из ленты стеблей льна. Дано зависимости для обоснования параметров рабочих органов камеры для прессования.*

С.М. Хомич, И.Е. Цизь. **Исследование производительности пневматического заборного устройства для добычи сапропеля.** *В статье приведены конструкция и результаты экспериментальных исследований пневматического заборного устройства для добычи сапропеля.*

Ю.А. Цикалюк. **Исследование переплетенности стеблей льна во время работы подборщика.** *В статье приведены результаты экспериментальных полевых исследований процесса подбирания ленты льна с использованием экспериментальной льноуборочной машины. Определении зависимости*

dependence of intortus of stems in a ribbon from the rate of movement, graphic dependences are built and their analysis is conducted.

V. Shvabyuk, M. Morozov, V. Rotko. Determination of strength and stiffness of block of beams. *A problem of calculation of strength and stiffness of block of beams is considered. Stresses and displacements in beams of the block are determined by means of hypotheses and formulas of refined theory of composite beams bending.*

M. Shveduk. Analysis of working process of sealing of sowing furrows by a conical roller. *In the article the results of analysis of working process of filing of sowing furrows and compression of soil by the conical roller which is set at the angles α to direction of furrows, and also analytical expressions for determination of resistance forces of the roller by moving and lateral force which provides self-cleaning of soil, which sticks to its surface are given.*

M. Shveduk. Determination of analytical dependence of deepening in the soil of ring-shaped roller of its vertical load. *In the article the technological*

переплетенности стеблей в ленте от скорости движения, построены графические зависимости и проведен их анализ.

В.И. Швабюк, М.И. Морозов, В.А. Ротко. Определение прочности та жесткости пакета балок. *Исследуется проблема прочности и жесткости пакета балок, лежащих без трения одна на одной. Напряжения и перемещения в балках пакета определены с помощью формул уточненной теории изгиба композитных балок. При их определении использованы формулы для нормальных контактных напряжений, полученные авторами на основании гипотез классической теории изгиба балок Бернулли–Ойлера.*

Шведик Н.С. Анализ рабочего процесса заделки посевных бороздок коническим катком. *В статье наведены результаты анализа рабочего процесса засыпки посевных бороздок и уплотнения почвы коническим катком установленным под углом α к направлению бороздок, а также аналитические выражения для определения сил сопротивления катка при перемещении и боковой силы, которая обеспечивает самоочищение от почвы, что прилипает к его поверхности.*

Н.С. Шведик. Определение аналитической зависимости заглубления в почву кольцевидного катка от его вертикальной нагрузки. *В статье*



basis of compression of soil by the ring-shaped rollers and forming by them the sowing furrows, and also analytical dependence for determination of the value of deepening of the roller in soil of the vertical load are given.

S. Shevchenko. Evaluation of eigenfrequency of contact of woobling friction pair of ball-bearing. *The method of evaluation of eigenfrequency of resilient contact of ball and bearing rings is developed. Can be drawn on results at the choice of frequency of the acoustic-emissive diagnosticating of aggregates.*

V. Sheyko, H. Gerasimstuk, V. Baranovsky. Development of the experimental laboratory field setting. *A structural chart, technological process of work of the developed experimental laboratory field setting which will allow to probe the indexes of process of collection of forage beet, is described in the articles.*

S. Yuhymchuk, L. Datsuk, S. Suniy. Rod-key separator of potatodigger. *In the article the conducted analysis of constructions of separating working organs of potatodiggers, a description scheme rod-key separator and calculation its basic parameters.*

наведены технологические основы уплотнения почвы кольцевидными катками и формирования ими посевных бороздок, а также аналитическая зависимость для определения величины углубления катка в почве от вертикальной нагрузки.

С.А. Шевченко. Оценивание собственной частоты контакта пар трения качения шарикоподшипника. *Разработана методика оценивания собственной частоты упругого контакта шарика и колец подшипника. Результаты могут использоваться при выборе частоты акустико-эмиссионного диагностирования агрегатов.*

В.Н. Шейко, Г.А. Герасимчук, В. Н. Барановский. Разработка экспериментальной лабораторно полевой установки. *В статье описаны конструктивная схема, технологический процесс работы разработанной экспериментальной лабораторно полевой установки, которая позволит исследовать показатели процесса уборки кормовой свеклы.*

С.Ф. Юхимчук, Л.М. Дацюк., С.В. Синий. Прутково-клавишный сепаратор картофелекопателя. *В статье проведенный анализ конструкций сепарирующих рабочих органов картофелекопателей, дано описание схемы прутково-клавишного сепаратора и расчет его основных параметров.*

S. Yuhymchuk, M. Grushetska, N. Tolstushko. Research of process of throwing out of seed by sowing apparatuses. *In the article description of the experimental setting, methodology and results of researches of influence of speed of moving of seed is given by a sowing vehicle and to the gap between a sowing apparatuses r and tooth–vomer on plentitude of hit of seed in the tube of tooth–vomer, and also the optimal values of these factors are certain.*

N. Yaroshevich, B. Dorosh. Double dynamic synchronization of exciters of vibrations in the case of the linear oscillating system. *Here the problem about double–multiple synchronization connected with linear oscillatory system is considered by the method of direct movements division. Thus the found expressions for the vibrating moments exactly coincide with those which are received with a help of more complex way by means of use of the Puancare’s method. At the same time received differential equations of vibroexciters rotors movements allow us to study not only the steady established modes of synchronous movement of vibroexciters, but also the processes of the establishment of such modes.*

С.Ф. Юхимчук, М.Г. Грушецкая, Толстушко Н.Н. Исследование процесса выбрасывания семян высевающим аппаратом. *В статье дано описание экспериментальной установки, методики и результатов исследований влияния скорости перемещения семян высевающим аппаратом и зазора между сошником на полноту попадания семян в трубку зуба–сошника, а также определены оптимальные значения этих факторов.*

М.П. Ярошевич, Б.М. Дорosh. Двократна динамічна синхронізація дебалансних віброзбуджувачів у випадку лінійної коливальної системи. *Задача про двократну синхронізацію віброзбуджувачів, пов’язаних з лінійною коливальною системою, розглянута методом прямого розділення рухів. При цьому знайдені вирази для вібраційних моментів співпадають з виразами, які отримані більш складним шляхом за допомогою метода Пуанкаре. Отримані диференціальні рівняння руху роторів віброзбуджувачів дозволяють вивчати не тільки стійкі усталені режими синхронного руху збуджувачів, але й процеси становлення таких режимів.*



A. Yaschuk. An analysis of means and methods of postharvest treatment of oilseed flax. *The main distinctions between oilseed flax and fiber flax, the technologies of its harvesting and postharvest treatment are submitted in the article. A review of obtained means of drying of flax oilseed is represented. The main disadvantages and problems which take place during drying process in connection with features of this stuff are examined.*

А. А. Ящук. Анализ средств и методов послеуборочной обработки льна масличного. *В статье приведены основные отличия льна масличного и льна-долгунца, а также технологии их уборки и послеуборочной обработки, представлен обзор существующих средств сушки семян льна масличного, рассмотрены их основные недостатки и трудности, возникающие при сушке в связи с особенностями этого материала.*

ЗМІСТ

1. Бодак В.І. Екологічні характеристики загальновідомих та нових способів добування сапропелю.....	3
2. Бодак В.І., Булік Ю.В. Вплив стану покладів сапропелю на процес його добування та транспортування.....	6
3. Бойко А.В., Грифцов В.Л., Музика М.Р. Лінія для переробки меду... 9	9
4. Бондаренко О.В., Завірюха М.В. Адаптований качановідокремлювальний апарат.....	19
5. Білик Б.В., Борис М.М. Аналіз навантажень в трансмісії, паливної економічності та швидкісних властивостей колісного лісового трактора.....	23
6. Вржещ М.В., Кравчук О.Є. Методика визначення розподілу температури за товщиною пакета шарів при облицюванні деревостружкових плит.....	29
7. Гошко З.О., Гошко О.О., Юхимчук С.Ф. Дробарка для приготування комбікормів.....	33
8. Грабовець В.В., Шимчук О.П. Дослідження процесу зневоднення озерного сапропелю у прес-шнеку.....	41
9. Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Ралець А.Я. Аналіз зчіпних властивостей колісних тракторів для транспортування лісосировини.....	46
10. Довгополюк В.Ф., Галапац О.Л. Аналіз роботи транспортера подачі картоплі на сортувальну поверхню.....	53
11. Дударев І.М. Моделювання переміщення матеріалу сушаркою.....	57
12. Дударев І.М., Васильєва Ю.І. Обґрунтування конструкції пересувної сушарки лікарських трав.....	63
13. Думенко К.М. Дослідження надійності зернозбиральних комбайнів.....	68
14. Захарчук В.І., Ткачук В.В. Перспективи застосування ізопропілового ефіру ріпакової олії в якості дизельного палива.....	78
15. Карпюк В.М. Властивості заготівельного молока лісостепової зони Волинської області.....	84
16. Клімшин О.М., Силивонюк А.В. Віртуальне прототипування сільськогосподарських машин.....	88
17. Ковальчук Н.П., Голядинець Н.А. Аналіз впливу лісозаготівельного процесу на ґрунти Волинського Полісся.....	94
18. Ковбаса В.П., Матюшенко Л.Н. Аналіз лісосадильних машин та їх робочих органів.....	98
19. Кокалюк Л.Ю. Дослідження зміни швидкості сушильного агента за висотою шару насінневого матеріалу.....	104

20. Кузьмінський Р.Д. Засади обґрунтування політехнологічної спеціалізації виробничих підрозділів ремонтних підприємств.....	110
21. Лімонт А.С. Розтягнутість стрічки соломи і втрати насіння при використанні льонозбирального комбайна.....	120
22. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Дяченко Л.А. Застосування моделей та методів гідродинаміки у аналізі власних частот звукових коливань розчинів мінеральних добрив, які знаходяться у контейнерах скінченних розмірів.....	129
23. Ловейкін В.С., Човнюк Ю. В., Дяченко Л. А. Фізико–механічне моделювання нелінійних явищ у вологонасичених ґрунтах сільськогосподарського призначення під дією вібрації.....	135
24. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Почка К.І. Застосування методів математичної фізики та І.І. Блехмана у моделюванні й аналізі впливу ущільнюваної суміші на динамічні параметри робочих органів вібромашин.....	146
25. Ловейкін В.С., Ковбаса В.П., Човнюк Ю.В., Ярошенко В.В., Яворська А.В. Аналіз статичного напруженого стану сипучого середовища у вертикальній ємкості за умови його граничної рівноваги.....	159
26. Лук'яненко П.В., Толстушко Н.О. Сушіння стебел конопель, скошених після збирання насіння зернозбиральним комбайном.....	172
27. Макаєв В.І., Лук'яненко П. В. Показники насіння льону–довгунця під час його збирання за різними технологіями.....	177
28. Максимович О.В. Напруження біля отворів із хвилястою межею.....	182
29. Муравинець Ю.В. Аналіз розвитку галузі льонарства в Україні.....	189
30. Назарівський О.В. Переваги сучасних рулоних прес-підбирачів.....	191
31. Налобіна О.О., Герасимчук О.П. Формування методології моделювання процесу брання льону-довгунця.....	194
32. Налобіна О.О., Мартинюк В.Л. Наукове обґрунтування критеріїв оцінки та вибору технологічного процесу висаджування картоплі....	200
33. Налобіна О.О., Шовкомуд О.В. Аналіз навантажень на ланки пластинчастого притискача.....	211
34. Нікольчук С.С. Результати досліджень опору повітря руху стебел льону-довгунця.....	218
35. Новицький А.В., Ревенко Ю.І., Наханьков В.С., Мирець О.С. Надійність засобів подрібнення відходів деревини як складних технологічних систем.....	223
36. Овсянников С.И., Ремарчук Н.П. Аспекты функциональной стабильности сельскохозяйственных агрегатов на базе мотоблоков..	234
37. Панасюк С.Г., Матвійчук Н.В. Порівняльний аналіз кривих сушіння деяких видів плодів.....	242

38. Паплевченков А.И. Определение момента, действующего на палец подбирающего аппарата, и затрат мощности.....	246
39. Пасаман Б.Ф., Гунько Ю.Л. Про використання газогенераторних установок на лісових машинах.....	254
40. Пилипчук М.І. Розвиток методології досліджень технологічної точності деревообробних верстатів.....	259
41. Приймак Т.М. Технічні особливості машин для збирання і первинної переробки льону–довгунця.....	265
42. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Прогнозування надійності взаємодіючих пар тертя обладнання лісового комплексу.....	271
43. Пуць В.С. Обґрунтування доцільності застосування підрівнювання в технології збирання льону-довгунця.....	281
44. Ракул О.І. Огляд технологічних схем і технологій збирання кукурудзи.....	288
45. Сацюк В.В., Боярчук В.Ю. Сонячна конвективна сушарка.....	294
46. Селезньов Д.Е. Аналіз конструкцій очісувальних апаратів.....	298
47. Семен Я.В., Гошко З.О. Дослідження жорсткості пружних елементів підвіски корпуса плуга.....	305
48. Тараймович І.В. Характеристики процесу первинної обробки стебел льону олійного.....	309
49. Усенко М.В. Визначення потужності на роботу ґрунтової фрези.....	315
50. Філін О.Ю. Визначення параметрів робочого органу для ворушіння стебел льону.....	322
51. Фесенко О.О., Кужель Е.В. Використання інновацій як шлях до успіху.....	326
52. Хайліс Г.А., Грушецька М.Г. Аналіз пошкодження стебел при роботі льнобральних машин.....	333
53. Хайліс Г.А., Грушецька М.Г., Шейченко В.О. Удосконалення способів механізованого збирання льону-довгунця.....	337
54. Хайліс Г.А., Пех П.А. О захвате стеблей льна движущимися пальцами подборщика.....	340
55. Хайліс Г.А., Толстушко Н.О. Удосконалення пресувальної камери рулонного прес-підбирача стрічки льону.....	350
56. Хомич С.М., Цизь І.Є. Дослідження продуктивності пневматичного забірної пристрою для добування сапропелю.....	355
57. Цикалюк Ю.О. Дослідження переплутаності стебел в стрічці під час роботи підбирача.....	362
58. Швабюк В.І., Морозов М.І., Ротко В.О. Визначення міцності та жорсткості пакету балок.....	366
59. Шведик М.С. Аналіз робочого процесу загортання посівних бороzen конічним котком.....	372

60. Шведик М.С. Визначення аналітичної залежності заглиблення в ґрунт кільчастого котка від його вертикального навантаження.....	378
61 Шевченко С.А. Оцінювання власної частоти контакту пар тертя кочення шарикопідшипника.....	386
62. Шейко В.М., Герасимчук Г.А., Барановський В.М. Розробка експериментальної лабораторно-польової установки.....	392
63. Юхимчук С.Ф., Дацюк Л.М., Синій С.В. Прутково-клавішний сепаратор картоплекопача.....	397
64. Юхимчук С.Ф., Грушецька М.Г. Толстушко М.М. Дослідження процесу викидання насіння висіваючим апаратом.....	402
65. Ярошевич Н.П., Дорош Б.М. Двукратная динамическая синхронизация дебалансных вибровозбудителей в случае линейной колебательной системы.....	407
66. Ящук А.А. Аналіз засобів і методів післязбирального обробітку льону олійного.....	417
Анотації.....	424

**ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ У
ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

ПЛАН СТАТТІ

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. Формулювання цілей статті (**мета дослідження**).
4. Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (**результати дослідження**).
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

ТЕКСТ

1. Стаття подається на CD або DVD носіях, а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату А5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; переплету – 1 см; від краю до колонтитулу верхнього – 1,25см, до нижнього – 1,25см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (–ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в

тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.

3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку послання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
7. Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами.
8. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Значення кожного символу і числового коефіцієнта записують з нового рядка. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші нумерувати не рекомендується. Номери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого берега сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою

ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації:
а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування), а також подаються на CD або DVD носіях в окремих файлах з розширенням **JPG, TIFF**. Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, крапка, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1. і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (–ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 360.
Тел. (0332) 74–61–32.
E–mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 20, 2010 р.

**Збірник входить до „Переліку наукових фахових видань
України...”. Галузь наук – технічні.
(Постанова президії ВАК України від 10.02.2010 р. № 1–05/1)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.
Редактор: О.С. Гордіюк.
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 30.12.2010 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 28,3 . Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 103

Редакційно–видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР