

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 17

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2008

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 17. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 178 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 5 від 25.12.2008 р.

У даний збірник включені статті з сільськогосподарської техніки. Наведені дослідження посівних машин, машин і процесів збирання льону, зневоднення сапропелю та сортування картоплі. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи по сельскохозяйственной технике. Приведены исследования посевных машин, машин и процессов уборки льна, удаления влаги из сапропеля и сортировки картофеля. 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. АНУ В.В. Божидарнік, д.т.н., проф., член-кор. УААН В.М. Булгаков, д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко, д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський, д.т.н., проф. Р.Б. Гевко, д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк, д.с-г.н., проф. М.Й. Шевчук, д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.), к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук, к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар), к.т.н., доц. М.М. Толстушко.

© Луцький національний технічний університет,
2008 (Свідоцтво про держреєстрацію ВЛ №165
від 08.07.2000 р.)

ЗАХОДИ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ВМІСТУ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ

У статті розглянуто вплив автотранспорту на загальну екологічну ситуацію, можливості її покращення та заходи, які для цього необхідно здійснити.

Постановка проблеми. Забруднення повітря – серйозна проблема світового масштабу. З кожним роком на планеті збільшується кількість джерел забруднення. Одне з них – автомобільний транспорт. Розроблення заходів для зменшення токсичності викидів двигунами внутрішнього згорання автотранспортних засобів, покращення їх паливної економічності та більш повне використання енергії, яка утворюється в результаті згорання палива, на сьогодні є невідкладним завданням.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Проблеми зменшення токсичності викидів двигунами внутрішнього згорання автотранспортних засобів та поліпшення екологічної ситуації в Україні присвячені роботи таких українських вчених, як Мержієвської В.В., Шапко С.В., Соловійова С.О., Орлика С.М., Овчарова О.В. та інших. На державному рівні прийнято ряд законопроектів та нормативних актів, що дозволять поліпшити екологічну ситуацію в Україні та зменшити забруднення довкілля автотранспортними засобами [5-10].

Мета дослідження. Екологічна ситуація в Україні бажає бути кращою. Одним із основних джерел забруднення є двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) автотранспортних засобів. Визначенню шляхів зменшення токсичності викидів двигунами внутрішнього згорання автотранспортних засобів та поліпшення екологічної ситуації в Україні присвячена дана робота.

Результати дослідження. З середини минулого сторіччя кількість транспортних засобів на планеті збільшилась з 40 до майже 750 млн одиниць, із яких 80 % припадає на легкові, 15-17 % – вантажні автомобілі та автобуси. За прогнозами фахівців, до 2010 року ця цифра досягне 920 млн. Щороку в двигунах автомобілів спалюється близько 3 млрд т нафтового палива. Враховуючи те, що при спалюванні кожної тонни палива в атмосферу надходить понад 60 % утвореного тепла та 0,5 т шкідливих компонентів відпрацьованих газів, тільки частка

викидів автотранспортом становить приблизно 1,5 млрд т шкідливих речовин. Забруднювальні речовини (вуглеводні – НС, оксиди вуглецю – СО, сполуки азоту – NOx, тверді частинки – РМ, сполуки сірки, сполуки свинцю – PbO, ціаністи сполуки, органічні сполуки, які не належать до вуглеводнів, фотооксиданти – загалом біля 280 різних шкідливих компонентів) накопичуються в приземному шарі атмосфери, безпосередньо в зоні дихання. Особливо несприятлива ситуація із забрудненням атмосферного повітря спостерігається в містах. Медики зауважують, що наслідком такого інтенсивного забруднення є збільшення як загального рівня захворюваності, так і специфічних хвороб органів дихання у населення в 1,5...1,7 разів. Крім цього, спостерігається збільшення забруднення ґрунтового покриву на важкі метали біля автострад.

Саме тому зменшення токсичності викидів двигунами внутрішнього згорання автотранспортних засобів, покращення їх паливної економічності та більш повне використання енергії, яка утворюється в результаті згорання палива, на сьогодні є невідкладним завданням.

Норми вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах, зокрема норми Euro, стають дедалі жорсткішими.

На даний час в Україні норми вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах регламентуються наступними державними стандартами:

- ДСТУ 4276:2004. Норми і методи вимірювань димності відпрацьованих газів автомобілів з дизелями або газодизелями;

- ДСТУ 4277:2004. Норми і методи вимірювань вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі;

- ДСТУ UN/ECE R 83-02(03):2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів стосовно викидів забруднюючих речовин залежно від палива, необхідного для двигунів. (Правила ЄЕК ООН №83-02(03) ABC: 1993, IDT);

- ДСТУ UN/ECE R 83-02(03):2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження двигунів із запалюванням від стиснення для установлення на сільськогосподарських і лісових тракторах та позашляховій техніці стосовно викиду забруднюючих речовин цими двигунами. (Правила ЄЕК ООН №96-00: 1995, IDT).

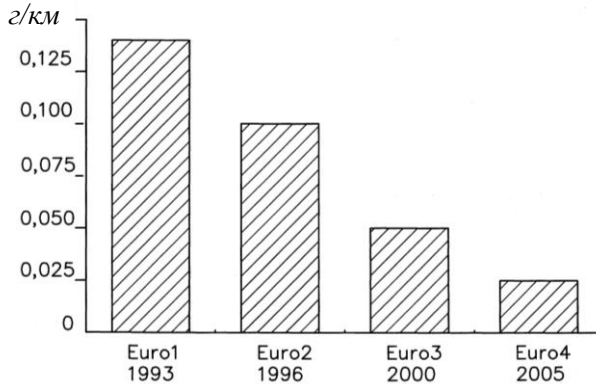


Рис. 1. Норми викидів твердих частинок дизельними ДВЗ
г/км

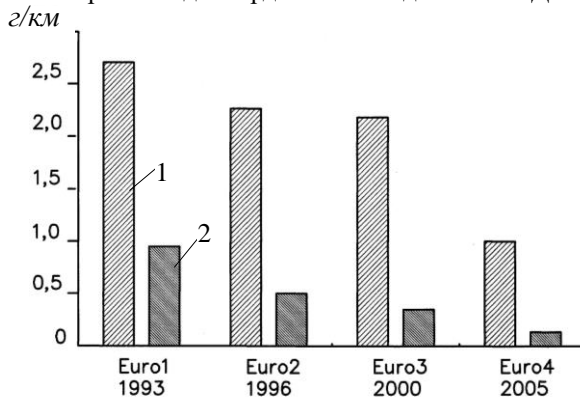


Рис. 2. Норми викидів CO , $CmHn$ і NOx бензиновими ДВЗ: 1 – CO ;
2 – $CmHn+NOx$

В порівнянні з жорсткими нормами, що діють зараз в країнах Європейської співдружності (ЄС), ці норми відповідають Європейським стандартам десятилітньої давності.

При вступі України до Євросоюзу однією з вимог буде приведення цих норм у відповідність до європейських.

З цією метою в Україні планується здійснення до 2010 року таких основних заходів:

- вдосконалення положень у системі законодавства, що стимулюють впровадження природоохоронних заходів;
- оснащення нових автомобілів ефективними системами і пристроями зниження викидів (каталітична нейтралізація, автомати пуску і прогрівання, системи уловлювання пари пального);

- збільшення парку автомобілів і автобусів, які працюють на газоподібному паливі;
- припинення до 2010 року випуску і використання етилового бензину;
- виробництво пального та мастил, які зменшують негативний вплив двигунів внутрішнього згорання на навколишнє природне середовище;
- розроблення та впровадження нових типів двигунів внутрішнього згорання з підвищеними економічними характеристиками;
- створення діагностичних комплексів для визначення технічного стану двигунів, вмісту забруднюючих речовин у відпрацьованих газах автомобілів;
- розроблення нових видів екологічно чистого автотранспорту з використанням альтернативних джерел енергії;
- розроблення нормативів для будівництва та експлуатації доріг, спрямованих на зниження шкідливих викидів автотранспорту;
- розширення мережі автомобільних доріг з поліпшеним покриттям.

Висновок. Здійснення намічених заходів та прийняття на державному рівні реального і конструктивного Закону про запровадження в Україні міжнародних екологічних вимог до автомобілів дозволить зрушити з мертвої точки питання зниження шкідливих викидів автотранспортними засобами.

Література

1. Соловійов С.О., Орлик С.М. Каталітичні нейтралізатори відпрацьованих газів ДВЗ // Наука та інновації. - Київ. - 2005.
2. Мержисівська В.В. Забруднення атмосфери викидами транспортних засобів. Основні сполуки. Вплив каталітичних нейтралізаторів // Автошляховик України. – 2006. - №3 (191). – С. 20-23.
3. Автомобильный справочник Bosch / Пер. с англ. - М.: За рулем, 2000. – 896 с.
4. Шапко С.В. Підвищення стабільності екологічних показників дизельного автомобіля, обладнаного каталітичним нейтралізатором. Автореф. дис... кандата техн. наук / Нац. ун-т «Львівська політехніка». – Львів, 2004. – 19с.
5. Закон України “Про внесення змін до деяких законодавчих актів України щодо регулювання ринку автомобілів в Україні” від 07.12.2000р. № 2134-III. Закон України “Про приєднання України до Угоди про прийняття єдиних технічних приписів для колісних транспортних засобів, предметів обладнання та частин, які можуть бути

встановлені та/або використані на колісних транспортних засобах, і про умови взаємного визнання офіційних затверджень, виданих на основі цих приписів, 1958 року з поправками 1995 року” від 10.02.2000 р. № 1448-III.

6. Статус Угоди 1958 року та Правил ЄЕК ООН з поправками за станом на 30.10.2002 р. TRANS/WP.29/343/Rev.10/Amend.2.

7. Закон України “Про внесення змін до Закону України “Про охорону атмосферного повітря” від 21.06.2001 р. № 2556-III.

8. Закон України “Про заборону ввезення і реалізації на території України етилованого бензину та свинцевих добавок до бензину” від 15.11.2001 р. № 2786-III.

9. Наказ Держстандарту України № 461 від 24.07.02 р. “Про надання чинності в Україні Правилам ЄЕК ООН”.

10. ДСТУ UN/ECE R 83-03:2002 “Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів стосовно забруднюючих речовин залежно від палива, необхідного для двигунів”.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК. 621.867

Р.Б.Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний економічний університет,

І.О.Павлова, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

СПОСОБИ ВИГОТОВЛЕННЯ КАРКАСУ ШАРНІРНОГО ВАЛУ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

У статті наведено технологію виготовлення каркаса секцій робочого органу, технологічне оснащення та способи виготовлення гвинтових секцій конвеєра; визначено виробничу ефективність розробленого гвинтового конвеєра.

Постановка проблеми. Конвеєри з гнучким робочим органом знайшли широке застосування в сільськогосподарському виробництві при транспортуванні зернових на токах, при подачі та вивантаженні матеріалу в зерносушарках, при внесенні мінеральних та органічних добрив тощо. Вони мають ряд переваг перед іншими транспортерами, прості в обслуговування, надійні в експлуатації, герметичні, невеликі за розмірами. Проте їх широке впровадження у виробництво

гальмується недосконалістю робочих органів, а саме їх низькими ресурсними характеристиками. Одним із радикальних шляхів підвищення експлуатаційних показників робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів є застосування як гнучкого валу окремих секцій просторових конструкцій, шарнірно з'єднаних між собою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У працях [1, 2, 3, 4, 5, 6] розроблено, а також досліджено робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра, конструктивною особливістю якого є виконання основи гвинтових секцій у вигляді торцевих шайб, з'єднаних між собою повздовжніми прутками, на яких закріплене гвинтове ребро.

Мета дослідження. Визначення виробничої та економічної ефективності двомагістрального гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим шарнірним робочим органом на основі виготовленого експериментального зразка.

Результати досліджень. Для виготовлення гвинтових секцій розроблене технологічне оснащення, яке при зварюванні їх каркаса забезпечує паралельність позиціонування торцевих пластин, а також осевих стержнів.

Технологічне пристосування (рис.1) виконане у вигляді основи 1, поперечний перетин якої є аналогічним до плоскої поверхні торцевих шайб 2. В центрі основи виконаний повздовжній осевий отвір, в якому розташована різьбова шпилька 3. На боковій плоскій поверхні основи виконані отвори, в які вставляють пару фіксуєючих пальців 4. На фіксуєючих пальцях розташовані осеві стержні 5, довжина яких відповідає відстані між торцевими шайбами, які за допомогою різьбової шпильки притискаються гайками 6.

Процес виготовлення каркасу секції відбувається наступним чином. У зібраному стані кінці осевих стержнів приварюють до торцевих шайб, після чого витягують з отворів фіксуєючі пальці і демонтують різьбову шпильку.

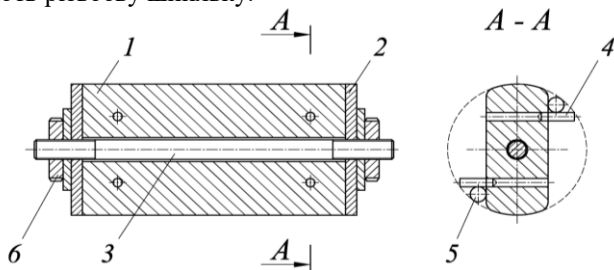


Рис.1. Технологічне пристосування для виготовлення каркасу секції шарнірного валу: 1 – основа; 2 – торцева шайба; 3 – різьбова шпилька; 4 – фіксуєючий палець; 5 – стержень; 6 – гайка

Для забезпечення рівності максимальної відстані між периферійними поверхнями торцевої шайби і діаметрально розташованими осевими стержнями важливою вимогою є точне розташування осей отворів під фіксуючі пальці відносно центру основи. Для визначення даної відстані звернемося до розрахункової схеми, яка зображена на рис. 2.

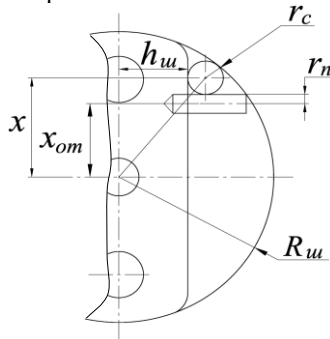


Рис.2. Розрахункова схема для визначення положення розташування фіксуючих пальців

Користуючись розрахунковою схемою, виведено залежність для визначення відстані від центру основи до осі отвору під фіксуючі пальці x_{om} :

$$x_{om} = x - r_c - r_n = \sqrt{(R_u - r_c)^2 - (h_u - r_c)^2} - (r_c + r_n), \quad (1)$$

де R_u – радіус розташування периферії поверхні шайби; r_c – радіус осевого стержня; h_u – відстань від центру до бокової торцевої шайби; r_n – радіус фіксуючого пальця.

Технологічну послідовність виготовлення каркасу секції шарнірного валу зображено на рис. 3-7.

Виготовлення проміжних та торцевих шайб доцільно здійснювати методом штампування з подальшою обробкою отворів в кондукторах.

Гвинтові секції виготовляють двома способами. В першому випадку стрічку навивають на оправку на ребро з подальшим калібруванням по кроку. Далі спіраль шнека розрізають на окремі секції і проточують бокові поверхні для уникнення пошкоджень внутрішньої поверхні еластичного кожуха.

В другому випадку гвинтові секції виготовлять з двох розрізаних кільцевих заготовок, які розтягують на крок, а далі зварюють на каркасі.



Рис. 3. Заготовки для виготовлення каркаса секції



Рис.4. Пристосування у розібраному вигляді

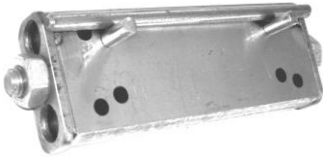


Рис. 5. Пристосування у зібраному стані перед зварюванням каркаса



Рис.6. Демонтування каркаса секції від основи

Далі на виготовлений каркас вставляють секцію спіралі шнека і зварюють між собою. Загальний вигляд каркаса шарнірного валу і спіралі шнека при їх складанні зображено на рис.7, 8.



Рис.7. Загальний вигляд каркаса шарнірного валу і спіралі шнека при їх складанні



Рис.8. Загальний вигляд зразка секцій гвинтового робочого органу

На базі експериментального зразка двомагістрального гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим шарнірним робочим органом проведені виробничі випробування на ТзОВ “Універст” ЛТД м.Тернопіль.

При проведенні експерименту частота обертання робочого органу становила $n = 520$ об./хв.

Виробничі випробування проводились при транспортуванні зернового матеріалу. При проведенні випробувань відмов конвеєра не спостерігалось. За результатами випробувань встановлено, що продуктивність гвинтового конвеєра становила близько 6200 кг/год.

Економічний ефект від застосування гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим шарнірним робочим органом полягає у зменшенні ступеня пошкодження насінневого зернового матеріалу, енерговитрат на процес транспортування, а також у зменшенні матеріаломісткості робочого органу.

Перші два чинники залежать від багатьох факторів: типу матеріалу, його реологічних властивостей, шляху і режимів транспортування та ін. Тому їх досить складно враховувати при оцінці економічної ефективності гвинтового конвеєра.

Реальний економічний ефект буде більший, якщо врахувати зменшення зношення внутрішньої поверхні кожуха від зниження матеріаломісткості робочого органу, зниження ступеня пошкодження сипкого матеріалу (у випадку, коли це суттєво), а також енерговитрат на процес транспортування.

Висновки. В процесі виготовлення гвинтових секцій спіралей шнеків встановлено, що способи їх реалізації є надто трудомісткими, що призводить до зростання собівартості виготовлення конвеєра.

Тому одним з подальших перспективних шляхів дослідження є розроблення нових конструктивних виконань гвинтових ребер та їх виготовлення методом штампування і гнуття з листового матеріалу. При цьому гвинтова спіраль не обов'язково повинна бути розташована на всій довжині робочого органу.

Також в зонах контакту елементів шарнірних з'єднань секцій доцільно передбачати наявність антифрикційних втулок, що дозволить підвищити ресурс роботи гвинтового робочого органу.

Перспективним напрямком можна вважати дослідження з підбору раціональних режимів роботи гнучких гвинтових конвеєрів для транспортування конкретних сипких матеріалів з врахуванням їх реологічних властивостей.

Доцільно також розробити різні схеми компоновок для розширення функціональних можливостей гнучких гвинтових

конвеєрів, які, окрім функцій транспортування, виконуватимуть функції змішування або подрібнення.

Література

1. Пат. 60583А Україна, МКП7 В65G33/16. Робочий орган гвинтового конвеєра / Павлова І.О. - №2003010121; Заявл. 03.01.2003; Опубл. 15.10.2003. Бюл. №10. - 3 с.

2. Павлова І.О. Обґрунтування параметрів гнучкого валу гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. - Випуск 10.- Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. – С.168-175.

3. Павлова І.О., Вітровий А.О. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу//Вісник Тернопільського державного технічного університету. - Том 8. – Тернопіль: ТДТУ, 2003.- С.44-49.

4. Павлова І.О., Пательчак О.Б.. Результати досліджень пошкодження насінневого матеріалу гвинтовим робочим органом// Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. - Випуск 11. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2003. – С.73-79.

5.Павлова І.О., Гевко Р.Б. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу// Науковий вісник Національного аграрного університету. - Вип. 80. – К.: Вид. відділ НАУ, 2005. – С. 338-343.

6. Павлова І.О., Гевко Р.Б., Вітровий А.О. Розрахунок динамічних навантажень при роботі конвеєра з шарнірним гвинтовим робочим органом// Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. - Випуск 13. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005. – С. 137-146.

К.Е. Голенко, О.З. Горбай, к.т.н., Л.В. Крайник, д.т.н.
Національний університет “Львівська політехніка”

АНАЛІЗ ВІДПОВІДНОСТІ ПРАВИЛАМ ЄЕК ООН № 66 КАРКАСА КУЗОВА АВТОБУСА ТИПУ LOW-ENTRY

Проведено аналіз відповідності Правилам ЄЕК ООН № 66 каркаса кузова автобуса середнього класу типу Low-entry, перевірено дотримання нормативних вимог безпеки методом кінцевих елементів при імітації натуральних випробувань.

Постановка проблеми. Жорстка ринкова конкуренція в силу фінансових та часових обмежень проєктувальних та виробничих робіт створює дефіцит проведення натуральних досліджень укомплектованих транспортних засобів та вимагає глибокої інтеграції МКЕ (методу кінцевих елементів) у робочий процес розробки сільськогосподарських та пасажирських машин. На сьогоднішній день МКЕ, будучи основним інструментом конструктора-фахівця із доводки та оптимізації міцнісних характеристик каркаса кузова будь-якої наземної техніки, вимагає розроблення оригінальних методологій для проведення максимально точної імітації натуральних випробувань у комп'ютерному тримірному середовищі. Однією із найбільш актуальних для вітчизняного автобусобудування з точки зору матеріальних затрат є проблема проведення випробувань на відповідність Правилам ЄЕК ООН № 66. Правила ЄЕК ООН № 66 визначають, що транспортний засіб не обов'язково повинен бути повністю обладнаний, проте він має відповідати серійним транспортним засобам по відношенню до порожньої маси у спорядженому стані, центру ваги та розподілу маси, які вказуються заводом-виробником. Дотримання даних умов неодмінно означає значні фінансові витрати на підготовку та оснастку випробувань щодо перекидання, створення експериментального зразка без можливості його подальшої реалізації.

Огляд останніх досліджень і публікацій. Перевірка виконання Правил ЄЕК ООН № 66 на ринку автобусобудування країн СНД проводилась лише методом натуральних випробувань при фізичному перекиданні найбільш розповсюджених моделей автобусів (МАЗ-226000, МАЗ-104, МАЗ-152, НефАЗ-52991, Волжанин-527006, Богдан А091), проте ще досі не виконувалось спроб застосування розрахункового методу на основі розроблення оригінальної

методології імітації натуральних випробувань згідно з нормативними вимогами. При неминучому підвищенні жорсткості вимог щодо пасивної безпеки експлуатації сільськогосподарських машин та транспортних засобів, робота котрих проходить у малопрхідних умовах із високою ймовірністю потенціально-можливого перекидання, перевірка виконання Правил ЄЕК ООН № 66 набуває все більшої актуальності.

Мета дослідження. Очевидно, найбільшу точність випробувань забезпечує перевірка комплектного зразка транспортного засобу, проте дана методика в силу значних ресурсних затрат та неглибокого впровадження отриманих результатів у подальші модифікації автобуса (натуральна перевірка оптимізованих моделей повторно не проводиться) поступається своєю ефективністю новим розрахунковим методам оцінки міцності каркаса кузова за допомогою програмного забезпечення МКЕ (методу кінцевих елементів). Метою даної роботи є аналіз отриманих результатів імітації проведення натуральних випробувань Правил ЄЕК ООН № 66 на основі попередньо-розробленої оригінальної методології [1] для середнього і малого класу автобусів типу Low-entry.

Результати дослідження. Дана робота є логічним продовженням статей [1-3] та являє собою практичне впровадження попередньо розробленої методології імітації поведінки каркаса кузова автобуса типу Low-entry в умовах Правил ЄЕК ООН №66 на основі об'ємної комп'ютерної моделі 4289 ВАТ «Укравтобуспром» і є особливо актуальною у період формування ринку досліджуваного типу машин. Враховуючи особливості компоновальної схеми та асиметричність структури каркаса кузова, перевірку на відповідність нормативним вимогам слід проводити окремо для лівої та правої боковини із почерговим встановленням в'язей у відповідних ребрах конструкції (рис.1)

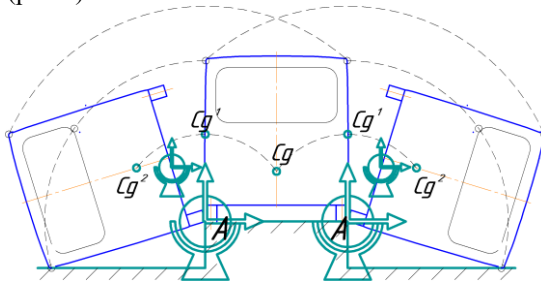


Рис. 1. Схема прикладання в'язей структури каркаса кузова згідно з Правилами ЄЕК ООН № 66

В рамках даної роботи, виходячи із необхідності визначення запасу пасивної безпеки робочого місця водія, аналіз поведінки каркаса кузова проведено для перекидання на лівий бік по ходу автобуса. Оцінка поведінки каркаса кузова починається із дослідження значень максимальних напружень, отриманих міжвіконними вертикальними стійками боковини, котрі виступають найбільш відповідальними елементами в ході випробовувань на пасивну безпеку. При попередньо заданих початкових умовах та дотриманні дійсних вимог Правил ЄЕК ООН № 66 [4] напружено-деформований стан просторової конструкції у момент удару об опорну площину (рис.2) характеризується максимальним значенням напружень у 281 МПа для першої передньої стійки (пройма лобового вікна автобуса), що свідчить про передачу значних навантажень від складових елементів керування робочого місця водія та відповідних агрегатів передньої забудови. Дещо нижчі значення напружень (240...260 МПа) отримали стійки №7,8,9, а для решти стійок боковини напруження знаходяться в межах 170...185 МПа (вищі значення напружень відповідають світлішому забарвленню на рис.2).

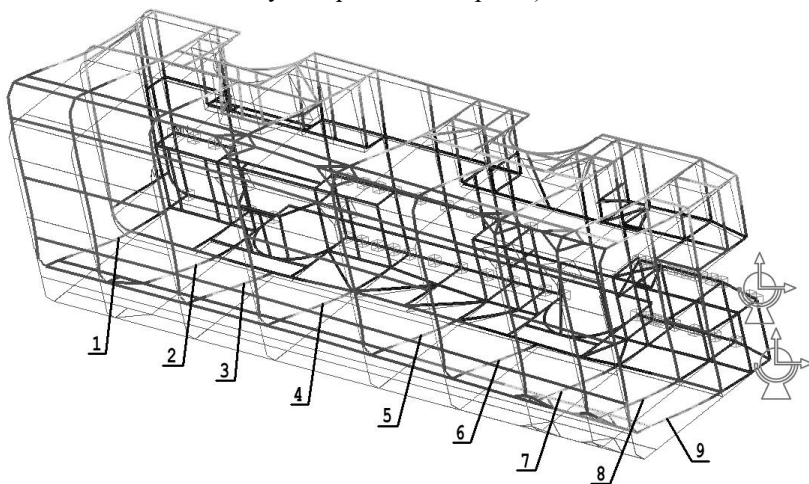


Рис.2. Схема результируючих переміщень при перекиданні автобуса згідно з Правил ЄЕК ООН № 66 на лівий бік

Найбільшої уваги зі сторони конструкторів в рамках Правил ЄЕК ООН № 66 вимагає стійка №1, яка отримала максимальні значення напружень, більші за допустимі ($\sigma_T = 245 \text{ МПа}$) для матеріалу, застосованого при виготовленні каркаса кузова (Сталь 20),

що фактично означає недопустиму деформацію металу в області концентратора напружень [5] (сходження стійки із горизонтальним підвіконним брусом) при натуральних випробуваннях. Проте, враховуючи наявність декількох структурних варіантів конструктивного виконання передньої забудови автобуса та індивідуальне розташування робочого місця водія, більший інтерес з точки зору отриманих результатів викликають інші характерні стійки, пластичні деформації котрих визначають залишковий простір безпеки пасажирів у салоні (рис. 3). Будучи незамкненою із вертикальною трубою боковини (сполучення основи із підвіконним брусом) у єдиний контур поперечного січення, стійка № 3 (рис. 3) передає порівняно високі значення напружень у нижню забудову каркасу кузова (нижче середньої лінії автобуса), що підтверджує теорію послаблення конструкції при розриві силових ліній (рис. 4).

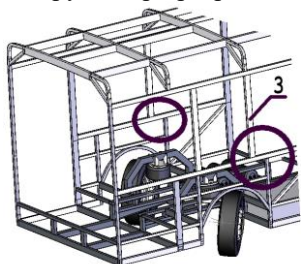


Рис.3. Схема контуру силових ліній вертикальних стійок поперечного січення автобуса

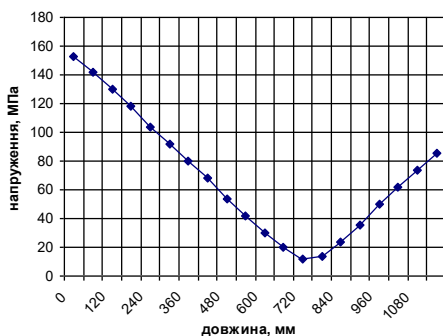


Рис.4. Розподіл напружень по довжині вертикальної стійки №3 (ліва боковина)

Водночас ребро сполучення вертикальної стійки №3 із поперечним шпангоутом даху передає у структуру боковини результуюче напруження 217 МПа, яке можна скоротити введенням дублюючого з'єднувального елемента, що виконує функцію паралельного каналу силових потоків між боковиною та дахом (подвійні ребра переходу стійок у дах на рис. 3). Виходячи із теорії нерозривності силових потоків та збереження поперечного січення по їх довжині, встановлюємо, що максимальні переміщення лівої боковини виявлені у розглянутій вище стійці №3, передуючій їй – №2 та стійці №4, яка формує асиметричну центральну секцію із втратою

міцності за рахунок пасажирських дверей правої боковини. Характер поведінки відповідних стійок у момент удару поданий на рис.5

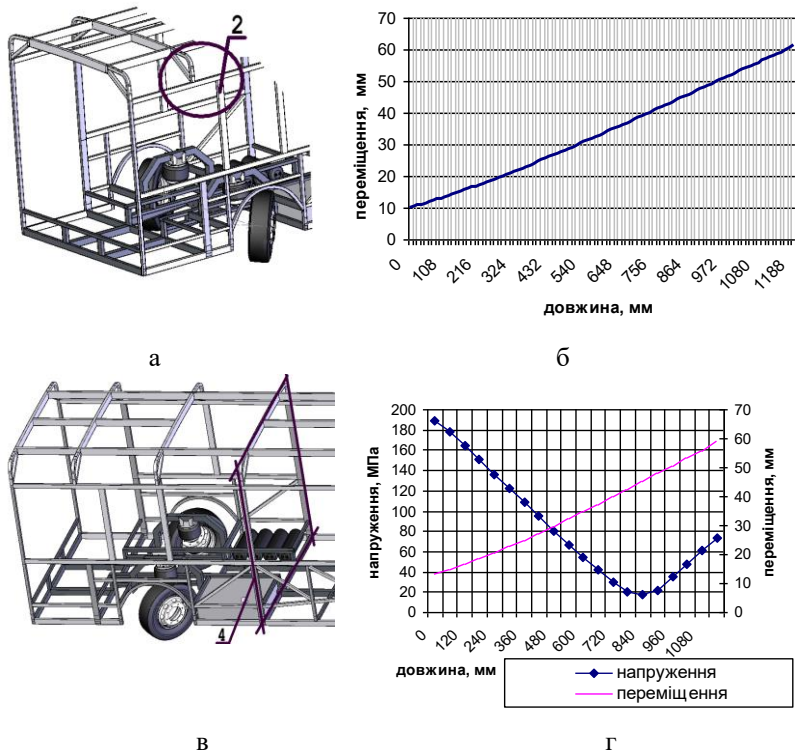


Рис.5. Аналіз характерних силових контурів каркаса кузова автобуса типу Low-entry: а - формування силового контуру за участю стійки № 2 (ліва боковина); б - розподіл переміщень по довжині вертикальної стійки №2 (ліва боковина); в - формування силового контуру за участю стійки № 4 (ліва боковина); г - розподіл переміщень та напружень по довжині вертикальної стійки №4 (ліва боковина)

Таким чином, найбільші сумарні переміщення виявлені у стійках №2 і 3 та складають відповідно 61 мм та 59 мм у площині поперечного січення автобуса, а найбільш оптимальна область пасивної безпеки припадає на ділянку довжини у діапазоні 550...900мм (область між перетином кривих напружень і переміщень та мінімумом функції напружень на зведеному графіку рис. 5, г).

Будучи заздалегідь посиленою додатково введеними структурними елементами, актуальність присутності котрих підтверджена попереднім аналізом при режимах згину та кручення [6], задня забудова каркаса кузова зазнала дещо нижчі пластичні деформації порівняно із передньою та центральною частинами (відчутний вплив на результуючу міцність відіграли оригінальні трикутні розкоси ребер даху). Так, для стійок №7, 8, 9 значення переміщень у вузлах сходження боковини із відповідними шпангоутами даху (область контакту при ударі) знаходяться в межах 45...50 мм, що позитивно впливає на остаточну пасивну безпеку укомплектованого автобуса. З іншого боку, різниця результуючих переміщень кожної точки вертикальних стійок відносно їх початкових положень для передньої та задньої частин знаходиться в діапазоні 18...26 %, що призводить до загального закручування просторової конструкції каркаса кузова вздовж його поздовжньої осі на кут 3° (рис.6), та спричиняє неоднорідність формування плями контакту при завершенні удару (просторова конструкція спирається на опорну поверхню забудовою підвіконної ферми у передній частині автобуса та забудовою надвіконної ферми - у задній відповідно). Така особливість складної поведінки каркаса кузова передбачає необхідність проведення додаткових конструкторських заходів щодо оптимізації рівномірності передньої та задньої частин, а відтак - забезпеченню більш сприятливих умов роботи склопакетів боковин (отримання мінімальних напружень кручення), збільшенню коефіцієнта відношення поглинутої енергії удару забудовою мотовідсіку до енергії надвіконного каркаса у задній частині автобуса (менші значення результуючих переміщень відповідають більшому залишковому простору салону) [7].

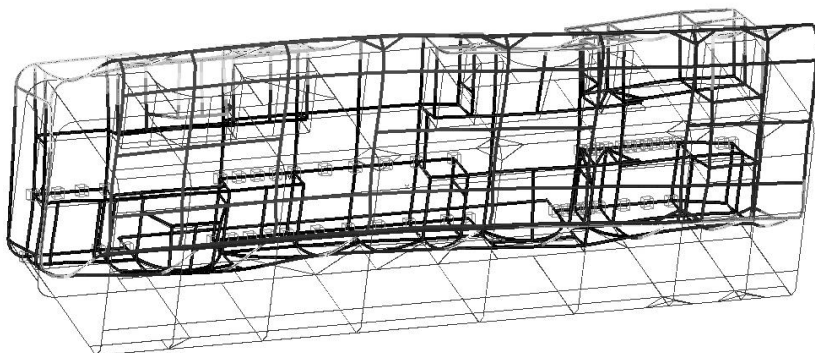


Рис.6. Гвинтовий характер деформації каркасу кузова при ударі

Відповідність Правилам ЄЕК ООН № 66 для досліджуваної моделі автобуса перевіряється за величиною залишкового простору - об'єму пасажирського салону, отриманого шляхом переміщення по прямій чи прямим лініям поперечної вертикальної площини таким чином, щоби т. "R" переміщувалась від т. "R" зовнішнього заднього сидіння через т. "R" кожного зовнішнього проміжного сидіння до т. "R" зовнішнього переднього пасажирського сидіння. Вважається, що т. "R" розміщена на відстані 500 мм вище рівня підлоги під ногами пасажирів, на відстані 300 мм від внутрішньої сторони транспортного засобу та на відстані 100 мм вперед від спинки сидіння на центральній лінії зовнішніх сидінь. З врахуванням даних геометричних параметрів визначення зон безпеки пасажирського салону наведемо характерні поперечні сечення моделі автобуса 4289 ВАТ «Укравтобуспром» для відповідних рівнів висоти підлоги (рис.7)

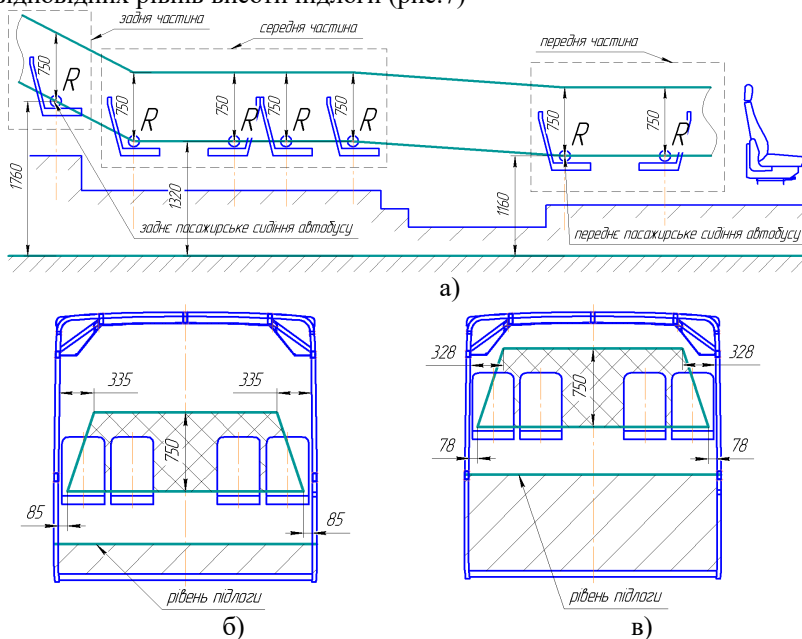


Рис.7. Поперечний переріз залишкового простору салону автобуса:
 а - поздовжній переріз залишкового простору салону автобуса; б - передня частина; в - задня частина

В силу найвищого рівня підлоги (980 мм від основи каркаса) та характерної трапеції поперечного перерізу кузова із звуженням у верхній його частині, запас залишкового об'єму на рівні голови

середньостатистичного пасажера для заднього ряду сидінь є найменшим із всього салону автобуса, проте динамічні деформації, отримані в даній області, є невеликими завдяки попередній оптимізації каркаса кузова при режимах згину та кручення із посиленням задньої просторової структури (табл.). У зв'язку із наявністю вищезгаданих варіантів конструктивного виконання передньої забудови досліджуваної моделі автобуса, показники допустимих та фактичних зон деформації для першої стійки (пройми лобового скла) не є кінцевими та будуть остаточно зменшені в результаті посилення передньої ферми (у поточній конфігурації напруження перевищили допустимі $\sigma_T = 245\text{МПа}$ для матеріалу, Сталь 20).

Таблиця. Значення допустимих та фактичних деформацій моделі автобуса 4289 ВАТ «Укравтобуспром» при виконанні Правил ЄЕК ООН № 66

Номер міжвіконної стійки	Допустима деформація у нижній точці, мм	Допустима деформація у верхній точці, мм	Фактична динамічна деформація у нижній точці, мм	Фактична динамічна деформація у верхній точці, мм
аналіз лівої боковини:				
2	85	335	10	61
3	85	335	8	61
4	85	335	13	61
5	83	333	10	57
6	83	333	6	54
7	83	333	7	57
8	78	328	10	55
9	78	328	10	53
аналіз правої боковини:				
2	85	335	12	62
3	85	335	8	62
4	85	335	13	62
5	83	333	11	58
6	83	333	7	54
7	83	333	8	50
8	78	328	10	55
9	78	328	10	54

Висновки. Згідно з отриманими значеннями фактичних деформацій у результаті імітації удару всі вертикальні міжвіконні стійки боковин забезпечують виконання Правил ЄЕК ООН № 66 автобусом 4289 ВАТ «Укравтобуспром» із значним запасом, котрий дозволяє проведення подальшої оптимізації просторової структури каркаса кузова в напрямку рівномірності та зменшення прояву ефекту гвинтового закручування відносно повздовжньої осі.

Висновки. В результаті проведених досліджень на основі моделі 4289 ВАТ «Укравтобуспром» виявлено особливості поведінки каркаса кузова автобуса типу Low-entry середнього класу в умовах Правил ЄЕК ООН № 66, перевірено виконання встановлених нормативних вимог розрахунковим методом при імітації натуральних випробувань, запропоновано заходи оптимізації просторової конструкції в напрямку підвищення показників пасивної безпеки, що в кінцевому результаті забезпечило значну економію фінансових ресурсів підприємства-виробника.

Література

1. Голенко К.Е., Формування крайових умов аналізу поведінки каркасу кузова автобуса типу Low-entry в умовах Правил ЄЕК ООН № 66 // Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. - Вип. 18.10. – Львів: НЛТУ, 2008. - С.116-122.
2. Голенко К.Е., Горбай О.З., Крайник Л.В. Комп'ютерне моделювання і аналіз напружено-деформованого стану каркасу кузова автобуса типу Low-entry // Вісник НУ “Львівська політехніка”. “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – Львів, 2008. - С. 173.
3. Голенко К.Е., Крайник Л.В. Особливості формування несівних структур каркасу автобуса типу low-entry // Вісник НУ “Харківський політехнічний інститут”. - Харків, 2008. – С. 152.
4. ДСТУ UN/ ECE R 66-00:2002 Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів стосовно міцності верхньої частини їхньої конструкції (Правила ЕЭК ООН № 66-00:1987, IDT).
5. Craig K.J. Multidisciplinary Design Optimization of Automotive Crashworthiness And NVH Using LS-OPT // 7th International LS-DYNA Users Conference, May 19-21, Dearborn. - Michigan, 2002.
6. Schramm U. Multi-disciplinary optimization for NHV and Crashworthiness // Proceedings of the First MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics. Bathe KJ, Ed. - Boston, June 12-15, 2001. Elsevier Science Ltd., Oxford, pp.721:724.

7. Yang R-J, Gu L, Tho CH, Sobieszczanski-Sobieski J. Multidisciplinary design optimization of a full vehicle with high performance computing. AIAA Paper 2001-1273, 2001.

УДК 683.564.4:67.02:621.798.4

С.Є. Голячук, к.с.-г.н., Н.В. Мордик, М.В. Мордик
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПАКЕТОРОЗФОРМУВАЛЬНИХ МАШИН

У статті наведені результати досліджень раціональних параметрів механічного захоплювального пристрою пакедорозформувальних машин.

Постановка проблеми. Сьогодні на більшості харчових підприємствах проблема комплексної механізації навантажувально-розвантажувальних, транспортних та складських робіт з тарно-штучними вантажами є однією із найважливіших. Складаючи приблизно четверту частину загального вантажопотоку всіх видів транспорту, ці вантажі сприймають на себе біля 75 % всієї робочої сили, що зайняті складськими і навантажувально-розвантажувальними роботами.

Впровадження технологій пакування продукції в харчовій та переробній промисловості є високоефективним майже у всіх галузях економіки. В останні роки технології формування та розформовування транспортних пакетів, скріплення вантажів в них різноманітними допоміжними пакувальними засобами, використання при цьому робототехніки, автоматизованих систем керування процесами за допомогою ЕОМ вийшли на дуже високий рівень досягнень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Пакеторозформувальні машини (ПРМ) вдало доповнюють існуючі системи механічних і автоматичних ліній багатьох виробництв харчової промисловості. Проте складність таких машин в тому, що потрібно водночас вирішувати цілий ряд питань, основними з яких є [1, 3]:

- надійність виконання операцій орієнтування пакета;
- надійне утримання пакета в потрібній позиції під час розформовування шару із тарою;
- недопустиме псування тари під час переміщення;

- забезпечення необхідної продуктивності, тощо.

Найбільш слабким місцем в конструкції ПРМ є захоплювачі, які безпосередньо контактують із споживчою тарою. Це пов'язано з тим, що між іншими ланками конструкції існують більш жорсткі кінематичні зв'язки, а банка утримується механічними захоплювальними пристроями за допомогою металевих пружних елементів.

Мета дослідження - аналітичне і експериментальне дослідження роботи механічних захоплювальних пристроїв ПРМ з метою визначення умов їх навантаження, при яких не буде биття скляних банок або погіршення зовнішнього товарного виду упаковки.

Результати дослідження. Для визначення умов надійного утримання банок для механічних пружних захоплювальних пристроїв розглянемо випадок прискореного руху захоплювальної головки під час підйому шару споживчої тари (рис. 1.).

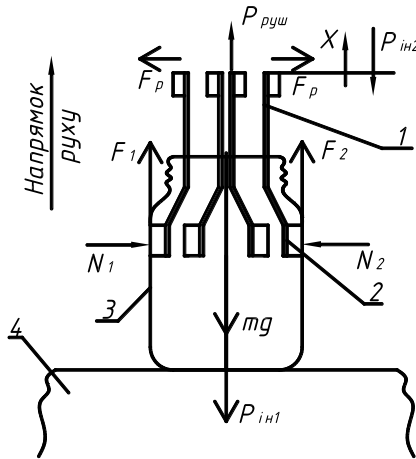


Рис. 1. Схема дії сил під час піднімання шару банок із транспортного пакета: 1 – пружний елемент; 2 – гумова накладка; 3 – банка; 4 - транспортний пакет

З урахуванням діючих сил інерції умова надійного утримання банки для прискореного руху буде такою:

$$F_1 + F_2 \geq G_0 + P_{in1}, \quad (1)$$

причому приймаємо, що $F_1 = F_2$.

Силою, якою утримується банка, є сила тертя між поверхнями гумових накладок та поверхнями банки. Звичайно, чим більше переміщення банок, тим більше деформується пружний елемент і тим

надійніше утримується банка. На величину деформації пружного елемента впливає величина переміщення штока пневмоциліндра; товщина, ширина, довжина, форма і матеріал, з якого виготовлений пружний елемент.

Для визначення потрібного зусилля, що створюється захоплювальним елементом при відповідному переміщенні штока пневмоциліндра, визначимо нормальну реакцію. У формулу (1) замість P_{inl} підставляємо додаткову масу m_G , яку встановлюємо у банку:

$$F_{мер} \geq \frac{(m_{\sigma} + m_G) \cdot g}{2}. \quad (2)$$

З іншого боку,

$$F_{мер} = N \cdot f. \quad (3)$$

Тоді

$$N_{\sigma} = \frac{(m_{\sigma} + m_G) \cdot g}{2f}, \quad (4)$$

де N_{σ} – нормальна реакція, що діє з боку банки на захоплювальний елемент; f – коефіцієнт тертя між поверхнею банки та поверхні захоплювального елемента (гуми).

Тоді необхідне переміщення штока пневмоциліндра Δl , яке б створило відповідну силу тертя $F_{мер}$ для надійного захоплення банки, визначаємо за формулою:

$$\begin{aligned} \Delta l = & \int_0^{\frac{a}{2}} \frac{x \cdot N_{\sigma} \cdot x}{E \cdot I} dx + \\ & + \int_0^b \frac{(a/2 + N_{\sigma} \cdot x \cdot \cos \alpha) \cdot (N_{\sigma} (a/2 + x \cdot \cos \alpha) + P \cdot x \cdot \sin \alpha)}{E \cdot I} dx + \\ & + \int_0^c \frac{(a/2 + b \cdot \cos \alpha + x) \cdot (N_{\sigma} (a/2 + N_{\sigma} \cdot b \cdot \cos \alpha + x) + P \cdot b \cdot \sin \alpha)}{E \cdot I} dx + \\ & + \int_0^b \frac{N_{\sigma} \cdot \sin^2 \alpha - 3 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{E \cdot I} dx + 3,8 \int_0^{a/2} \frac{I \cdot N_{\sigma}}{E \cdot F} dx + 3,8 \int_0^c \frac{I \cdot N_{\sigma}}{E \cdot F} dx + \\ & + 3,8 \int_0^b \frac{\cos \alpha \cdot (P \cdot \sin \alpha + N_{\sigma} \cdot \cos \alpha)}{E \cdot F} dx. \quad (5) \end{aligned}$$

Графічно результати досліджень апроксимували у вигляді залежностей, які представлені на рис. 1, 2.

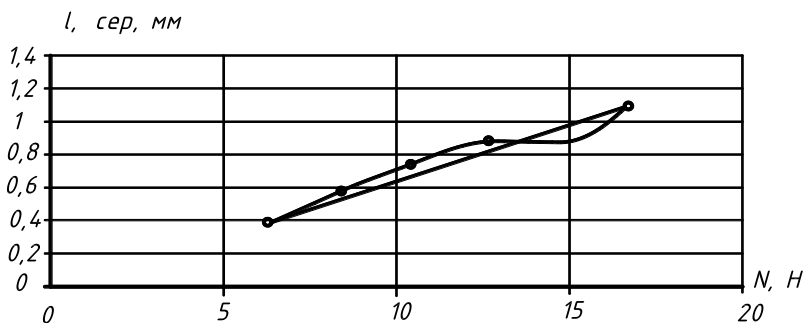


Рис.1. Графік залежності між силою утримання банки та переміщенням, що здійснює шток пневмоциліндра за умови, що банка мокра

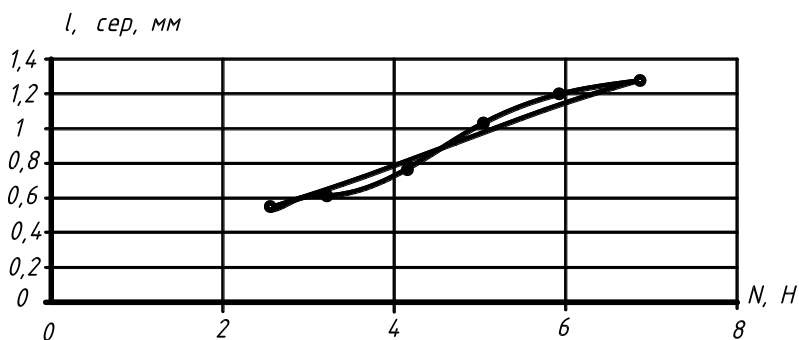


Рис.2. Графік залежності між силою утримання банки та переміщенням, що здійснює шток пневмоциліндра за умови, що банка суха

Лінійна залежність між величиною переміщення штоку пневмоциліндра та силою утримання банки:

- до рис.1: $l = 0,1946N - 0,0497$; $R^2 = 0,9686$;
- до рис.2: $l = 0,1983N - 0,007$; $R^2 = 0,9778$.

Висновки. Із аналізу результатів експериментального визначення сили утримання банки видно, що:

- залежність між силою утримання банки захоплювальним елементом і переміщенням штока пневмоциліндра лінійна;
- в процесі збільшення переміщення штока пневмоциліндра в

дослідах спостерігалось порушення умов захоплення. Так, при переміщенні штока пневмоциліндра більше ніж $\Delta l > 9,5$ мм банка утримувалась не гумовими елементами, а пружними пластинами, що призводить до сповзання банки під час динамічних навантажень;

- зусилля, яке потрібно прикласти до захоплювального елемента для надійного захоплення банки, залежить не тільки від переміщення штока пневмоциліндра, а й від умов тертя (сухі чи мокрі банки). Як видно з дослідів, зазвичай більш надійно утримуються сухі банки.

Література

1. Гавва О.М., Беспалько А.П., Волчко А.І. Пакувальне обладнання. – К.: Упаковка, 2006. – 96 с.
2. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1969. - 294 с.
3. Кривопляс А.П., Кукибный А.А., Беспалько А.П. и др. Пакетоформирующие машины. - М.: Машиностроение, 1982. - 240 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.17:658.512

В.Ф. Дідух, д.т.н., В.І. Бодак, к.т.н., В.В. Грабовець
Луцький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗНЕВОДНЕННЯ ОЗЕРНИХ САПРОПЕЛІВ

В роботі наведені результати моделювання процесу зневоднення озерних сапропелів. Виявлено головні критерії, які забезпечують функціонування технологічної лінії зневоднення озерних сапропелів.

Постановка проблеми. Високий природний вологовміст сапропелів створює великі проблеми під час його транспортування, переробки та зневоднення. Тому постає необхідність зниження вологості матеріалу до товарної фракції, тобто до 60 %. Аналіз способів сушіння високовологих матеріалів та встановлених вологообмінних властивостей сапропелів вказує на доцільність

застосування комбінованого способу зневоднення із декількох відомих методів. При цьому слід велику увагу приділити збереженню цінних природних властивостей сировини, також використавши енергозберігаючі технології. Спроба змодельовати процес зневоднення озерних сапропелів дозволить вибрати єдиний правильний шлях для досягнення поставленої задачі, яка дозволить забезпечити безперервний процес із мінімальними затратами енергії.

Попередні дослідження показали, що видалити вологу різної форми та енергії зв'язку із матеріалу однією дією (операцією) неможливо та економічно недоцільно, тому для цього варто застосувати комбінований вплив різних фізичних явищ під час зневоднення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемі моделювання присвячено ряд публікацій [1, 3], у яких викладено порядок та методику проведення експерименту. Дослідження процесів зневоднення озерного сапропелю проводились експериментальним шляхом, проте моделювання з урахуванням широкої гами чинників на процес зневоднення озерних сапропелів не проводилось.

Мета дослідження - змодельовати процес зневоднення озерних сапропелів та обґрунтувати послідовність необхідних операцій.

Результати досліджень. Сапропель являє собою двохфазне дисперсне середовище із твердої T_e і рідкої фаз - C . Особливою умовою та обмеженнями при проведенні досліджень має бути забезпечення збереження структури твердої фази у природному стані - T_e .

У такому випадку модель процесу зневоднення озерних сапропелів згідно з [1] матиме вигляд зображений на рис.1.

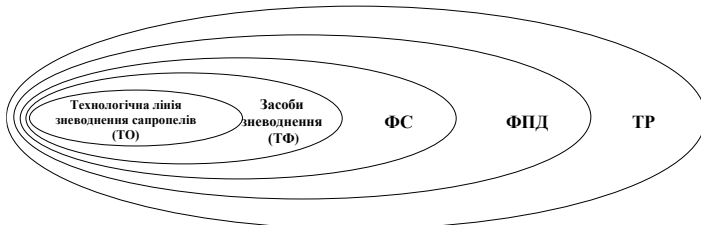


Рис. 1. Модель процесу зневоднення сапропелю

Опис проблемної ситуації даному випадку можна представити у вигляді:

$$P = (W, C, T_e), \quad (1)$$

де W - зміна вологості; C - озерний сапропель, на який направлена дія по зміні вологості ($C = f(C_B, T_B)$); T_g - обмеження по твердій фазі сапропелю.

Тоді технічна функція (ТФ) у такому разі матиме вид

$$F = (P, Q), \quad (2)$$

де Q - фізичні операції, які забезпечують якість виділення вільної води;

$$Q = f(P_m, T_{свч}, W_{сорб}^0), \quad (3)$$

де P_m - залежність виділення вільної води в процесі механічного віджиму; $T_{свч}$ - нагрівання струмом високої частоти (СВЧ), в процесі якого наявні деякі процеси випаровування вологи; $W_{сорб}$ - фільтрація за дією сорбенту на вологу поверхнєвого шару сапропелю.

Встановимо порядок опису фізичних операцій

$$Q = (P_m \rightarrow T_{свч} \rightarrow W_{сорб}). \quad (4)$$

Проведення операцій у запропонованому порядку дозволяє передбачити використання спеціальних засобів механічного впливу на сапропель на стадії P_m в процесі його добування.

Для забезпечення продовження процесу переміщення вологи на поверхню матеріалу необхідно його піддати дії короткотривалих високочастотних струмів $T_{свч}$ з метою створення градієнту тиску ∇P у середині об'єму. У такому випадку відбудеться руйнування капілярів і витіснення рідини на поверхню, яку необхідно відразу фільтраційним методом зняти до значення $W_{сорб}$.

Таким чином, функціональна структура (ФС) включає в себе дослідження лінії по зневодненню сапропелів, як ТО, і реалізує вибрані методи та засоби ТФ, та відображає комбінований спосіб зневоднення озерних сапропелів.

Ефективність запропонованого способу залежатиме від нерозривності проведення операцій в часі, збереження функціональних зв'язків при переходах; врахування всіх елементів, які забезпечують реалізацію даного способу.

Щоб зрозуміти явища які відбуваються на таких перехідних етапах, побудуємо граф (рис. 2), який відобразатиме фізичний принцип дії (ФПД). Вершини даного графа вказують на досягнуту мету зниження вологості на певних етапах, а ребра – вхідні і вихідні вологовмісти. Дана побудова дозволяє прийняти правильне технічне рішення для реалізації поставленої мети.

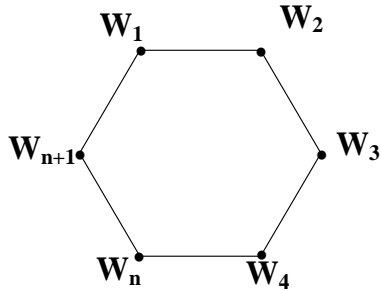


Рис. 2. Граф фізичного принципу дії зневоднення озерних сапропелів комбінованим способом

Створення технологічної лінії (ТО) для максимального виділення вільної рідини із озерного сапропелю необхідна з наступних міркувань. Ситуація, яка склалася у сільськогосподарському виробництві з органічними добривами, вимагає пошуку альтернативних джерел органіки. Таким мають стати озерні сапропелі органічного походження. Досягти максимальної ефективності при їх використанні можна у випадку комплексного використання. Причому основну кількість необхідно спрямувати саме для підвищення родючості ґрунтів.

Труднощі використання сапропелів природного стану полягають у їх високій вологості, яка коливається у межах 92...98 %. Таким чином обмежується коло використання органічної речовини внаслідок проблем із транспортуванням і зростання собівартості добрив.

Відомі технології зменшення вологості природного стану сапропелів пов'язані із тривалістю його доведення до кондиційного стану [2]. Тому запропонована схема із використанням комплексу дії на сапропель різного виду процесів матиме такий вигляд (рис. 3).

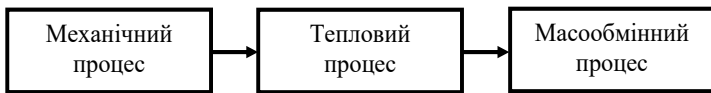


Рис. 3. Комплекс процесів для зневоднення озерних сапропелів

Серед великої кількості механічних процесів для зневоднення сапропелів варто використати пресування. Адже сапропель як капілярно пористе тіло здатне стискатись під дією зовнішніх сил, зменшуючи при цьому свій об'єм у чотири рази. Показником зміни об'єму при цьому є коефіцієнт щільності

$$\beta = (V_1 - V_2) / V_1, \quad (5)$$

де V_1 - первісний об'єм сапропелю; V_2 - об'єм сапропелю після стискування.

Замкнутий поровий і капілярний простір можна руйнувати у випадку виникнення градієнту тиску ∇P . Такий градієнт виникає в результаті інтенсивного нагрівання матеріалу:

Основним законом конвективного теплообміну є закон Ньютона [3], за яким кількість теплоти Q , що передано протягом одиниці часу від теплообмінної поверхні навколишньому середовищу або, навпаки, навколишнім середовищем теплообмінній поверхні теплообміну F і різниці температур між поверхнею матеріалу t_M та навколишнім середовищем t_C , визначається:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_M - t_C), \quad (6)$$

де α - коефіцієнт теплопередачі, що визначає інтенсивність процесу, $Bm / (M^2 \cdot ^\circ C)$.

Наявність вільної рідини на поверхні матеріалу вимагає його поглинання, для чого найбільш підходить процес сорбції. Ефективний вологовідбір залежатиме від вибраного сорбенту.

Процес адсорбції спрямований у напрямі рівноваги між фазами. При незмінній температурі для даної пари адсорбент - адсорбтив за рівноважних умов має місце точно визначена залежність концентрації адсорбтиву в адсорбенті C_{adc} від наявності вільної води в матеріалі

$$C_{adc} = f(C_M). \quad (7)$$

Важливою умовою при взаємодії озерних сапропелів і робочих органів є збереження структури твердої фази. В іншому випадку сапропель як капілярно-пористе колоїдне тіло змінює свій стан, у якому частково зникає вільна вода і для релаксації початкової структури необхідний тривалий час.

В основу ефективності досягнення поставленої мети покладено енергетичні витрати на зменшення вологовмісту у озерних сапропелях.

Для підтвердження правильності вибору ТО складемо порівняльну таблицю 1 для виявлення неефективних дій енергетичних витрат операцій, присутніх у найбільш поширеному способі зневоднення озерних сапропелів з використанням методу проморожування та операцій, які входять у перелік запропонованого технологічного процесу.

Таблиця 1. Виявлення переваг запропонованого способу зневоднення озерних сапропелів

№ п/п	Операція	Кінцевий вологовміст, засоби		Час дії		Неефективні дії та енергосмієність	
		Відомий спосіб	Новий	Відомий	Новий	Відомі	Нові
1.	Підйом сапропелю з води	- спуск води 85...90% - налив у чеки 98...99% - грейферний 92...96%	Спеціальний ківш із змінним об'ємом у складі КСУ	Не менше 1міс. протягом сезону В процесі добування	В процесі добування	Екологічні наслідки, використання значних територій	Відсутні Немає
2.	Первинне зневоднення	- заморожування 75-85% - відстоювання 98...99% - руйнування структури 92...96%	В процесі добування 90...85%	2-3міс. не менше 5-6міс.	В процесі добування	Залежність від погодних умов	відсутні
3.	Механізований обробіток на полях, чеках	Доведення до стану 60...70% Глибоке перемішування в бурти, зміна властивостей сапропелю	відсутній	Протягом сезону		Значні енергетичні витрати пов'язані із механізованим виконанням	відсутні
4.	Переробка в стаціонарних умовах після підйому на берег	можлива в процесі добування грейфером, 92...96% іншими способами недоступна	Нагрівати з подальшим сорбуванням 75...80%	В процесі добування грейферним способом	В процесі добування	Значний екологічний вплив на фауну озера	Незначний вплив на фауну озера
5.	Необхідність у транспортних засобах	баржі, перевантаження	баржі, перевантаження	тривалий	тривалий	Значні	Значні
6.	Подальше використання	обмежене через зміну початкових параметрів	необмежений через збереження початкових показників			рівні	рівні

Таким чином, аналіз чинників, пов'язаних із неефективними діями запропонованого способу, значно менше у порівнянні з відомим.

Для складання критеріальної таблиці важливо виявити всі критерії як розвитку ТО, так і якісні. Серед відомих чотирьох груп критеріїв (функціональних, технологічних, економічних, антропологічних) варто виділити функціональні та економічні критерії як основні, що будуть визначати вибір способу зневоднення. Функціональні критерії пов'язані із якістю виконання технологічного процесу та його енергомiсткістю. Економічні критерії характеризують економічну ефективність реалізації функції з допомогою запровадженого ТО.

Таким чином сформулюємо типи критеріїв, які забезпечують функціонування запровадженого ТО. Ними можна вважати критерії якості K_{ok} та енергозатрат K_{en} .

До функціональної групи відносимо:

- критерії продуктивності:

$$K_w = f(K_v, K_T, K_{TP}, K_D, K_M, K_A, K_H), \quad (8)$$

де K_v - швидкість переміщених одерного сапропелю механізмами, визначальним є швидкість матеріалу у СВЧ – пристрої; K_T - температурний режим роботи СВЧ – пристрою; K_{TP} - критерій, який враховує переміщення сапропелю до лінії зневоднення; K_D - критерій ефективності засобу добування; K_M, K_A - критерії оцінки ступеня механізації і автоматизації виконання ТО; K_H - критерій, який оцінює неперервність процесу; K_T - критерій, який оцінює точність засобу:

$$K_T = f(K_D^T, K_T^T, K_C^T), \quad (9)$$

K_D^T, K_T^T, K_C^T - критерій точності у зниженій вологості відповідно при добуванні, нагріванні СВЧ, сорбуванні;

- критерії надійності:

$$K_N = f(K_v, K_g, K_p), \quad (10)$$

де K_v, K_g, K_p - відповідно пристрій безвідмовності у механізмів, довговічності роботи та ремонтпридатності;

- технологічна група критеріїв, яка буде складатись із наступних:

- трудомісткості виготовлення K_{TV} ;

- технологічних можливостей K_{TM}

$$K_{TM} = f(K_K, K_Y, K_H), \quad (11)$$

де K_K, K_Y, K_H - врахування у ТО стандартних виробів, уніфікованих та нових елементів;

- критерій використання матеріалів K_M ;

- критерій можливості виготовлення ТО у вузлах K_Z :

$$K_Z = f(K_K, K_{CBЧ}, K_{CT}), \quad (12)$$

де K_K - врахування конструктивних вузлів пристрою для добування сапропелю; $K_{CBЧ}$ - складність блочного виготовлення СВЧ – засобу; K_{CT} - особливості конструкції вузлового з'єднання сорбуючого механізму.

Економічні критерії розвитку ТО:

- критерій витрат матеріалів на розробку та виготовлення K_L ;
- критерій використання витрат енергії K_{VE}

$$K_{VE} = f(K_{IP}, K_H) \quad (13)$$

де K_{IP}, K_H , - енергетичні витрати на приводи при добуванні, сорбуванні сапропелю та його нагріванні СВЧ;

- критерій інформаційного забезпечення, який враховує обробку та корегування параметрів, закладених в ТО, - K_I ;

- критерій, який враховує габаритні розміри K_B , обмежує розміщення ТО в приміщенні засобів у залежності від потреб та накопичення готового продукту.

Антропологічні критерії розвитку ТО:

- критерій ергономічності

$$K_{ERC} = f(K_{ON}, K_{OBC}) \quad (14)$$

залежить від підготовки операторів для обслуговування КСУ та нагріванні СВЧ і сорбування добутого сапропелю:

- критерій безпеки

$$K_{EZ} = f(K_{HO}, K_{EL}, K_M) \quad (15)$$

враховує безпеку роботи на КСУ із струмом високої частоти, обертовими і руховими механізмами;

- критерій екологічності:

$$K_{EKO} = f(K_{O3}, K_{3B}, K_P) \quad (16)$$

регулює повернення вільної води в навколишнє середовище, наявність мікроорганізмів, позитивних елементів у ній, наявність підготовлених площ для зберігання матеріалу, вплив на рівномірність виробок в озері, мутність води, швидкість осідання елементарних часток і залежність прибережної зони до умов роботи засобу добування ТО.

На основі вибраних критеріїв запропоновано критеріальну таблицю 2, у якій значення кожного із критеріїв приймалось у межах від 0,1 до 0,9.

Максимальне прийняте числове значення оптимальності відповідало критерію кожної із операцій. Також розраховано узагальнений критерій ефективності операцій, який дозволяє ефективно вибрати послідовність операцій у технологічному процесі зневоднення озерних сапропелів.

Таблиця 2. Критеріальна таблиця способів зневоднення сапропелів

№ п/п	Критерій Спосіб сушіння	Якість	Енергозатрат	Продуктивність	Темпер.	Надійність	Трудомісткість виготовлення	Технологічних можливостей	Використання матеріалів	Можливості виготовлення	«Розширення» ТУ на елементи	Витрат матеріалів	Використання електроенергії	Ергономічність	Безпека	Екологічність	Узагальнений критерій
		1	Радіаційний	0,1	0,8	0,1	0,4	0,9	0,1	0,1	0,1	0,7	0,1	0,5	0,7	0,7	0,7
2	Конвективний	0,9	0,1	0,8	0,9	0,8	0,7	0,7	0,1	0,7	0,1	0,4	0,1	0,5	0,5	0,3	7,6
3	Кондуктивний	0,9	0,1	0,7	0,7	0,9	0,7	0,6	0,1	0,5	0,1	0,4	0,1	0,5	0,5	0,3	7,1
4	Сублімаційний	0,1	0,6	0,2	0,8	0,5	0,1	0,1	0,5	0,4	0,5	0,5	0,1	0,2	0,5	0,4	5,5
5	Фільтраційний	0,6	0,7	0,5	0,4	0,8	0,6	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,1	7,7
6	Сорбційний	0,9	0,9	0,6	0,5	0,5	0,8	0,8	0,8	0,5	0,5	0,5	0,5	0,9	0,8	0,9	10,4
7	Вібраційний	0,7	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,8	0,8	0,9	8,6
8	Центрифугування	0,1	0,5	0,5	0,2	0,7	0,1	0,1	0,1	0,5	0,9	0,8	0,5	0,9	0,9	0,9	7,7
9	Пресування	0,6	0,6	0,6	0,8	0,7	0,7	0,9	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,8	0,9	0,9	10
10	Вплив електричних полів	0,1	0,1	0,3	0,5	0,5	0,1	0,5	0,5	0,4	0,5	0,5	0,1	0,5	0,5	0,1	5,2
11	Нагрів СВЧ	0,9	0,7	0,4	0,6	0,5	0,1	0,5	0,5	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	7,6
12	Вплив магнітних полів	0,5	0,1	0,3	0,5	0,1	0,5	0,5	0,5	0,4	0,5	0,1	0,2	0,5	0,5	0,5	5,7
13	Сушіння ультразвуком	0,5	0,1	0,3	0,5	0,1	0,5	0,5	0,5	0,3	0,5	0,1	0,2	0,5	0,5	0,9	6
14	Сушіння вакуумом	0,1	0,1	0,3	0,5	0,5	0,1	0,5	0,5	0,3	0,5	0,5	0,1	0,5	0,5	0,4	5,4

Висновки.

1. Отримано узагальнений критерій кожного із можливих способів зневоднення сапропелів, що вказує на необхідність застосування декількох операцій при зниженні природної вологості.

2. Моделювання процесу зневоднення озерних сапропелів підтверджує також перспективність застосування комбінованого способу за схемою: віджим→нагрівання СВЧ→сорбування для отримання органічної речовини сільськогосподарського призначення вологістю 80...85 %.

Література

1. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества. -М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.
2. А.с. 1724315 СССР, МКИ В 01 D 29/72/ А.М. Абрамец, В.А. Хозяев, С.К. Дубинин, И.О. Матвиенко (СССР). - № 4819735/26; Заявл. 26.04.90; Опубл. 07.04.92, Бюл. № 13. - 6 с.
3. Алабовский А. Н., Недужий И. А. Техническая термодинамика и теплопередача: Учеб. пособие. – К.: Высшая шк., 1990. –255 с.

В.Ф. Довгополок, В.В. Ковальчук
Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КАРТОПЛЕСОРТУВАЛЬНИХ МАШИН З ЦИЛІНДРИЧНОЮ РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ

В статті наведено дослідження падіння бульб на робочі поверхні картоплесортувальних машин і обґрунтування конструктивних параметрів картоплесортувальних машин з циліндричною поверхнею.

Постановка проблеми. При виробництві картоплі широко використовуються картоплесортувальні машини з робочими поверхнями грохотного, роликowego, решітного та рідше пасового типу. Недоліком їх роботи є висока точність сортування, висока пошкоджуваність бульб та великі енергетичні затрати на одиницю продукції. Широку перспективу мають машини з робочими поверхнями циліндричної форми (гвинтові, конічно-гвинтові, пружинні, циліндричні пальці або вальці). Вони високопродуктивні, малоенергомісткі, і порівняно з іншими вище згаданими менше пошкоджують бульби та забезпечують більш високу точність сортування. Однак ряд питань визначення конструктивних параметрів сортувальних поверхонь циліндричної форми та їх вплив на бульби залишаються проблемними.

Аналіз досліджень і публікацій. Питаннями, що пов'язані з первинною переробкою, транспортуванням та зберіганням картоплі широко присвятили свої роботи ряд авторів [1, 2, 3, 4], однак деякі питання розглянуті недостатньо.

Метою даного дослідження є те, щоб, маючи критичні показники пошкодження бульб, визначити дію циліндра з пружною поверхнею на бульбу та контактні напруження.

Результати дослідження. При проектуванні картоплесортувалок, робочі органи яких являють собою циліндричні поверхні, необхідно знати, як вони впливають на бульби (контактні напруження, сили удару, швидкість падіння, тиск тощо).

Розглянемо взаємодію бульби в момент удару (падіння) на циліндричні поверхні робочого органу (рис.1).

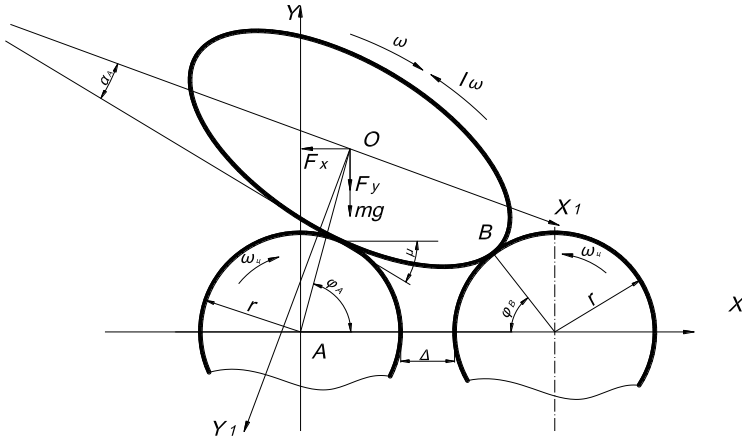


Рис.1. Схема падіння бульби на циліндри робочої поверхні

Координати центру мас бульби і миттєвого центру швидкостей визначаються залежностями:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= (r_1 + l_0) \cos \mu; \\ Y_0 &= (r_1 + l_0) \sin \mu, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де l_0 – найменша віддаль від центра мас бульби до точки контакту з циліндром, м; r_1 – радіус циліндра, м; μ – кут нахилу прямої проведеної від центру мас бульби до горизонталі ($\mu = a \cdot r \cdot ctg(y_0 - y_A) / (x_0 - x_A)$).

Силу контакту бульби з циліндричними поверхнями можна визначити за формулою:

$$P = \frac{l_0 (F_x \sin \mu - F_y \cos \mu) + I\omega}{l_0 \cos(\alpha + \mu) - \frac{M_{on}}{mg}}, \quad (2)$$

де $F_x = m\omega_{ox}$ і $F_y = m\omega_{oy}$ – проєкції головного вектора сил інерції від кориолісової сили на осі координат, Н; I – момент інерції бульби відносно осі обертання, Н; $M_{on} = l_0 m g \sin \varphi_B$ – момент опору кочення бульби по поверхні циліндра.

Як видно з формули (2) сила удару та тиск на поверхню бульби буде збільшуватись при зближенні її до одного з циліндрів та набуде максимального значення при прямому падінні на один із них.

Отже, проведемо розрахунки для випадку, коли бульба падає на один із циліндрів перпендикулярно до вертикальної осі. Схема контакту бульби з циліндром, що покритий еластичним матеріалом показана на рис.2.

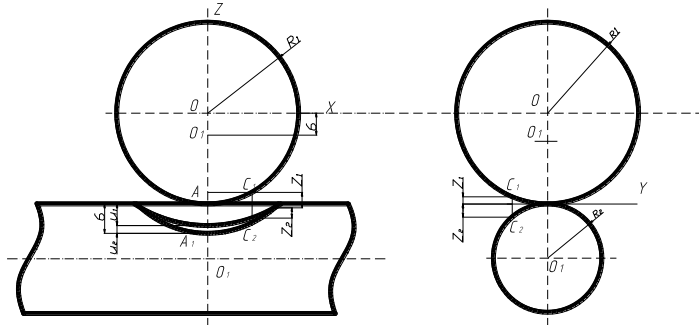


Рис. 2. Схема взаємодії бульби при падінні на поверхню еластичного циліндра

Використовуючи формулу Герца, переміщення точок еластичного циліндра і бульби можна записати у вигляді залежності:

$$(\delta_1 + \delta_2) \int_F \frac{qdF}{\rho} = \delta - \frac{x^2}{2R_1} + \frac{y^2}{2R_2}, \quad (3)$$

де $\delta = f_1(P, a, b, E_1, E_2, \mu_1, \mu_2)$; $x = f_2(P, a, b, E_1, E_2, \mu_1, \mu_2)$;

$y = f_3(P, a, b, E_1, E_2, \mu_1, \mu_2)$.

Для даного випадку (рис.2) та враховуючи те, що при різних модулях пружності двох тіл (циліндр, бульба) при прямому ударі відхилення опорів напружень від осі z в місці контакту при незначних деформаціях будуть незначними, то їх можна не враховувати. Відповідно площа для зминання двох тіл буде мати форму еліпса, велика вісь якого буде напрямлена перпендикулярно малій.

Якщо бульба вільно лежить на поверхні циліндра, то контакт буде знаходитись в одній точці А. Але, коли бульба буде падати з висоти з деякою швидкістю (тобто буде діяти з деякою силою P), то в місці контакту буде проходити деформація обох тіл. В результаті утворюються площадки зминання (площинки контакту) і центри тіл (бульби та циліндра) будуть зближуватись. Так як циліндр покритий еластичним матеріалом, то на обох тілах буде проходити деформація (зображена на рис. 2), яку позначимо символами U_1, U_2, Z_1, Z_2 .

Зближення осей двох тіл (деформація) можна записати у вигляді виразу:

$$\delta = U_1 + U_2 + Z_1 + Z_2, \quad (4)$$

де $U_1 + U_2$ – переміщення бульби і циліндра; $Z_1 + Z_2$ – координати окремо взятих точок в місці контакту.

Отже, переміщення бульби і циліндра буде дорівнювати:

$$U_1 + U_2 = \delta - Z_1 - Z_2.$$

Як видно з рис.2 координати бульби і циліндра в площині xOy можна визначити маючи їх розміри (діаметри):

$$\left. \begin{aligned} X^2 &= 2R_1Z_1 - Z_1^2, \\ Y^2 &= 2R_2Z_2 - Z_2^2, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

В границях пружних деформацій Z_1 і Z_2 є дуже малі, тому квадратами цих величин можна знехтувати:

$$\left. \begin{aligned} X^2 &= 2R_1Z_1, \\ Y^2 &= 2R_2Z_2, \end{aligned} \right\}$$

Між осями еліпса площадки зминання існує залежність:

$$b = a\sqrt{1 - e^2}, \quad (6)$$

де a і b – велика і мала осі еліпса; e – ексцентриситет еліпса.

Тиск в окремо взятій точці площадки зминання визначимо за формулою:

$$q = q_0 \sqrt{1 + \frac{X^2}{a^2} - \frac{Y^2}{b^2}}, \quad (7)$$

де q_0 – найбільший тиск на площадці зминання і відповідає тискові при прямому ударі.

Після деяких перетворень одержимо:

$$\frac{q^2}{q_0^2} + \frac{X^2}{a^2} + \frac{Y^2}{b^2} = 1.$$

Дана формула являє собою рівняння поверхні еліпсоїда з півосями q_0 , a і b .

На основі подібності об'єму еліпсоїда та розподілення тиску можна скласти пропорцію:

$$\frac{q}{q_0} = \frac{\varepsilon}{\sqrt{ab}}. \quad (8)$$

Тоді сумарний тиск на площадці зминання з осями еліпса можна визначити за формулою:

$$P = \int_F q dF = \frac{q_0}{\sqrt{ab}} \int_F \varepsilon dF. \quad (9)$$

Інтеграл $\int_F \varepsilon dF$ являє собою об'єм півеліпсоїда з осями a і b і рівний $\int_F \varepsilon dF = \frac{1}{3} \pi ab \delta$.

Якщо в кожній точці контакту поставити перпендикуляри до площини xOy і в кінці їх довести до поверхні контакту, яка близька до

поверхні півеліпсоїда, то вони будуть відображати відповідні значення тиску q в точках перетину площини xOy еліпсоїда з осями a і b .

З іншої сторони сумарний тиск повинен урівноважуватись із силою дії бульби на поверхню циліндра в момент удару (падіння).

Відповідно до цього, сумарний тиск P буде рівним об'єму півеліпсоїда:

$$P = \frac{1}{3} \pi q_0 ab,$$

де $\frac{1}{3} \pi ab$ - об'єм півеліпсоїда контакту.

Разом з тим площа контакту дуже маленька і відповідно $a \approx b \approx \delta$ і тому можемо записати $ab = a^2$.

Сумарний тиск виразиться за формулою:

$$P = \frac{1}{3} \pi q_0 a^2.$$

Отже, найбільший тиск в площині зминання при взаємодії бульби з циліндричною поверхнею можна визначити за допомогою рівняння:

$$q_0 = \frac{3P}{\pi a^2} = \frac{3}{2\pi m_q} \sqrt[3]{\frac{PE^2}{m_q^2 R^2}}. \quad (10)$$

В даній формулі вісь півеліпсоїда виражена через коефіцієнт Пуасона, модуль пружності при стискуванні E , сумарний тиск P на площі контакту на радіус бульби R_l , відповідно:

$$a = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{PR_l}{m_q E}},$$

де m_q – числовий коефіцієнт (при $\frac{R_2}{R_l} = 0,5$ $m_q=0,5$ при $\frac{R_2}{R_l} = 1$ $m_q=0,4$).

Розв'язавши дане рівняння одержимо формулу, яка дозволяє визначити максимальну силу удару бульби по поверхні циліндричного робочого органу картоплетсортувальних машин:

$$P = \frac{q_0^3 R_l^2}{m_q^2 E_l^2}. \quad (11)$$

Висновки. Одержані формули можна застосувати при визначенні параметрів сортувальних поверхонь (циліндричні, циліндрично-конічні вальці, гвинтові або конічні пружини), зокрема, максимально допустиму висоту падіння, швидкість руху бульб,

діаметри циліндричних поверхонь, маючи критичні показники пошкодження бульб.

Література

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1972.
2. Колчин Н.Н., Елизаренков А.С. К обоснованию основных параметров транспортеров для картофелехранилищ // - Тр. ВИСХОМа. - Вып. 73. - М, 1972.
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 бункерных устройств стационарных картофелесортировальных пунктов. Автореф. дис... канд. техн. наук. - М., 1979.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.365

І.М. Дударев, к.т.н., С.Є. Голячук, к.с.-г.н., Т.М. Лук'яничук
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ АЕРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШАРУ ГІРЧИЦІ НА ПРОЦЕС ЙОГО ВЕНТИЛЮВАННЯ

У статті наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень з встановлення впливу аеродинамічних параметрів шару гірчиці на процес його вентиляції, а також запропоновано вдосконалену конструкцію барабанної сушарки сипких матеріалів.

Постановка проблеми. При виробництві харчових продуктів широко використовується гірчиця. Під час збирання значення вологості насіння гірчиці може перевищувати 35%, тому зібране насіння необхідно сушити до вологості 8...13% [1]. Так як насіння з вологістю понад 13% самозігрівається, внаслідок чого погіршуються його якісні показники та воно стає непридатним для зберігання. Сушіння рослинних матеріалів є енергоємним процесом. Знизити витрати на процес можна застосовуючи енергоощадні способи

сушіння, які, зокрема, передбачають оптимізацію висоти шару матеріалу через який проходить сушильний агент, що забезпечує більш ефективне використання його енергетичного потенціалу. Важливим також для ефективного перебігу процесу сушіння є обґрунтування раціональних параметрів сушильного агента, одним з яких є зміна його швидкості за висотою шару матеріалу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження з визначення впливу аеродинамічних параметрів різних рослинних матеріалів на процес їх вентиляції проводилися рядом науковців [2-5]. Поряд з тим, аеродинамічні властивості шару гірчиці малодосліджені. Саме тому актуальними є дослідження у цьому напрямку, що дозволять обґрунтувати раціональні параметри сушильного агента під час сушіння гірчиці шляхом активного вентиляції.

Мета дослідження. Метою дослідження є встановлення впливу аеродинамічних параметрів шару гірчиці на процес його вентиляції, а також удосконалення конструкції барабанної сушарки у напрямку більш ефективного використання енергетичного потенціалу сушильного агента за рахунок збільшення висоти шару матеріалу через який він проходить.

Результати дослідження. Одним з способів більш ефективного використання енергетичного потенціалу сушильного агента, а, відповідно, зниження енергоємності процесу сушіння, є збільшення висоти шару матеріалу через який він проходить до оптимального значення. Для досягнення поставленої мети пропонується удосконалена конструкція барабанної сушарки (рис.1). Сушарка працює наступним чином. Матеріал із завантажувального бункера через вікно у верхній частині нерухомої кришки надходить у сушильний барабан. Під час обертання барабана матеріал переміщується вздовж його осі внутрішньою поверхнею перфорованого конуса. У процесі переміщення матеріалу відбувається сушіння шляхом проходження через його шар сушильного агента. Сушильний агент вентилятором через повітропровід підводиться до вікна підведення сушильного агента, з якого надходить у секції, що співпадають з ним у даний момент обертання сушильного барабана. Таким чином, утворюється “повітряний канал” вздовж сушильного барабана, яким рухається сушильний агент. Причому секції, в які подається сушильний агент, розташовані під шаром матеріалу, тому сушильний агент з них через перфорований конус підводиться до матеріалу. Пройшовши шар матеріалу, сушильний агент відводиться через секції у верхній частині сушильного барабана та вікно

відведення сушильного агента за допомогою вентилятора. Відведення сушильного агента відбувається лише через секції, що у даний момент обертання сушильного барабана розташовані у верхньому положенні і співпадають з вікном відведення сушильного агента. Доведений до кондиційної вологості матеріал вивантажується з сушильного барабана.

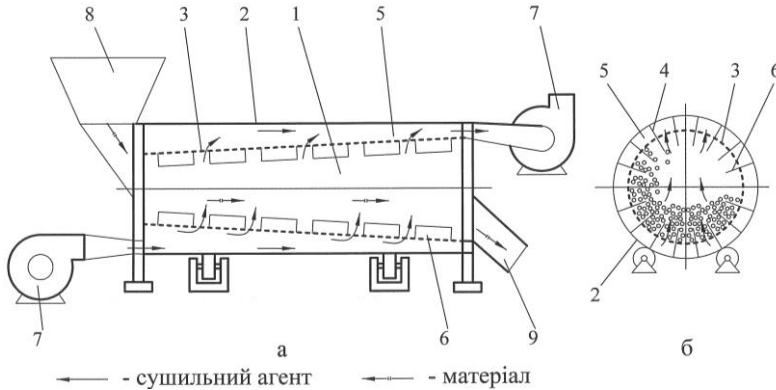


Рис.1. Барабанна сушарка: 1 – сушильний барабан; 2 – циліндричний кожух; 3 – перфорований конус; 4 – перегородка; 5 – секція; 6 – полицка; 7 – вентилятор; 8 – завантажувальний бункер; 9 – вивантажувальний патрубок

Для дослідження впливу аеродинамічних параметрів шару гірчиці на процес його вентилявання зробимо наступні допущення. З метою спрощення досліджень шар гірчиці замінимо моделлю. Модель шару матеріалу утворена з кульок однакового діаметру d , що мають кубічне вкладання. З огляду на запропоновану модель та приймаючи умову, що величина звільненого динамічного тиску рівна втратам тиску за висотою шару матеріалу, тобто повністю витрачається на подолання опору шару, а статичний тиск при цьому залишається постійний, отримаємо:

$$P_{до} - P_{ок} = \Delta P_{\zeta}, \quad (1)$$

або позначивши $P_{до} - P_{ок} = \Delta P_{\theta}$, матимемо

$$\Delta P_{\theta} = \Delta P_{\zeta}, \quad (2)$$

де $P_{до}$ – динамічний тиск на початку шару матеріалу, Па; $P_{ок}$ – динамічний тиск у кінці шару матеріалу, Па; ΔP_{ζ} – втрати тиску за висотою шару, Па.

За рівнянням Дарсі-Вейсбаха втрати тиску:

$$\Delta P_{\zeta} = \zeta \frac{l}{d_{ек.}} \cdot \frac{\gamma_{нов.} \omega^2}{2g}, \quad (3)$$

де ζ – коефіцієнт аеродинамічного опору; l – висота шару матеріалу, м; $d_{ек.}$ – еквівалентний діаметр шару матеріалу, м; $\gamma_{нов.}$ – питома вага повітря, Н/м³; ω – швидкість сушильного агента, м/с; g – прискорення вільного падіння, м/с².

О. Крішером [4] запропоновано враховувати особливості будови пористого тіла структурним фактором:

$$\mu = \mu_F \mu_l. \quad (4)$$

Тоді, підставляючи (4) в (3), отримаємо:

$$\Delta P_{\delta} = \zeta \frac{\mu l}{d_{ек.}} \cdot \frac{\gamma_{нов.} \omega^2}{2g}. \quad (5)$$

Еквівалентний діаметр можна визначити згідно [4]:

$$d_{ек.} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\Pi_s}{1 - \Pi_s} d, \quad (6)$$

де Π_s – поверхнева пористість (просвіт).

Коефіцієнт μ_F являє собою відношення площі поверхні пор до площі поперечного перерізу цих пор. З достатньою точністю для досліджень можна прийняти [4]:

$$\mu_F = 1 / \Pi_v. \quad (7)$$

Покрученість шару матеріалу характеризується коефіцієнтом покрученості шару μ_l , що визначається як відношення довжини шляху проходження сушильного агента через шар матеріалу до висоти шару. Для даного способу вкладання кульок у шарі $\mu_l = 1,79$ [3].

Значення критерію Рейнольдса визначається наступним чином [4]:

$$Re = \omega_0 d / \nu, \quad (8)$$

де ν – кінематична в'язкість повітря, м²/с; ω_0 – початкова швидкість сушильного агента віднесена до всього перерізу шару матеріалу, м/с;

Коефіцієнт аеродинамічного опору шару матеріалу [5]:

$$\zeta = \frac{9}{Re} + \frac{1}{Re^{0,15}}. \quad (9)$$

Оскільки динамічний тиск повітря $P_0 = \gamma_{нов.} \omega^2 / (2g)$, тоді з (5) дістанемо:

$$\Delta P_0 = \zeta \frac{\mu l}{d_{ек.}} \cdot P_0. \quad (10)$$

Якщо врахувати, що на висоті шару матеріалу dl падіння динамічного тиску складе dP_0 , отримаємо (знак мінус вказує на падіння тиску):

$$\zeta \frac{\mu l}{d_{ек.}} \cdot dl = - \frac{dP_0}{P_0}. \quad (11)$$

Інтегруючи (11) за початкових умов $l=0, P_0 = P_{00}$ та враховуючи (6), (7), отримаємо:

$$P_0 = P_{00} e^{-\frac{3 \zeta \mu_1 (1 - \Pi_s) l}{4 \Pi_s^2 d}}. \quad (12)$$

Перейшовши від динамічного тиску до швидкості повітряного потоку за висотою шару матеріалу матимемо:

$$\omega = \omega_0 e^{-\frac{3 \zeta \mu_1 (1 - \Pi_s) l}{4 \Pi_s^2 d}}, \quad (13)$$

де n – поправочний коефіцієнт.

Графік зміни швидкості повітряного потоку за висотою шару гірчиці представлені на рис.2. Отримана залежність (13) дозволяє визначити зміну швидкості сушильного агента за висотою шару гірчиці.

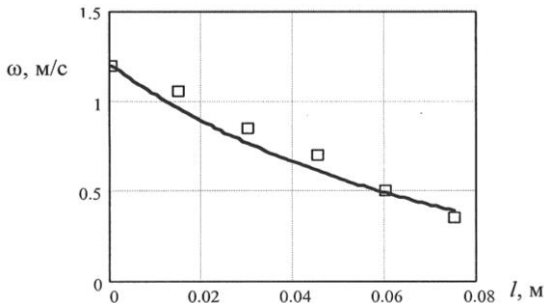


Рис.2. Зміна швидкості сушильного агента за висотою шару гірчиці (теоретична крива та експериментальні точки) при $d = 0,002$ м; $\mu_1 = 1,79$; $\Pi_s = 0,48$; $\nu = 17,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\omega_0 = 1,2$ м/с; $n = 55$

Висновки. Теоретичним шляхом отримано залежність (13) для визначення зміни швидкості сушильного агента при вентиляванні шару гірчиці з врахуванням його аеродинамічних параметрів. Залежність (13) може бути використана і для інших сипких матеріалів кулястої форми. Запропоновано вдосконалену конструкцію барабанної сушарки, що забезпечує більш ефективне використання енергетичного потенціалу сушильного агента.

Література

1. Носенко Ю. Гірчиця // Агробізнес сьогодні. - №19(146) (жовтень). - 2008. – С.34-37.
2. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 528 с.
3. Лыков А.В. Тепломассообмен: (Справочник), 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
4. Кришер О. Научные основы техники сушки. Пер. с нем. Д.М. Левина Под ред. А.С. Гинзбурга. - М.: Издательство иностранной лит., 1961. – 535 с.
5. Филоненко Г.К., Гришин М.А., Гольденберг Я.М., Коссек В.К. Сушка пищевых растительных материалов: Учеб. пособие для технологич. специальностей вузов пищевой пром-сти. - М.: Пищевая пром-сть, 1971. – 440 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

А.К. Колодійчук, к.т.н
Національний університет водного господарства та природокористування,
В.Ф. Довгополюк
Луцький національний технічний університет,
С.А. Колодійчук, к.т.н
Національний університет водного господарства та природокористування

ОБҐРУНТУВАННЯ ПЕРЕВАГ ГУСЕНИЧНИХ РУШІЇВ І РОЗРАХУНОК ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ В ОБВОДІ

В статті висунуто проблему доцільності використання гусеничного рушія, наведено методи розрахунку, запропоновано формулу визначення коефіцієнта тертя, що дозволяє проводити розрахунок втрат потужності на тертя в гусеничному обводі та тягового коефіцієнта корисної дії (ККД) трактора для двох варіантів комплектів гусениць.

Постановка проблеми. В ряді досліджень [1, 2, 4] доведено, що використання гусеничних тракторів в сільськогосподарському виробництві більш раціональне, ніж колісних. Результати досліджень показують, що ущільнення дернопідзоленого, середньо суглинкового ґрунту після проходження тракторів з двома типами рушіїв (гусеничний і колісний) і середній тиск на ґрунт перебуває в межах, відповідно, 0,04...0,06 МПа і 0,154...0,240 МПа [2]. Таким чином, трактори з гусеничними рушіями мають менший показник впливу і питомий тиск, більшу прохідність, що дозволяє на один – два тижні раніше розпочати польові роботи. Це відповідно впливає на врожайність та підвищення якості виконання технологічного процесу.

Експериментальні дослідження НАТИ показали, що через зміну тиску на ґрунт значно зменшується питомий опір при оранці. Так, наприклад, агрегування машин з тракторами Т-150 посліду трактора питомий опір в 4,34 рази менший, ніж слідом трактора Т-150К. При цьому, продуктивність праці в 1,18...1,4 раза більше, а погектарна витрата палива зменшується в 1,38...1,07 раза. В середньому, за всіма видами робіт, продуктивність машинно-тракторного агрегату (МТА) з допустимим тиском на ґрунт зростає в 1,27 раза, а витрата палива знижується в 1,22 раза (при повному

річному завантаженні трактора економія палива становить до 4 тис. кг на одну машину [5]).

Завдяки цим та іншим перевагам в сучасному зарубіжному і вітчизняному тракторобудуванні намітилась тенденція використання в сільськогосподарському виробництві тракторів з гусеничним рушієм.

Тому розрахунок коефіцієнтів тертя в різних видах гусеничних рушіїв трактора, визначення втрат потужності на тертя в шарнірах гусениць та підвищення їх довговічності є однією з найважливіших задач тракторобудування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженнями встановлено, що в загальному балансі втрат потужності в гусеничному тракторі на рушій припадає 60...80 %. При цьому основна доля цих втрат (50...70 %) припадає на тертя в самому рушії, із яких 30...50 % складають втрати в шарнірах гусениць.

В ряді робіт для розрахунку втрат потужності в шарнірних з'єднаннях використовують значення коефіцієнта тертя, отриманого на пристроях, де визначення його проводилось в статичних умовах, що не відповідало реальним умовам роботи шарніра в гусеничному обводі при експлуатації трактора.

Однак рішення проблеми неможливе без подальших як теоретичних, так і експериментальних досліджень впливу різноманітних факторів на тертя в шарнірах гусениць і їх довговічність.

Проведеними дослідженнями [2] отримано значення коефіцієнта тертя на вдосконаленому стенді, який імітує реальні умови роботи шарніра в гусеничному обводі (з врахуванням швидкості, характеру навантаження на шарнір, а також конструктивних і геометричних параметрів). Такі дані використані нами для розрахунку дійсних значень втрат потужності в гусеничному обводі та тягового ККД трактора для варіантів гусениць.

Результати дослідження. За особливостями роботи обвід гусеничного рушія трактора можна розділити на три ділянки [2, 4]: ведуча – 1-2 (рис.), що розміщена між заднім нижнім опорним котком і ведучим колесом; ведена 3-4-5-6, в яку входять траки від ведучого колеса до переднього опорного котка; опорна 6-1, що охоплює траки між переднім і заднім опорними котками.

На вказаних ділянках гусеничного обводу умови роботи шарнірів і їх режими різні. Так, наприклад, ведуча ділянка гусениці 1-2 навантажена коловою силою $P_{кол}$ ведучого колеса, силою попереднього статичного натягу P_c і відцентровою силою P_u .

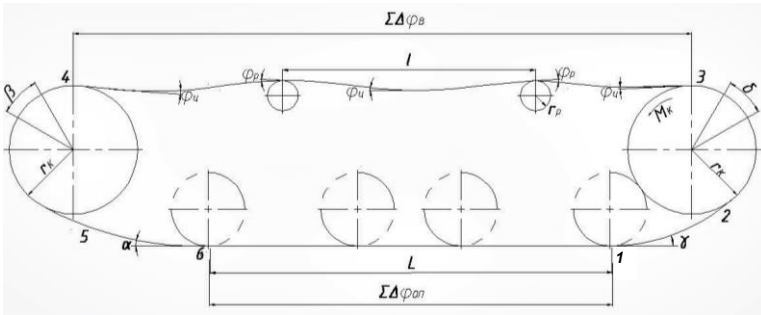


Рис. Схема гусеничного обводу трактора: 1-2 – ведуча ділянка; 3-4-5-6 – ведена ділянка; 6-1 – опорна ділянка.

Навантаження на шарніри опорної ділянки гусениці змінюється від значення суми $P_c + P_{ц}$ при вході трака під передній опорний коток до величини $P_c + P_{ц} + P_{кол}$ ($P_{кол}$ – дотична (колова) сила тяги в обводі трактора). Крім того, на вказаних ділянках кути $\sum \Delta \varphi$ відносного складування суміжних траків, при перемотуванні гусеничного ланцюга по контуру різні. Найбільші значення $\sum \Delta \varphi$ мають місце на ведучих і направляючих колесах і крайніх опорних котках. На підтримуючих котках кути складування траків, як правило, незначні.

Таким чином, втрати потужності на тертя в шарнірах гусеничного обводу можна записати як суму:

$$N_{T.ш} = N_1 + N_2 + N_3, \quad (1)$$

де N_1, N_2, N_3 – втрати потужності в шарнірах гусениць, відповідно на ведучій, веденій і опорній ділянках гусеничного обводу трактора.

Розрахунок втрат потужності в гусеничному обводі проводимо за формулою [2]:

$$N_{T.ш} = (\mu r_{ш} n) / T \left(\sum_{i=1}^n P_i \Delta \varphi_c \right), \quad (2)$$

де μ – коефіцієнт тертя в шарнірі; $r_{ш}$ – радіус пальця шарніра, мм; n – кількість траків в гусеничному обводі трактора, шт.; P_i – сила, що розтягує шарнір, кН; $T = t_{ш} V_T$ – час руху шарніра в гусеничному обводі, м; V_T – середня швидкість руху трактора за період одного оберту гусеничного обводу, м/с.

Формулу (1) використали для розрахунку втрат потужності в шарнірах ведучої і веденої ділянок. Втрати потужності в опорній ділянці дуже малі, тому при розрахунках їх не враховуємо.

Розрахунок проводимо на базі трактора ДТ-75. При задньому розміщенні ведучих коліс для веденої ділянки застосовуємо формули:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_p &= 4\lambda(1 - (1/n)); \\ \varphi_c &= 8\lambda/n, \end{aligned} \right\}; \quad (3)$$

де λ – відносне провисання вільної ділянки гусениці; n – кількість траків на вільній ділянці гусениці, шт.,

$$\lambda = f/t_c = 50/1165 = 0,043,$$

де f – величина провисання вільної ділянки, мм.

Отже,

$$\varphi_p = 4 \cdot 0,043(1 - (1/7)) = 0,147 \text{ рад};$$

$$\varphi_c = (8 \cdot 0,043)/7 = 0,049 \text{ рад}.$$

Сума кутів складування траків вільної ділянки 3-4 (див. на рис.) дорівнює:

$$\sum \varphi_i = 2[\alpha' + \beta + \varphi_p + \varphi_c(n_{n.k} + 1)], \quad (4)$$

де $n_{n.k}$ – кількість підтримуючих котків гусеничного обводу, шт.

Приймаємо:

$$\beta = t_c/r_p = 0,17/0,30 = 0,567 \text{ і } \alpha' = 12^\circ = 0,2094 \text{ рад}.$$

Підставляємо в формулу (4) значення, отримаємо:

$$\sum \varphi_i = 1,0704 \text{ рад}.$$

Для ведучої ділянки центральний кут складування траків на ведучому колесі буде дорівнювати:

$$\delta = 2\pi/z = 6,28/12 = 0,523 \text{ рад},$$

де z – кількість траків, що може розміщуватись на довжині периметра зубчастого колеса.

Тоді сума кутів буде дорівнювати:

$$2\alpha' + \beta = 2 \cdot 0,2094 + 0,567 = 0,9858 \text{ рад}.$$

Визначаємо розтягуючі зусилля на веденій ділянці:

$$\begin{aligned} P_{(3-4-5-6)} &= P_c + P_u = ((t_n x q)/8f_0) x g + qV_T^2 = \\ &= ((1,357 \cdot 55,3 \cdot 9,81)/8 \cdot 0,05) + 55,3 \cdot 4,84 = 1,87 \text{ кН}, \end{aligned}$$

де V_T – швидкість руху трактора (приймаємо 2,2 м/с); q – вага одиниці довжини гусениці ($G_T/t_c = 55,3 \text{ кг/м}$); G_T – вага трака, 9,4 кг; f_0 – стріла прогину провисаючої ділянки (0,05 м); t_n – довжина провисаючої ділянки, м.

Зусилля на ведучій ділянці буде рівним:

$$P_{(1-2)} = P_{(3-4-5-6)} + P_{\text{кол.}} = 1,87 + 19,7 = 21,57 \text{ кН},$$

де $P_{\text{кол.}}$ – колове зусилля ведучого колеса (приймаємо 19,7 кН).

Використавши експериментальні залежності моменту тертя [2] визначаємо середні значення коефіцієнта тертя μ_c для 7^{ш.} і 11^{ш.} провушинах шарнірів гусениць, що дає змогу за формулою (1)

визначити втрати на ведучій і веденій ділянках гусеничного обводу трактора.

Крім того, для визначення коефіцієнта тертя нами отримана експериментальна залежність $\mu = f(P_0, V_T)$, яка відповідає рівнянню:

$$\mu = KV_T + BP_0 + C, \quad (5)$$

де K, B, C – постійні коефіцієнти.

За середніми значеннями коефіцієнта тертя в досліджуваних шарнірах знайдені числові значення коефіцієнтів K, B і C .

Значення коефіцієнтів K, B і C :

- шарніри: 7-провушинний $K = -0,0549; B = 0,053; C = 0,1842$.

11-провушинний $K = -0,0185; B = 0,0041; C = 0,0944$.

Максимальна відносна похибка визначення μ за рівнянням (5) і співставленням з експериментальним значенням складає 2...3%.

Отримані дані заносимо в таблицю.

Таблиця. Втрати потужності в шарнірах гусениць трактора

Ділянки гусеничного обводу трактора	Кількість провушин у шарнірі гусениці	Значення коефіцієнта тертя, μ_0	Втрати потужності на ділянках гус. обводу, кВт	Сумарні втрати потужності, кВт
Ведуча	7	0,178	4,140	5,024
Ведена		0,066	0,924	
Ведуча	11	0,151	1,902	2,590
Ведена		0,071	0,694	

Виходячи з табличних даних, різниця сумарних втрат потужності трактора з 7^u- і 11^u- провушинними шарнірами складає:

$$\Delta N_{T,ш} = \sum N_{T,ш(7n)} - \sum N_{T,ш(11n)} = 5,064 - 2,590 = 2,474 \text{ кВт.}$$

Визначаємо потужність, яку має трактор на гаку. Для цього на IV передачі [2] беремо при $N_{за(7n)} = 55 \text{ кВт}$ і $P_{за} = 20,7 \text{ кН}$. – ККД $\eta = 0,666$.

$$\text{Тоді } N_{за(7n)} = N_{e \max} \cdot \eta_T = 55 \cdot 0,666 = 36,63 \text{ кВт.}$$

При роботі трактора з 11^u провушинними шарнірами гусениць потужність його зростає і становить:

$$N_{за(11n)} = N_{за(7n)} + 2,474 = 36,63 + 2,474 = 39,104 \text{ кВт.}$$

З цього ККД становить:

$$\eta_{T(11n)} = N_{за(11n)} / N_{e \max} = 39,104 / 55 = 0,710.$$

Висновки. Даний розрахунок показує, що умовний тяговий ККД трактора з 11^u провушинними шарнірами вищий, ніж з 7^u провушинними, на 6,2%. Використовуючи розроблену

експериментальну установку, можна визначити коефіцієнти тертя інших гусеничних рушіїв.

Розрахунок визначення ККД гусеничного рушія в повній мірі враховує особливості його роботи, що в свою чергу дозволяє точніше давати кількісну оцінку ККД, а також прогнозувати шляхи його підвищення.

Література

1. Гулак А.И. Исследование напряженно-деформированного состояния резино-метиллических шарниров гусеничных цепей сельскохозяйственных тракторов. Автореферат дис...канд. техн. наук. – М, 1981. – 20с.

2. Колодійчук С.А. Підвищення роботи гусеничного рушія сільськогосподарських тракторів: Дисертація кандидата технічних наук. - К.: НТУ, 2007. – 236с.

3. Марчук М.М., Колодійчук А.К., Косюк Г.М., Драган М.С. Стенди і методики експериментальних досліджень в гусеничних рушіях тягово-тракторних засобів і тракторів //Вісник Національного університету водного господарства та природокористування: Зб. наук. пр. - Рівне: Вид. відділ НУВГП, 2007. – С.3-8.

4. Гуськов В.В. Экспериментально-теоретические обоснования оптимизации параметров сельскохозяйственных тракторов: Диссертация док. техн... наук. – Минск, 1969.

5. Шаров М.И. Исследование способов повышения эффективности работы гусеничного двигателя //Магистерская диссертация. - Волгоград, 2000. – 167с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

Р.М. Кузнецов, к.т.н., М.М. Толстушко, к.т.н., І.С. Мурований, к.т.н.,
В.П. Онищук
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ТРИЛАНКОВОГО СІДЕЛЬНО-ПРИЧІПНОГО АВТОПОЇЗДА

У статті наведено результати побудови математичної моделі руху триланкового сідельно-причипного автопоїзда. Виведені аналітичні залежності між конструктивними, кінематичними та силовими параметрами автопоїзда.

Постановка проблеми. Завдяки географічному положенню України через її територію проходять чотири із дев'яти трансєвропейських транспортних коридорів, в яких велика частка вантажів буде перевозитися багатоланковими автомобільними поїздами. Використання таких автопоїздів повинно бути підтверджено не тільки прогресивним транспортним законодавством, але й вирішенням певних технічних проблем, спрямованих на забезпечення високої продуктивності автопоїздів і всього транспортного потоку. Основними з таких проблем є необхідність забезпечення максимальної відповідності автопоїзда конкретним умовам експлуатації, можливості формування автопоїздів великої вантажопідйомності з наявного рухомого складу без суттєвої зміни його конструкції [1, 2, 3, 4, 5].

Аналіз останніх досліджень та публікацій свідчить про те, що на сьогодні є багато розроблених математичних моделей руху автопоїздів різних конструкцій [1, 2, 3, 4, 5], але за допомогою цих моделей важко відповісти на окремі важливі питання, що стосуються їх криволінійного руху.

Мета дослідження – побудувати математичну модель криволінійного руху триланкового сідельно-причипного автопоїзда.

Результати дослідження. Розглянемо триланковий багатовісний автопоїзд. Будемо вважати, що автомобіль-тягач (ведуча ланка) має n_1 поворотних осей, розташованих попереду центра мас (т. C), і n_2 неповоротних осей, розташованих за точкою C . Напівпричип і причіп (перша і друга причіпна ланка) мають n_3 і n_4 поворотних осей відповідно, рис.1. Введемо наступні позначення: $Oxyz$ – інерційна система координат; M , C , I – маса, центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас т. C ; x , y – абсциса і ордината т. C в інерційній системі координат;

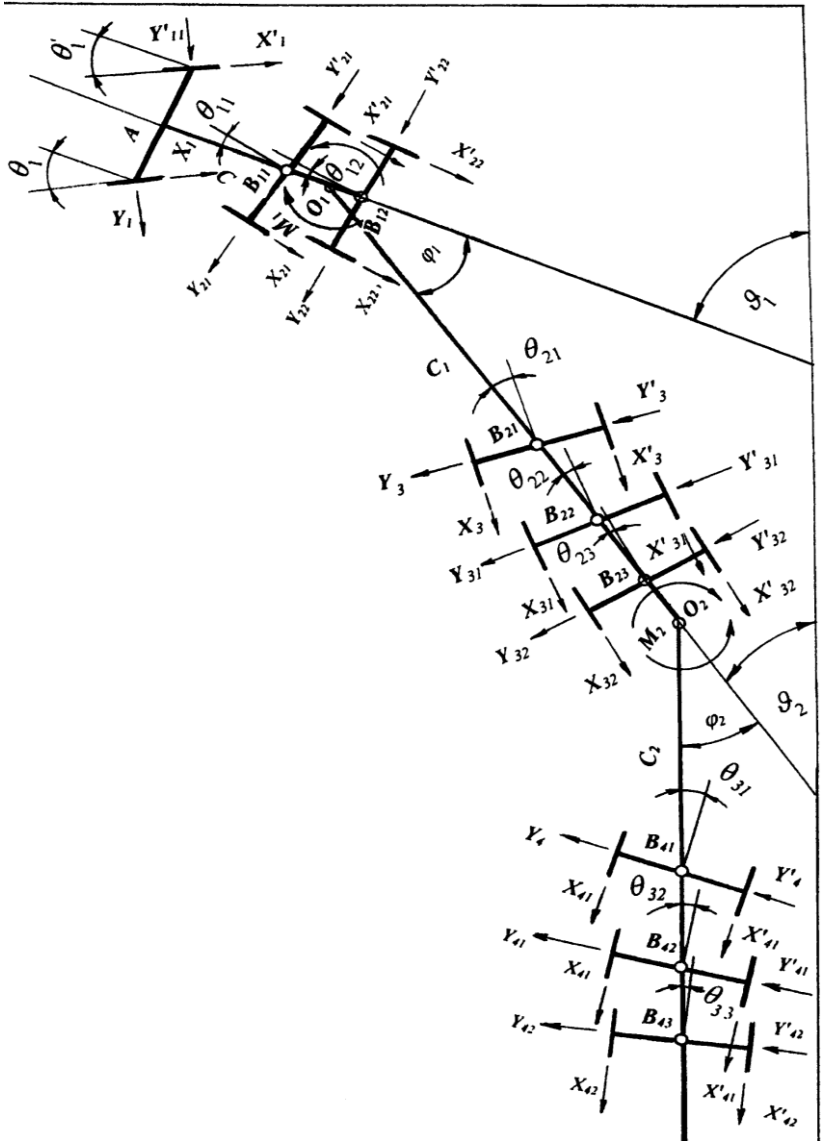


Рис. 1. Схема сил і моментів, що діють на триланковий сідельно-причпний автопоїзд

m_k, C_k, I_k ($k=1,2$) – теж саме для першої і другої ведених ланок; $\vartheta, \vartheta_1, \vartheta_2$ – курсові кути ланок автопоїзда; $v = \dot{x} \cos \vartheta + \dot{y} \sin \vartheta$, $u = -\dot{x} \sin \vartheta + \dot{y} \cos \vartheta$ – проєкції швидкості т. C на поздовжню і поперечну осі ведучої ланки; M_{c1}, M_{c2}, M_{c3} – моменти опору повороту ланок автопоїзда; $\omega, \omega_1, \omega_2$ – кутові швидкості ланок автопоїзда; θ_{li} ($i=1, \dots, n_1$), $\theta_{1\rho}$ ($\rho=1, \dots, n_3$), θ_{2s} ($s=1, \dots, n_4$) – кути повороту осей ланок автопоїзда; $X_{\alpha\beta}, Y_{\alpha\beta}$ – поздовжні і поперечні реакції на колесах осей ланок автопоїзда; $a_i = CA_i$, $b_j = CB_j$, $l = A_1B_{n2}$, $c = O_1C$, $d = O_1C_1$, $b_{1\rho} = CB_{1\rho}$, $L_1 = O_1B_{1n3} = d_1 + b_{1n3}$, $c_1 = O_2C_1$, $l_1 = O_2O_1 = c_1 + d_1$, $b_{2s} = C_2B_{2s}$, $L_2 = O_2B_{2n4} = d_2 + b_{2n4}$ – геометричні параметри автопоїзда.

Подумки роз'єднаємо автопоїзд на окремі ланки, для чого введемо горизонтальні зусилля в опорно-зчіпному та тягово-зчіпному пристроях. Рівняння плоскопаралельного руху для окремих ланок триланкового автопоїзда запишуться у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} m(\dot{v} - \omega u) = -\sum_{i=1}^{n_1} (X_{1i} \cos \theta_i - Y_{1i} \sin \theta_i) + \sum_{j=1}^{n_2} X_{2j} + X'; \\ m(\dot{u} + \omega v) = \sum_{i=1}^{n_1} (Y_{1i} \cos \theta_i - X_{1i} \sin \theta_i) + \sum_{j=1}^{n_2} Y_{2j} + Y'; \\ I\dot{\omega} = \sum_{i=1}^{n_1} (Y_{1i} \cos \theta_i - X_{1i} \sin \theta_i) a_i - \sum_{j=1}^{n_2} b_j Y_{2j} + cY' - M_{c1}. \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) = \\ = \sum_{\rho=1}^{n_3} (Y_{3\rho} \sin \theta_{1\rho} - X_{3\rho} \cos \theta_{1\rho}) - X' \cos \varphi_1 + Y' \sin \varphi_1 + X''; \\ m_1(\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) = \\ = \sum_{\rho=1}^{n_3} (X_{3\rho} \sin \theta_{1\rho} + Y_{3\rho} \cos \theta_{1\rho}) - X' \sin \varphi_1 + Y' \cos \varphi_1 - Y''; \\ I_1 \dot{\omega}_1 = \\ = -\sum_{i=1}^{n_1} (X_{3\rho} \sin \theta_{1\rho} + Y_{3\rho} \cos \theta_{1\rho}) b_{1\rho} - (X' \sin \varphi_1 - Y' \cos \varphi_1) d_1 + \\ + cY' - M_{c2}. \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_2(\dot{v}_2 - \omega_2 u_2) = \sum_{s=1}^{n_4} (Y_{4s} \sin \theta_{2s} - X_{4s} \cos \theta_{2s}) - X''' \cos \varphi_2 + Y''' \sin \varphi_2; \\ m_2(\dot{u}_2 + \omega_2 v_2) = \sum_{s=1}^{n_4} (X_{4s} \cos \theta_{2s} + Y_{4s} \sin \theta_{2s}) - X''' \sin \varphi_2 + Y''' \cos \varphi_2; \\ I_2 \dot{\omega}_2 = \\ = - \sum_{s=1}^{n_4} (X_{4s} \sin \theta_{2s} + Y_{4s} \cos \theta_{2s}) b_{2s} - (X'' \sin \varphi_2 - Y'' \cos \varphi_2) d_2 - M_{c3}. \end{array} \right. \quad (3)$$

Швидкості центрів мас напівпричепи і причепа запишуться у вигляді:

$$\begin{aligned} \bar{v}_{C1} &= v_1 \bar{i}_1 + u_1 \bar{j}_1, \\ \bar{v}_{C2} &= v_2 \bar{i}_2 + u_2 \bar{j}_2. \end{aligned}$$

Перемножимо перші два рівняння (3) спочатку на $\cos \varphi_2$ і $\sin \varphi_2$, а потім на $-\sin \varphi_2$ і $\cos \varphi_2$, а перші два рівняння (2) на $\cos \varphi_1$ і $\sin \varphi_1$, а потім на $-\sin \varphi_1$ і $\cos \varphi_1$, після чого складемо їх. Отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_2 [(\dot{v}_2 - \omega_2 u_2) \cos \varphi_2 + (\dot{u}_2 + \omega_2 v_2) \sin \varphi_2] = \\ = -X'' + \sum_{s=1}^{n_4} [Y_{4s} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2) - X_{4s} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2)]; \\ m_2 [-(\dot{v}_2 - \omega_2 u_2) \sin \varphi_2 + (\dot{u}_2 + \omega_2 v_2) \cos \varphi_2] = \\ = Y'' + \sum_{s=1}^{n_4} [X_{4s} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2) + Y_{4s} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2)]. \end{array} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 [(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \cos \varphi_1 + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \sin \varphi_1] = \\ = -X' - Y'' \sin \varphi_1 + X'' \cos \varphi_1 + \sum_{\rho=1}^{n_3} [Y_{3\rho} (\sin \theta_{1\rho} \cos \varphi_1 + \cos \theta_{1\rho} \sin \varphi_1) - \\ - X_{3\rho} (\cos \theta_{1\rho} \cos \varphi_1 - \sin \theta_{1\rho} \sin \varphi_1)]; \\ m_1 [-(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \sin \varphi_1 + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \cos \varphi_1] = \\ = Y' - Y'' \cos \varphi_1 - X'' \sin \varphi_1 + \sum_{\rho=1}^{n_3} [X_{3\rho} (\sin \theta_{1\rho} \cos \varphi_1 + \cos \theta_{1\rho} \sin \varphi_1) + \\ + Y_{3\rho} (\cos \theta_{1\rho} \cos \varphi_1 - \sin \theta_{1\rho} \sin \varphi_1)]. \end{array} \right. \quad (5)$$

Із рівняння (4) визначимо сили взаємодії між напівпричепом і причепом, а із рівняння (5) – між автомобілем-тягачем і напівпричепом. Отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} X'' = -m_2 [(\dot{v}_2 - u_2 \omega_2) \cos \varphi_2 + (\dot{u}_2 + v_2 \omega_2) \sin \varphi_2 + \\ + \sum_{s=1}^{n_4} [Y_{4s} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2) - X_{4s} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2)]]; \\ Y'' = m_2 [-(\dot{v}_2 - u_2 \omega_2) \sin \varphi_2 + (\dot{u}_2 + v_2 \omega_2) \cos \varphi_2] - \\ - \sum_{s=1}^{n_4} [X_{4s} \sin(\theta_{2s} + \varphi_2) + Y_{4s} \cos(\theta_{2s} + \varphi_2)]. \end{array} \right. \quad (6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X' = -m_1 [(\dot{v}_1 - u_1 \omega_1) \cos \varphi_1 + (\dot{u}_1 + v_1 \omega_1) \sin \varphi_1] - \\ - \sum_{\rho=1}^{n_3} [Y_{3\rho} \sin(\theta_{1\rho} + \varphi_1) - X_{3\rho} \cos(\theta_{1\rho} + \varphi_1) + X'' \cos \varphi_1 - Y'' \sin \varphi_1]; \\ Y' = m_1 [-(\dot{v}_1 - u_1 \omega_1) \sin \varphi_1 + (\dot{u}_1 + v_1 \omega_1) \cos \varphi_1] - \\ - \sum_{\rho=1}^{n_3} [Y_{3\rho} \cos(\theta_{1\rho} + \varphi_1) + X_{3\rho} \sin(\theta_{1\rho} + \varphi_1) + X'' \sin \varphi_1 + Y'' \cos \varphi_1]. \end{array} \right. \quad (7)$$

Розглянемо перші два рівняння (1) і рівняння (5). Для того, щоб виключити з них сили взаємодії між напівпричепом і автомобілем-тягачем достатньо скласти однойменні рівняння:

$$\left\{ \begin{array}{l} m(\dot{v} - \omega u) + m_1 [(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \cos \varphi_1 + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \sin \varphi_1] = \\ = - \sum_{i=1}^{n_1} (Y_{1i} \sin \theta_i + X_{1i} \cos \theta_i) - \sum_{j=1}^{n_2} X_{2j} + \\ + \sum_{\rho=1}^{n_3} [Y_{3\rho} (\sin \theta_{1\rho} \cos \varphi_1 + \cos \theta_{1\rho} \sin \varphi_1) - \\ - X_{3\rho} (\cos \theta_{1\rho} \cos \varphi_1 - \sin \theta_{1\rho} \sin \varphi_1)] + X'' \cos \varphi_1 - Y'' \sin \varphi_1; \\ m(\dot{u} + \omega v) + m_1 [-(\dot{v}_1 - \omega_1 u_1) \sin \varphi_1 + (\dot{u}_1 + \omega_1 v_1) \cos \varphi_1] = \\ = - \sum_{i=1}^{n_1} (Y_{1i} \cos \theta_i - X_{1i} \sin \theta_i) + \sum_{j=1}^{n_2} Y_{2j} + \\ + \sum_{\rho=1}^{n_3} [Y_{3\rho} (\cos \theta_{1\rho} \sin \varphi_1 + \sin \theta_{1\rho} \cos \varphi_1) + \\ + Y_{3\rho} (\cos \theta_{1\rho} \cos \varphi_1 - \sin \theta_{1\rho} \sin \varphi_1)] - X'' \sin \varphi_1 - Y'' \cos \varphi_1. \end{array} \right. \quad (8)$$

Поздовжні і бічні проекції швидкостей центрів мас C_i ведених ланок, а також абсолютні кутові швидкості цих ланок можна записати у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} v_1 = \dot{x}_1 \cos \vartheta_1 + \dot{y}_1 \sin \vartheta_1 = v \cos \varphi_1 - (u - \omega c) \sin \varphi_1; \\ u_1 = -\dot{x}_1 \sin \vartheta_1 + \dot{y}_1 \cos \vartheta_1 = v \sin \varphi_1 + (u - \omega c) \cos \varphi_1 - \omega_1 d_1; \\ v_2 = v_1 \cos \varphi_2 - (u - \omega_1 c) \sin \varphi_2 = v \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - \\ -(u - \omega c) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + \omega_1 l_1 \sin \varphi_2; \\ u_2 = v_1 \sin \varphi_2 + (u - \omega c) \cos \varphi_2 - \omega_2 d_2 = v \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + \\ +(u - \omega c) \cos(\varphi_1 + \varphi_2) - \omega_1 l_1 \cos \varphi_2 - \omega_2 d_2; \\ \omega_1 = \dot{\vartheta}_1 = \omega - \dot{\varphi}_1; \quad \omega_2 = \dot{\vartheta}_2 = \omega_1 - \dot{\varphi}_2 = \omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2. \end{array} \right. \quad (9)$$

Після підстановки виразів (9) у рівняння (8) і треті рівняння системи (1), (2) і (3) комбінації поздовжніх і бічних сил взаємодії ланок автопоїзда в опорно-зчпному і тягово-зчпному пристроях отримаємо систему диференціальних рівнянь, що описує плоскопаралельний рух ланок триланкового сидельно-причіпного автопоїзда

Висновки. Використовуючи потужності універсальної системи комп'ютерної математики Maple V, побудована математична модель руху триланкового сидельно-причіпного автопоїзда у вигляді системи рівнянь дасть можливість проаналізувати взаємозв'язки між конструктивними, кінематичними та силовими параметрами елементів автопоїзда.

Література

1. Льюнборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Василенко П.М., Василенко В.П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов). – К.: УСХА, 1980. – 137 с.
3. Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Англезі О.А. До питання використання триланкових автопоїздів в Україні// Автошляховик України.–2005. –№5. – С.13-16.
4. Кузнецов Р.М. Покращання показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Національний транспортний університет. – К., 2007.
5. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение. 1989. – 279 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

В.С. Ловейкін, д.т.н., Ю.В. Човнюк, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ВДОСКОНАЛЕННЯ ДИНАМІЧНИХ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН ПІД ДІЄЮ СИЛ, ЩО ЗМІНЮЮТЬСЯ У ЧАСІ

Запропонований вдосконалений критерій оцінки та динамічної оптимізації коливань механізмів і машин під дією сил, які змінюються у часі за довільним законом.

Постановка проблеми і аналіз публікацій. Розробці та застосуванню динамічних критеріїв для оцінки механізмів і машин присвячено багато робіт. Так, у [1, 2] критеріями оцінки режимів руху машин (і, зокрема, їх коливних рухів) слугує затухання у найкоротший час перехідних процесів та коефіцієнт динамічності. У роботі [3] управління рухом оцінюється витратами енергії, імпульсом керуючого впливу, швидкодією. Критеріями режиму руху машин можуть бути коефіцієнти нерівномірності руху і динамічності [4, 5]. Для визначення якості шарнірних чотириланкових пристроїв (механізмів) з позицій динаміки у роботі [6] використовується коефіцієнт нерівномірності руху.

У роботах [7, 9] динаміка механізмів та машин оцінюється максимальним значенням швидкостей, пришвидшень та ривків ланок та максимальним значенням динамічної потужності [10].

У деяких роботах для оптимізації параметрів механізмів і машин йдуть на компроміс між статичними й динамічними або кінематичними і динамічними критеріями. Так, у [11, 12] у якості критеріїв оцінки використовують вагу та частоту власних коливань ланок, а у [13] – вага й середньоквадратичне значення нерівномірного моменту пари сил інерції.

Аналіз цих та інших, не наведених у цій роботі, критеріїв показує, що для оцінки механізмів і машин за весь цикл руху не розроблено досить загальних динамічних критеріїв, котрі включали б у себе кінематичні, статичні й динамічні характеристики, оцінювали й оптимізували (у розрізі мінімізації) коливні рухи таких систем під дією сил, які змінюються у часі за довільним законом.

У роботах [14, 15] на основі функціоналу дії як найбільш універсальної міри руху або впливу отримані подібні критерії чи критеріальні дії за рахунок введення під інтеграл, крім кінетичної

енергії T або функції Лагранжа L , інших мір руху чи впливу. Такий набір дій характеризує витрати механічних засобів [16] за певними мірами руху чи впливу (механічної роботи, імпульсу сили, динамічної потужності, енергії – часу тощо).

На основі критеріальних дій розроблені питомі дії [17, 18], які оцінюють витрати механічних засобів на одиницю корисної ефективності й ККД за різними мірами руху чи впливу [19], котрі показують співвідношення між корисними й повними витратами механічних засобів машин за час повного циклу руху, а також обернені до них величини – безрозмірні питомі дії [19].

Проте, на думку авторів даної роботи, результати, отримані у [17-19], вимагають подальшого вдосконалення – особливо для тих випадків, коли оцінюються та оптимізуються (у розрізі мінімізації) коливні рухи механізмів і машин під дією сил, які змінюються у часі за довільним законом, а самі критерії стають комплексними й безрозмірними [20] (вимагають введення обґрунтованих вагових коефіцієнтів, які описують вплив на розглядувану систему пришвидшень вищих порядків).

Мета роботи полягає у розробці вдосконалених, у порівнянні з наведеними у [20], динамічних критеріїв оцінки та оптимізації коливань (у розрізі їх мінімізації) механізмів і машин під дією сил, які змінюються у часі за довільним законом. Крім того, використовуючи підхід роботи [21], визначені обґрунтовані вагові коефіцієнти комплексних безрозмірних критеріїв оптимізації коливних рухів вказаних систем за наявності впливу пришвидшень високих порядків.

Результати досліджень.

1. Теоретичні основи аналізу коливань систем з одним ступенем вільності руху.

Відомо [21], що системи (із зосередженими параметрами) з одним ступенем вільності руху називають такі, у котрих для фіксації їх геометричного стану у будь-який (довільний) момент часу достатньо знати лише один параметр, наприклад положення (у просторі й часі) певної точки чи ланки. При цьому у якості робочої моделі конкретного механізму (машини) використовується широко застосовувана модель матеріальної точки.

Реальні механізми (машини) зазвичай далекі від систем з одним ступенем вільності руху, проте для практичних цілей ряд задач динамічних розрахунків та оптимізації рухів таких (подібних) об'єктів дослідження можна замінити вивченням еквівалентної за кінцевими результатами, спеціально підібраної системи з одним ступенем вільності руху. На основі вказаних вище міркувань вивчення коливних

рухів систем з одним ступенем вільності руху складає одну з найважливіших задач/проблем динаміки механізмів і машин.

Якщо порушити рівновагу системи з одним ступенем вільності руху (прикласти імпульс до маси чи відхилити масу від стану статичної рівноваги, а потім залишити її для самої себе), то за відсутності сил опору система буде здійснювати вільні коливання за гармонічним законом:

$$y = y_0 \cdot \cos \omega t + \left(\frac{V_0}{\omega} \right) \cdot \sin \omega t ; \quad (1)$$

$$V = V_0 \cdot \cos \omega t - y_0 \cdot \omega \cdot \sin \omega t , \quad (2)$$

де y та V – переміщення й швидкість маси у момент часу t ; y_0 та V_0 – початкове відхилення та швидкість маси у момент часу $t = 0$; ω – кругова частота коливань, тобто число коливань за 2π секунд.

Переміщення y та y_0 у формулах (1) та (2) відрховуються від того стану, у якому знаходилась маса до моменту початку коливного процесу, тобто від статичного рівня.

Амплітуда переміщень залежить від початкових умов руху й виражається формулою:

$$y_{max} = \sqrt{y_0^2 + (V_0/\omega)^2} . \quad (3)$$

Кругова частота визначається одним з наступних виразів/співвідношень:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{M}} = \sqrt{\frac{c \cdot g}{Q}} = \sqrt{\frac{g}{y_{cm}}} = \sqrt{\frac{I}{M \cdot \delta_{aa}}} = \sqrt{\frac{E}{M \cdot L}} . \quad (4)$$

Тут y_{cm} – статичне переміщення (прогин), тобто переміщення маси M у заданому напрямку під впливом діючої у цьому напрямку сили, яка дорівнює за величиною власній силі ваги Q ; c – жорсткість системи, тобто сила, яка викликає при її статичному прикладанні одиничне безрозмірне переміщення; $M = \frac{Q}{g}$ – зосереджена маса системи; δ_{aa} –

піддатливість системи, тобто статичне переміщення точки закріплення маси M за рахунок дії/впливу безрозмірної одиничної сили, яка прикладена у тій самій точці, у напрямку цієї сили (тому ці переміщення й називають «можливими»); E – загальна енергія системи; L – її характерний розмір.

Кругова частота ω й T період (тривалість одного циклу коливань) пов'язані між собою залежністю:

$$T = \frac{2\pi}{\omega}. \quad (5)$$

Число коливань у одну хвилину (т.з. технічна частота) визначається виразом $f_m = 60/T$.

Період T вільних коливань й пов'язана з ним частота коливань є найголовнішими характеристиками системи (машини, механізму, конструкції тощо).

Слід зазначити, що у випадку зростання або зміни навантаження на систему за проміжок часу, який складає менше двох-трьох періодів власних коливань ($2...3T$), таке навантаження по відношенню до розглядуваної системи можна вважати динамічним або швидкоплинним.

Якщо ж навантаження на систему зростає або змінюється протягом часу, який дорівнює ($5...10T$) й більше, тоді ефект таких навантажень буде близьким до статичного.

Подібна класифікація навантажень дуже важлива для розв'язування й аналізу перехідних процесів (пуску, гальмування) у системі та подібних задач.

При дії на масу M сили, котра змінюється у часі за законом $P = f(t)$, система буде здійснювати вимушені коливання. У такому випадку переміщення маси у момент часу t буде визначатись виразом:

$$y = \frac{I}{\omega \cdot M} \cdot \int_0^t f(t_1) \cdot \sin[\omega \cdot (t - t_1)] dt_1. \quad (6)$$

Якщо до моменту прикладання вказаної сили P система здійснювала вільні коливання, то переміщення маси M буде визначатись сумою виразів (1) та (6).

При дії на систему короткотермінової сили з імпульсом:

$$S = \int_0^t P(\tau) d\tau, \quad (7)$$

де $t \ll T$, найбільше переміщення котре реалізується у системі (це буде тільки після зникнення самої сили P), виражається формулою:

$$y_{max} = \frac{S}{\omega \cdot M}. \quad (8)$$

Такому переміщенню відповідає еквівалентна статична сила $P_{екв.} = S \cdot \omega$.

За наявності у системі малих сил затухання, які пропорціональні першому степеню швидкості руху, що характерно для багатьох

машин/механізмів, де наявне в'язке тертя, рівняння вільних коливань записується у вигляді:

$$y = e^{-\varepsilon t} \cdot \left\{ y_0 \cdot \left(\cos \omega_1 t + \frac{\varepsilon}{\omega_1} \cdot \sin \omega_1 t \right) + \frac{V_0}{\omega_1} \cdot \sin \omega_1 t \right\}, \quad (9)$$

де частота $\omega_1 = \sqrt{\omega^2 - \varepsilon^2}$, період $T = \frac{2\pi}{\omega_1}$, $\varepsilon = \frac{\alpha}{2M}$ (тут α – коефіцієнт

опору – сила опору, яка виникає при швидкості руху системи, що дорівнює одиниці); ω – частота вільних коливань системи за відсутності опору.

При дії на таку систему збурюючої сили переміщення записується так:

$$y = \frac{I}{\omega_1 \cdot M} \cdot \int e^{-\varepsilon(t-t_1)} \cdot f(t_1) \cdot \sin[\omega_1 \cdot (t-t_1)] dt_1. \quad (10)$$

За наявності тривалої дії збурюючої сили, котра змінюється у часі за гармонічним законом $P_1 = P \cdot \sin(\Theta \cdot t)$ (досить розповсюджений випадок), як показує дослідження виразу (10), система буде здійснювати коливання з частотою Θ збурюючої сили (усталений режим), причому періодично повторювані найбільші амплітуди $y_{max}(\tau)$ будуть пов'язані зі статичними амплітудами залежністю $y_{max}(\tau) = \mu \cdot y_{cm(P)}$, де $y_{cm(P)}$ – статичне переміщення від найбільшого значення збурюючої сили, тобто від P , а μ – коефіцієнт динамічності, котрий визначається наступним виразом:

$$\mu = \frac{I}{\sqrt{\left[I - \left(\frac{\Theta}{\omega} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{\Theta}{\omega} \right)^2 \cdot \left(\frac{2\varepsilon}{\omega} \right)^2}}. \quad (11)$$

За наявності незначного опору руху системи й, взагалі, у зонах, віддалених від резонансу (коли Θ суттєво відрізняється від ω), можна вважати:

$$\mu = \left| \frac{I}{\left[I - \left(\frac{\Theta}{\omega} \right)^2 \right]} \right|. \quad (12)$$

Коефіцієнт динамічності для переміщень одночасно є коефіцієнтом динамічності й для напружень, тобто $\sigma_{дин} = \mu \cdot \sigma_{cm}$, де

$\sigma_{дин}$, $\sigma_{ст}$ – динамічне й статичне напруження, відповідно. Слід зазначити, що у системах з багатьма ступенями вільності руху коефіцієнти динамічності за напруженням й за переміщенням відрізняються [21].

При дослідженні крутих коливань системи розрахункові формули можна отримати з (1) – (10), замінюючи y та y_0 на φ й φ_0 – кути закрутки у моменти часу t і t_0 ; V й V_0 на $\dot{\varphi}$ і $\dot{\varphi}_0$ – кутові швидкості обертання у моменти часу t і t_0 ; M на J – момент інерції маси відносно вісі обертання.

2. Коливання системи з одним ступенем вільності руху під дією сил, які змінюються у часі за довільним законом.

2.1 Закон зміни навантаження у часі $P = f(t)$ – неперервна функція.

Якщо до виразу (6) застосовувати відоме правило інтегрування за частинами:

$$\int u \cdot dv = u \cdot v - \int v \cdot du, \quad (13)$$

зробивши спочатку заміну $\sin[\omega(t-t_1)] dt_1 = dv$; $f(t_1) = u$, а після підстановки її у (13) до отриманого нового інтегралу застосувати знову правило інтегрування за частинами і т.д., то визначення інтегралу (6) вказаним способом призведе до нескінченного ряду, а для випадку, коли $f(t_1)$ представляє собою алгебраїчний поліном зі скінченим числом членів, будемо мати скінченний ряд.

Отже, якщо закон зміни навантаження у часі $P = f(t)$ представляє неперервну функцію у часі (і неперервно диференційовану по аргументу t), то вираз (6) може бути розкладений у ряд наступним чином:

$$\begin{aligned} y &= \frac{1}{\omega \cdot M} \cdot \int_0^t f(t_1) \cdot \sin[\omega \cdot (t-t_1)] dt_1 = \\ &= \frac{1}{\omega^2 \cdot M} \cdot \left\{ \left[f(t) - \frac{1}{\omega^2} \cdot \ddot{f}(t) + \frac{1}{\omega^4} \cdot \overset{\cdot\cdot\cdot}{f}(t) - \dots \right] - \right. \\ &\quad \left. - \left[\frac{1}{\omega} \cdot \dot{f}(0) - \frac{1}{\omega^3} \cdot \overset{\cdot\cdot\cdot}{f}(0) + \dots \right] \cdot \sin \omega t - \right. \\ &\quad \left. - \left[f(0) - \frac{1}{\omega^2} \cdot \ddot{f}(0) + \frac{1}{\omega^4} \cdot \overset{\cdot\cdot\cdot}{f}(0) - \dots \right] \cdot \cos \omega t \right\}, \quad (14) \end{aligned}$$

де $\ddot{f}(t), \overset{\dots}{f}$ та ін. – вирази похідних (другого, четвертого та вищих порядків) від рівняння навантаження; $f(0), \dot{f}(0), \ddot{f}(0)$ та ін. – значення навантаження та похідних по часу при $t = 0$.

2.2. Закон зміни збурюючої сили $P(t)$ – поліном по t n -го степеня.

Якщо збурююча систему сила $P(t)$ має закон зміни у часі t наступного виду:

$$P = f(t) = P_0 + P'_0 \cdot \frac{t}{1!} + P''_0 \cdot \frac{t^2}{2!} + \dots + P_0^{(n)} \cdot \frac{t^n}{n!}, \quad (15)$$

тоді переміщення системи з одним ступенем вільності може бути записане у вигляді:

$$y = \frac{P_0}{M} \cdot \left(\frac{1 - \cos \omega t}{\omega^2} \right) + \frac{P'_0}{M} \cdot \left(\frac{\omega t - \sin \omega t}{\omega^3} \right) + \frac{P''_0}{M} \cdot \left(\frac{\cos \omega t - 1 + 0,5 \cdot \omega^2 t^2}{\omega^4} \right) + \\ + \frac{P_0'''}{M} \cdot \left(\frac{\sin \omega t - \omega t + 1/6 \omega^3 t^3}{\omega^5} \right) + \dots + \frac{P_0^{(n)}}{M} \cdot \int_0^{t(n)} \left[\frac{1 - \cos \omega t}{\omega^2} \right] (dt)^n, \quad (16)$$

де умовно позначено $\int_0^{t(n)} \left[\frac{1 - \cos \omega t}{\omega^2} \right] (dt)^n$ – n -кратний визначений

інтервал від нуля до t від функції $A_t = \frac{1 - \cos \omega t}{\omega^2}$; $P'_0 = \left. \frac{df}{dt} \right|_{t=0}$,

$$P''_0 = \left. \frac{d^2 f}{dt^2} \right|_{t=0}, \quad P_0''' = \left. \frac{d^3 f}{dt^3} \right|_{t=0} \quad \text{і т.д.}$$

Для відносного зміщення $\frac{y}{L}$ (нормоване на характерний розмір системи L переміщення y) з (16) отримаємо:

$$\frac{y}{L} = \frac{P_0}{M \omega^2 L} \cdot (1 - \cos \omega t) + \frac{P'_0}{M \omega^3 L} \cdot (\omega t - \sin \omega t) + \\ + \frac{P''_0}{M \omega^4 L} \cdot (\cos \omega t - 1 + 0,5 \cdot \omega^2 t^2) + \\ + \frac{P_0'''}{M \omega^5 L} \cdot (\sin \omega t - \omega t + 1/6 \omega^3 t^3) + \dots + \frac{P_0^{(n)}}{M \omega^{n+2} L} \cdot \int_0^{t(n)} [1 - \cos \omega t] (dt)^n. \quad (17)$$

Вираз (17) розкриває зміст та причини, які привели до виникнення певної величини $\frac{y}{L}$. Так, величина $\frac{P_0^{(k)}}{M \omega^{k+2} L}$ – є безрозмірним прискоренням системи k -го порядку ($k = 0, 1, 2, \dots, n$).

Коефіцієнт, який стоїть у круглих дужках біля кожного прискорення k -го порядку, характеризує коливний характер системи, який виникає внаслідок дії конкретного типу прискорення/пришвидшення. Позначимо цей вираз $I^{(k)}$. Тоді для запису (17) маємо:

$$\begin{cases} I^{(0)} = (1 - \cos \omega t); & I^{(1)} = (\omega t - \sin \omega t); & I^{(2)} = (\cos \omega t - 1 + 0,5 \omega^2 t^2); \\ I^{(3)} = (\sin \omega t - \omega t + 1/6 \omega^3 t^3); & \dots \end{cases} \quad (18)$$

Кожному $I^{(k)}$ – коефіцієнту відповідає пришвидшення $(k+2)$ – порядку, яке й викликало у системі коливний характер руху, що описується коефіцієнтом $I^{(k)}$.

Якщо безрозмірні амплітуди пришвидшень системи всі однакові, тобто:

$$\frac{P_0}{M \omega^2 L} = \frac{P'_0}{M \omega^3 L} = \frac{P''_0}{M \omega^4 L} = \frac{P'''_0}{M \omega^5 L} = \dots = \frac{P_0^{(n)}}{M \omega^{n+2} L} = idem, \quad (19)$$

тоді вплив конкретного пришвидшення $(k+2)$ – порядку ($k = 0, 1, 2, \dots, n$) описується відповідним коефіцієнтом $I^{(k)}$, який стоїть при цьому пришвидженні. «Вагове значення» вказаного впливу на систему в цілому, тобто кількісна оцінка значущості конкретного пришвидшення (його внеску) у величину $\frac{y}{L}$ може бути визначене з наступних співвідношень (та міркувань).

Вплив пришвидшення $(k+2)$ – порядку на величину $\frac{y}{L} \sim I^{(k)}$.

Позначимо $\left| \left(\frac{y}{L} \right)^{(k+2)} \right|$ – кількісну оцінку величини відносного

переміщення системи, викликаного пришвидшенням $(k+2)$ – порядку, тоді:

$$\left| \left(\frac{y}{L} \right)^{(2)} \right| : \left| \left(\frac{y}{L} \right)^{(3)} \right| : \left| \left(\frac{y}{L} \right)^{(4)} \right| : \left| \left(\frac{y}{L} \right)^{(5)} \right| = |I^{(0)}| : |I^{(1)}| : |I^{(2)}| : |I^{(3)}|, \quad (20)$$

і т.д.

У таблиці 1 подані значення модулів коефіцієнтів $I^{(0)}, I^{(1)}, I^{(2)}, I^{(3)}$ для різних значень ωt . Під t у даному випадку можна розуміти або тривалість перехідного процесу у системі ($t = t_p$), або ж час, який необхідний для набуття силою зовнішньої дії на розглядувану систему стабільного/усталеного значення ($t = t_{ycm}$). Саме модулі цих коливних коефіцієнтів (за умови (19)) й будуть визначати «вагу»/«вплив» кожного типу пришвидшення на коливання (і визначатимуть «внесок»

цього типу пришвидшення), які виникають у системі. Якщо $\omega t \ll 1$ – це означає, що перехідні процеси у системі, процеси стабілізації впливу зовнішнього силового фактору на систему надто швидкоплинні, динамічні (швидкозмінні). Якщо $\omega t \gg 1$ – то, навпаки, перехідні процеси у системі, як і процеси стабілізації впливу зовнішнього силового фактору сповільнені («затягнуті» у часі), довготривалі.

Таблиця. Значення коефіцієнтів $|I^{(0)}|$, $|I^{(1)}|$, $|I^{(2)}|$, $|I^{(3)}|$ у залежності від ωt

ωt	$ I^{(0)} $	$ I^{(1)} $	$ I^{(2)} $	$ I^{(3)} $
0,01	$1,5231 \cdot 10^{-8}$	$9,825 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-5}$	$9,825 \cdot 10^{-3}$
0,1	$1,5231 \cdot 10^{-6}$	0,09825	$5 \cdot 10^{-3}$	$9,809 \cdot 10^{-2}$
1	$1,5230 \cdot 10^{-4}$	0,98255	0,5	0,8159
10	$1,5192 \cdot 10^{-2}$	9,8264	50	156,84
50	0,3572	49,234	1250	20784,10
100	1,1736	99,015	4998,8	166567,7
1000	0,8264	1001,0	499999,2	166665665

З таблиці видно, що при $\omega t \ll 1$ $|I^{(3)}|/|I^{(0)}$ збільшується у $(6,5 \cdot 10^4 \dots 6,5 \cdot 10^5)$ разів. При $\omega t \approx 1$ вказане співвідношення зростає у $5,4 \cdot 10^3$ разів. При $\omega t \gg 1$ $|I^{(3)}|/|I^{(0)}$ зростає у $(1,42 \cdot 10^5 \dots 2,02 \cdot 10^9)$ разів. Усе це свідчить про важливість врахування впливу пришвидшень високого порядку в аналізі руху динамічних систем.

3. Узагальнений критерій динамічного вдосконалення механізмів і машин та визначення оптимального режиму їхнього руху. Критеріальна дія, яка враховує пришвидшення четвертого порядку включно, виражається функціоналом:

$$I = \int_0^{t_1} F(t, x, \dot{x}, \ddot{x}, \overset{IV}{x}, x^{(IV)}) dt, \quad (21)$$

де t_1 – тривалість перехідного процесу (пуску/гальмування) розглядуваної динамічної системи (механізму/машини).

Мінімум функціоналу (21) надає рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{\partial F}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial F}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial F}{\partial \ddot{x}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial F}{\partial \overset{IV}{x}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial F}{\partial x^{(IV)}} = 0. \quad (22)$$

У якості підінтегральної функції F функціоналу (21) оберемо наступний вираз:

$$F = \left\{ \left(\frac{\ddot{x}}{\omega^2 L} \right)^2 + \left(\frac{\ddot{\ddot{x}}}{\omega^3 L} \right)^2 + \left(\frac{x^{(IV)}}{\omega^4 L} \right)^2 \right\}. \quad (23)$$

Вибір F у вигляді (23) мотивований тією обставиною, що він дозволяє одразу оптимізувати (зменшити до мінімуму) рух динамічної системи за трьома безрозмірними пришвидшеннями від другого до четвертого порядку включно. Підстановка (23) у (22) дає наступне диференціальне рівняння, що визначає оптимальний закон руху $X(t)$ розглядуваної системи:

$$X^{(IV)} + \frac{X^{(VI)}}{\omega^2} + \frac{X^{(VIII)}}{\omega^4} = 0. \quad (24)$$

Характеристичне рівняння для (24) має наступні вісім коренів:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = 0; \quad \lambda_{5,6} = -\frac{1}{2}\omega \pm i \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}\omega; \quad i = \sqrt{-1}; \quad (25)$$

$$\lambda_{7,8} = +\frac{1}{2}\omega \pm i \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}\omega.$$

Співвідношення (25) дозволяє визначити закон руху системи $X(t)$, який мінімізує коливання протягом періоду часу t_1 , викликані пришвидшеннями від другого до четвертого порядку включно. Він має наступний вигляд:

$$X(t) = C_1 + C_2 \cdot t + C_3 \cdot t^2 + C_4 \cdot t^3 + C_5 \cdot e^{-\frac{1}{2}\omega t} \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\omega t\right) + C_6 \cdot e^{\frac{1}{2}\omega t} \times$$

$$\times \cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\omega t\right) + C_7 \cdot e^{\frac{1}{2}\omega t} \cdot \sin\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\omega t\right) + C_8 \cdot e^{\frac{1}{2}\omega t} \cdot \cos\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\omega t\right), \quad (26)$$

$$C_k = \text{const}, \quad k = \overline{(1,8)}.$$

Для знаходження усіх сталих C_k можна використати наступні умови:

а) відбувається пуск динамічної системи –

$$\dot{X} = \ddot{X} = \ddot{\ddot{X}} = X^{(IV)} = 0, \quad \text{при } t = 0;$$

$$\dot{X} = V_0, \quad \ddot{X} = \ddot{\ddot{X}} = X^{(IV)} = 0, \quad \text{при } t = t_1. \quad (27)$$

б) відбувається гальмування динамічної системи –

$$\dot{X} = V_0, \quad \ddot{X} = \ddot{\ddot{X}} = X^{(IV)} = 0, \quad \text{при } t = 0;$$

$$\dot{X} = 0, \quad \ddot{X} = \ddot{\ddot{X}} = X^{(IV)} = 0, \quad \text{при } t = t_1. \quad (28)$$

Зазначені умови (27), (28) дозволяють записати вісім рівнянь (лінійних) для коефіцієнтів $C_k = const$, $k = \overline{(1,8)}$, враховуючи у цих рівняннях закон руху системи (26). Вказані лінійні рівняння для коефіцієнтів C_k можна розв'язати за правилом Крамера.

Висновки

1. Всебічно досліджені коливання систем з одним ступенем вільності руху під дією сил/прискорень, які змінюються у часі за довільним законом.

2. Запропонований критерій динамічного вдосконалення механізмів та машин і визначений оптимальний режим руху системи. При наявності пришвидшень від другого до четвертого порядку включно визначений режим руху системи дозволяє у процесах пуску/гальмування мінімізувати можливі коливання системи (причиною котрих і є наявність пришвидшень).

3. Встановлені критерії та закони руху динамічної системи можуть слугувати у подальшому для уточнення та вдосконалення інженерних методів розрахунку подібних систем.

Література

1. Голубенцев А.И. Интегральные методы в динамике. – К.: Техніка, 1967. – 350с.

2. Голубенцев А.И. Проблема оптимальных режимов в динамике машин //Теория механизмов и машин. – Харьков, 1969. – Вып. 6. – С.3 – 13.

3. Красовский И.И. Теория управления движением (линейные системы). – М.: Наука, 1968. – 476с.

4. Артоболевский И.И. Об одном критерии режима движения машин // Доклады АН СССР. – М., 1971. – Т.197. - №2.- С.303 – 306.

5. Артоболевский И.И. Динамические критерии движения машин // Теоретична и приложена механіка /Болгария/, 1971. - №1. – С.11 – 24.

6. Тышкевич В.А. Коэффициенты качества шарнирных четырехзвенников // Анализ и синтез механизмов. – М.: Машиностроение, 1966. – С.70 – 95.

7. Вульфсон И.И. Динамика машин с упругими звеньями. – Л.: Машиностроение, 1969. – 350с.

8. Вульфсон И.И. Динамические расчёты цикловых механизмов. – Л.: Машиностроение, 1976. – 280с.

9. Тартаковский И.И. К синтезу оптимальных законов движения с различными ограничениями // Совещание по методам

расчёта механизмов и машин-автоматов. Тез. докл. – Львов, 1971. – 19 – 21 октября 1971.

10. Krumm H., Minke D. Kennwerte für der Entwurf von Shwingrastgetrieben // VDI – Forschungsh, 1980. – Т.3. – №597. – С.7 – 15.

11. Репко В.Н., Герасименков Е.Н. Ограничение на величину частоты собственных колебаний как условие при оптимизации шарнирно-стержневых систем по объёму. – Ижевск, 1980. – 9с. Деп. в ВИНТИ, №2357-80.

12. Репко В.Н., Герасименков Е.Н. Оптимизация шарнирно-стержневых механизмов по весу и частоте собственных колебаний. – Ижевск, 1980. – 9с. Деп. в ВИНТИ, №2358-80.

13. Caron W.L., Stephens J.M. Feasible parameter design spaces for force and root-mean-square moment balancing and in line 4R4 – bar synthesized for Kinematic criteria // Mech. and Mach. Theory. – 1978. V.13. - №6. – P.649 – 658.

14. Космодемьянский А.А. Курс теоретической механики. Ч. II. – М.: Просвещение, 1966. – 420с.

15. Горский Б.Е. Комплексные параметры динамики машин // Реферативная информация «Строительная механика и расчёт сооружений». – К.: Вища школа, 1972. – Вып.3. – С.29 – 30.

16. Зоммерфельд А. Механика. – М.: Иностранная литература, 1947. – 630с.

17. Горский Б.Е. О совершенствовании механических систем // Прикладная механика. – 1973. – Т.IX. – Вып.4. – С.97 – 103.

18. Горский Б.Е. О критериях совершенства механических систем // Прикладная механика. – 1974. – Т.X. – Вып.2. – С.74 – 80.

19. Горский Б.Е., Ловейкин В.С. Безразмерные критерии динамического совершенствования механических систем // Критерии качества и эффективности механических систем. – Киев: Знание, 1978. – С.12 – 15.

20. Ловейкин В.С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168с.

21. Безухов Н.И., Лужин О.В., Колкунов Н.В. Устойчивость и динамика сооружений в примерах и задачах. – М.: Высшая школа, 1987. – 264с.

В.С. Ловейкін, д.т.н., Ю.В. Човнюк, к.т.н., Ю.О. Ромасевич
Національний університет біоресурсів та природокористування України

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ДИНАМІЧНОГО ХАОСУ В СИСТЕМІ „ПЛАВУЧИЙ ДОК (ПОНТОН) – ПОРТАЛЬНИЙ КРАН” ПРИ ПЕРЕМІЩЕННІ ЦЕНТРА ВАГИ СУДНА ПО ЕЛІПТИЧНІЙ ОРБІТІ

У роботі наведений аналіз особливостей динамічного хаосу, який виникає у системі „плавучий док (понтон) – портальний кран” при переміщенні центру ваги судна вповодж еліптичної орбіти.

Постановка проблеми. Серед сил, які діють на портальний кран, розміщений на понтоні, чільне місце займають сили інерції, викликані качкою на хвилях. Ці сили інерції діють як на елементи самого крану, так й на підвішений на канатах вантаж.

Горизонтальні сили інерції, діючі на вантаж, викликають відхилення вантажних канатів від вертикалі. Після припинення дії сили, що призвела до відхилення вантажу, останній здійснює коливні рухи, подібно маятнику, який виведений зі стану рівноваги. Повторне прикладення горизонтальних сил інерції при пусках/гальмуваннях або при качці може збільшити (суттєво) амплітуду цих коливань й в кінцевому випадку привести до явища динамічного хаосу.

При проведенні інженерних розрахунків навантажень, діючих у гнучких елементах (канатах), у металоконструкції портального крану слід враховувати вказані вище сили та явища.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сили інерції, викликані качкою судна на хвилях, розглянуті у роботах [1, 2]. При цьому качка судна на хвилях зазвичай розглядається як складний рух, котрий складається з поперечних качань – бортової качки – й повздовжніх качань – кильової качки.

Внаслідок того, що амплітуда (а відповідно, й сила інерції) кильової качки завжди значно менше амплітуди бортової качки, при розрахунку кранових конструкцій зазвичай розглядають тільки бортову качку (хоча існує ще й тангажна качка).

Рух який здійснює судно (понтон чи плавучий док) під час бортової качки на хвилях, у свою чергу, може бути представлений як складний рух, що виникає у результаті складання наступних двох рухів [1, 2]:

1) гармонічних коливань навколо повздовжньої вісі, яка проходить через центр ваги судна;

2) переміщення самої повздовжньої вісі за деякою орбітою (еліптичній/круговій), близькій до кола.

На рис. 1, а, б та в подані три послідовні положення плавучого дока за наявності бортової качки. Док здійснює гармонічні коливні рухи навколо центру ваги d . Амплітуда цих коливань A дорівнює максимальному куту крену при качці γ_{\max} . Центр ваги дока здійснює рівномірний обертальний рух по круговій орбіті радіуса r навколо деякої точки O . Розгляд кожного з цих двох рухів окремо поданий нижче (в уточненій постановці) [3].

У роботах [4-7] розглянуті основні властивості динамічного хаосу, який виникає у гамільтонівських (динамічних) системах. Встановлено, що хаос виникає внаслідок специфічної локальної нестійкості відносно наскільки завгодно малих збурень орбіт системи. Він проявляє себе у певних областях фазового простору, а також певних областях значень параметрів системи. Однак найбільш дивовижною властивістю динамічного хаосу є його неunikненість у типових фізичних ситуаціях. Мається на увазі наступне. При досить загальних умовах існують області у фазовому просторі і у просторі значень параметрів, у котрих динаміка системи стохастична. Ці області можуть бути як завгодно малі, однак їх не можна уникнути при будь-яких скінченних значеннях параметрів й фіксованій конструкції динамічної системи (тобто виду її гамільтоніана). Яскравим прикладом такої ситуації є дифузія Арнольда – універсальний необмежений транспорт часточок по каналам стохастичного павутиння у динамічних системах з числом степенів вільності руху, більшим двох.

Перехід від систем, у яких відсутня хаотична динаміка, до систем з динамічним хаосом супроводжується появою малих областей – зародків хаосу. У гамільтонівських системах такими зародками є стохастичні прошарки та стохастичне павутиння. Вони реалізують слабкий хаос у динамічних системах й одночасно продукують деяке розбиття фазового простору. Внаслідок цього топологічні властивості фазового простору виявляються тісно сплетеними з умовами та формою областей – зародків хаосу.

Дослідження стохастичних прошарків було розпочате двома з авторів [4, 5] (Р.З. Сагдеевим та Г.М. Заславським) у 1966 р. у зв'язку з проблемою руйнування магнітних поверхонь у торіодальних магнітних пастках. Практично одразу з'ясувалось, що результат існування стохастичних прошарків, яких не можна уникнути, є універсальним. У подальшому стало зрозуміло, що система стохастичних прошарків може об'єднуватись у деяку зв'язну мережу, утворюючи стохастичне павутиння. Пронизуючи весь фазовий простір,

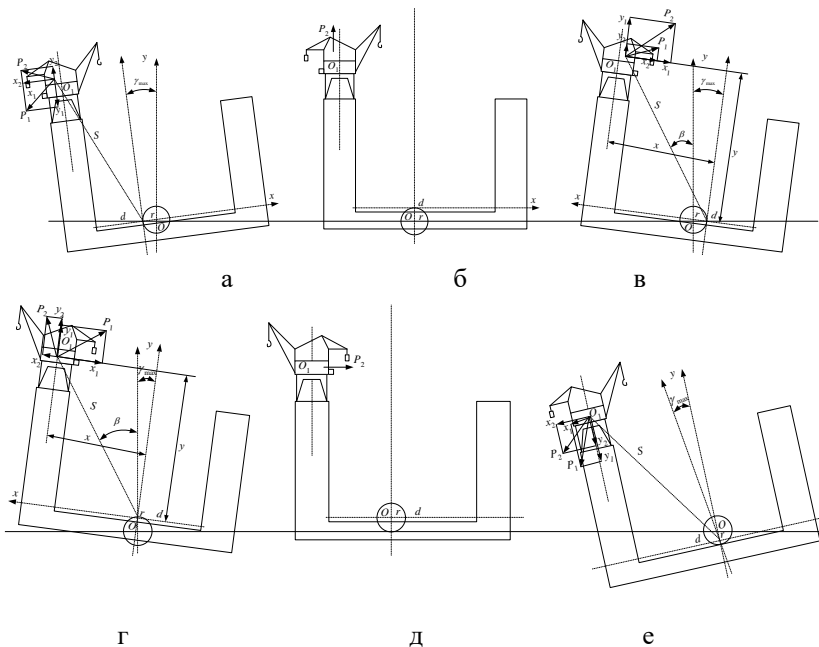


Рис. 1. Сили інерції, прикладені до центру ваги порталного крану, встановленого на плавучому доку, при качці доку на хвилях

стохастичне павутиння грає визначну роль у проблемі глобальної стійкості. Тому немає нічого дивного у тому, що коло прикладень (застосувань) цих питань виявилось дуже широким. Одним із застосувань результатів отриманих у [4-7], є задачі, пов'язані з аналізом сил інерції, викликаних качкою понтону на хвилях, які визначають фазову траєкторію та фазовий портрет руху вантажу на канаті порталного крану, розміщеного на плавучому доку.

Метою дослідження є встановлення та аналіз основних особливостей динамічного хаосу у системі „плавучий док (понтон) – порталний кран” при переміщенні центра ваги судна по еліптичній (а не круговій, як у [2]) орбіті методами, розвинутими у [4-7].

Результати дослідження.

1. Гармонічні коливання навколо вісі, що проходить через центр ваги понтону, на якому розміщений порталний кран.

Рівняння гармонічних коливань має вигляд:

$$\ddot{\gamma} + \Omega\gamma = 0, \quad \dot{\gamma} \equiv \frac{d^2\gamma}{dt^2}, \quad (1)$$

де $\Omega = \frac{2\pi}{T}$ - частота коливань понтону, тут T – період бортової качки,
 γ - кут крену понтону при качці, t – час.

Розв'язок (1) має вигляд:

$$\gamma = A \sin\left(\frac{2\pi t}{T} + \varepsilon\right) = A \sin(\Omega t + \varepsilon), \quad (2)$$

де A – амплітуда коливань, котра дорівнює найбільшому куту крену при качці, у радіанах: $A = \gamma_{max}$; ε - фаза, величина котрої залежить від початкових умов качки.

Якщо у початковий момент $t=0$ прийняти $\gamma=0$, тоді $\varepsilon=0$ й

$$\gamma = A \sin \frac{2\pi t}{T} = A \sin(\Omega t).$$

Кугове прискорення буде дорівнювати другій похідній $\gamma(t)$ по часу:

$$\ddot{\gamma} = -A \frac{4\pi^2}{T^2} \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) = -A\Omega^2 \sin(\Omega t). \quad (3)$$

Найбільша величина кутового прискорення:

$$\ddot{\gamma}_{max} = -\frac{4\pi^2}{T^2} \gamma_{max} = -\Omega^2 A. \quad (4)$$

У відповідності до цього прискорення сила інерції маси m (вантажу), що знаходиться у точці O_1 , з координатами x та y , на відстані S від центру ваги судна d (див. рис. 1, а, б, в, г та е):

$$P_1 = m\ddot{\gamma}_{max} S. \quad (5)$$

Складові цієї сили вздовж осей X та Y будуть (рис. 1, г):

$$\begin{cases} X_1 = \pm P_1 \cos \beta = \pm P_1 \frac{y}{S} = \pm m\ddot{\gamma}_{max} S \frac{y}{S} = \pm m \frac{4\pi^2}{T^2} \gamma_{max} y = \pm m\Omega^2 Ay; \\ Y_1 = \pm P_1 \sin \beta = \pm P_1 \frac{x}{S} = \pm m\ddot{\gamma}_{max} S \frac{x}{S} = \pm m \frac{4\pi^2}{T^2} \gamma_{max} x = \pm m\Omega^2 Ax, \end{cases} \quad (6)$$

де β - кут, утворений прямою dO_1 з віссю Y .

Знаки залежать від положення судна на хвилях (рис. 1, а, в, г, е). Для визначення закону $P_1(t)$ використаємо (3), (5), (6):

$$\begin{cases} P_1(t) = -m\Omega^2 AS \sin(\Omega t); \\ X_1 = -m\Omega^2 Ay \sin(\Omega t); \\ Y_1 = -m\Omega^2 Ax \sin(\Omega t). \end{cases} \quad (7)$$

Тоді (7) визначає результуючу силу $P_1(t)$ та її складові $X(t)$, $Y(t)$ у будь-який момент часу t .

Період бортової качки T приймається рівним періоду вільних бортових коливань самого судна (понтону), оскільки при наявності резонансу (період зміни форми хвильової поверхні води дорівнює періоду вільних коливань судна) плавучий док знаходиться під впливом найбільшої качки.

Використовуючи [3], можна визначити період T зміни форми хвильової поверхні води:

$$T = \left\{ \frac{2\pi\lambda}{g} \operatorname{cth}\left(\frac{2\pi}{\lambda} h\right) \right\}^{1/2}, \quad (8)$$

де h – глибина водойми (відстань від поверхні води до дна), λ – довжина хвилі, яка розповсюджується вздовж поверхні води, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Для частоти Ω з (8) маємо:

$$\Omega = \left\{ g \frac{2\pi}{\lambda} \operatorname{th}\left(\frac{2\pi}{\lambda} h\right) \right\}^{1/2}. \quad (9)$$

При $\frac{2\pi}{\lambda} h = 2,65$, $\operatorname{th}\left(\frac{2\pi}{\lambda} h\right) = 0,99$, тому для $\frac{2\pi}{\lambda} h > 2,65$

можна вважати $\operatorname{th}\left(\frac{2\pi}{\lambda} h\right) \approx 1$, тоді:

$$\Omega = \left\{ g \frac{2\pi}{\lambda} \right\}^{1/2}. \quad (10)$$

Для $\frac{2\pi}{\lambda} h > 2,65$ з (10) знайдемо для T :

$$T = \left\{ \frac{2\pi\lambda}{g} \right\}^{1/2}. \quad (11)$$

Зв'язок λ з T набуває вигляду, поданого у [2]:

$$\lambda = \frac{g}{2\pi} T^2, \quad h > (\lambda \cdot 2,65) / (2\pi). \quad (12)$$

Таким чином, глибину води h слід вважати великою, якщо вона більше половини довжини хвилі $\left(\frac{\lambda}{2}\right)$. Як наслідок, зазначимо, якщо глибина води змінюється плавно, то цим можна знехтувати при умові, що $\frac{2\pi h}{\lambda} > 2,65$ або $h \gg \frac{\lambda}{2}$.

Зазвичай плавучі крани на понтонах та плавучі доки, на котрих встановлюються порталні крани, мають період качки у межах $T=3\dots 8$ с [2]. У таблиці 1 наведені значення Ω й λ для вказаних значень T , при виконанні умови $\frac{2\pi h}{\lambda} > 2,65$.

Таблиця 1. Значення Ω , с^{-1} та λ , м для різних T , с

T , с	Ω , с^{-1}	λ , м
3,0	2,094	14,037
4,0	1,571	24,955
5,0	1,257	38,993
6,0	1,047	56,150
7,0	0,898	78,426
8,0	0,785	99,822

2. Переміщення центру ваги судна вздовж кругової орбіти

Згідно з прийнятим вище, період зміни форми хвильової поверхні води, тобто період хвилі, дорівнює періоду вільних коливань судна, на якому встановлений порталний кран; звідси період рівномірного обертання центру ваги d навколо точки O (див. рис. 1) також буде рівним T . При цьому кутова швидкість обертання $\omega = 2\pi/T$.

При обертанні центру ваги d навколо точки O по колу радіусом r всі точки судна описують такі ж кола радіусу r й знаходяться під дією доцентрового прискорення:

$$j = \omega^2 r = \frac{4\pi^2}{T^2} r, \quad (13)$$

котре викликає відцентрову силу інерції:

$$P_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} r. \quad (14)$$

У момент знаходження судна на вершині хвилі ця сила буде спрямована вертикально вгору, на підшві хвилі – вниз, й на середині схилу хвилі – горизонтально, вправо чи вліво.

При розгляді сил інерції, викликаних качкою на хвилях, слід розрізняти наступні два можливих випадки:

а) випадок 1 – ширина понтону чи дока B менше чи дорівнює половині дійсної довжини хвилі λ поверхні води ($B \leq 0,5\lambda$).

У цьому випадку понтон/док буде досить точно відслідковувати свій рух за хвильовою поверхнею й матиме найбільший

кут крену на схилі хвилі. На вершині й на підшві хвилі цей кут буде дорівнювати нулю (рис. 2, а).

б) випадок 2 - ширина понтону чи дока B більше половини дійсної довжини хвилі λ поверхні води: $B > 0,5\lambda$.

У цьому випадку понтон/док не буде слідкувати за хвилевою поверхнею, а буде відставати від неї приблизно на $\frac{1}{4}$ довжини хвилі λ . Найбільший кут крену при цьому буде мати місце на вершині й на підшві хвилі. Качка понтону/доку буде наближатись до умов качки звичайного корабля, у якого дно неплоске (рис. 2, б).

У першому випадку, коли $B \leq 0,5\lambda$, для положень, подані на рис. 1, а та рис. 1, в, проєкції відцентрової сили P_2 на вісі X та Y будуть дорівнювати:

$$\begin{cases} X_2 = \pm P_2 \cos \gamma_{\max} = \pm m \frac{4\pi^2}{T^2} r \cos \gamma_{\max} = \pm m\omega^2 r \cos \gamma_{\max}; \\ Y_2 = P_2 \sin \gamma_{\max} = m \frac{4\pi^2}{T^2} r \sin \gamma_{\max} = m\omega^2 r \sin \gamma_{\max}. \end{cases} \quad (15)$$

Складові рівнодіючої сили інерції, направлені вздовж координатних вісей, можна отримати, склавши відповідні складові формул (6) та (15) (рис. 1, а, в):

Для $B \leq 0,5\lambda$:

$$\begin{cases} X = X_1 + X_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} (\pm y \gamma_{\max} \pm r \cos \gamma_{\max}); \\ Y = Y_1 + Y_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} (\pm x \gamma_{\max} \pm r \sin \gamma_{\max}). \end{cases} \quad (16)$$

Повторюючи аналогічні перетворення для випадку $B > 0,5\lambda$, отримаємо складові сили інерції вповдовж координатних вісей (рис. 1, г, е):

для $B > 0,5\lambda$:

$$\begin{cases} X = X_1 + X_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} (\pm y \gamma_{\max} \pm r \sin \gamma_{\max}); \\ Y = Y_1 + Y_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} (\pm x \gamma_{\max} \pm r \cos \gamma_{\max}). \end{cases} \quad (17)$$

У формулах (16) та (17): X, Y – складові сил інерції вздовж вісей координат (у Н); m – маса крану, або розглядуваної його частини (вантаж), у кг; T – період качки понтону чи дока, с; x, y – координата центру ваги крану чи його розглядуваної частини, які відраховуються

від центру ваги дока/понтону, м; γ_{max} - найбільший кут крену при качці, у радіанах; r - радіус обертання центру ваги понтона/дока, у м; зазвичай, $r = \frac{\lambda}{40}$, або $r = \frac{z}{2}$, де z - висота хвилі.

Довжину хвилі λ , яка відповідає заданому періоду вільних коливань понтона/дока T , можна обчислити з наступного трансцендентного рівняння:

$$\frac{2\pi\lambda}{g} \operatorname{cth}\left(\frac{2\pi}{\lambda} h\right) = T^2. \quad (18)$$

Якщо $\frac{2\pi}{\lambda} h > 2,65$, тоді λ знаходимо з (12).

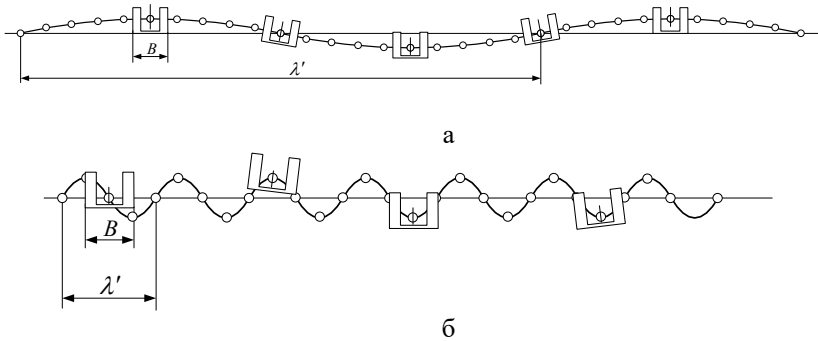


Рис. 2. Для випадку качки доку на хвилях: а) $B \leq 0,5\lambda$ - док слідує за хвильовою поверхнею води; найбільший крен на схилі хвилі; б) $B > 0,5\lambda$ - док не слідує за хвильовою поверхнею води; найбільший крен на вершині та на підшві хвилі

Дійсна довжина хвилі хвильової поверхні води λ , яка визначає, котрий з двох випадків качки слід прийняти за розрахунковий, залежить від того, у якому водному басейні буде знаходитись понтон/док, й для різних морів буде різна.

Знаки у формулах (16), (17) визначаються тим положенням понтону/доку, яке розглядається, й прийнятим напрямком вісей координат.

3. Переміщення центру ваги судна вповодж еліптичної орбіти [3].

Згідно з роботою [3], де розглянута, зокрема, лінійна теорія хвиль на воді (т.з. хвилі Ейрі), траєкторія часточок рідини, які

знаходяться на певній глибині \bar{z} ($0 \leq \bar{z} \leq h$), є еліпсами, котрі мають центри у точці $z = \bar{z}$, а піввісі (рис. 3):

$$\left. \begin{aligned} \text{а) вертикальна} - b &= \frac{g 2\pi}{\lambda \Omega^2} a_0 \frac{\text{sh}[\frac{2\pi}{\lambda}(\bar{z}+h)]}{\text{ch}(\frac{2\pi}{\lambda}h)}; \\ \text{б) горизонтальна} - a &= \frac{g 2\pi}{\lambda \Omega^2} a_0 \frac{\text{ch}[\frac{2\pi}{\lambda}(\bar{z}+h)]}{\text{ch}(\frac{2\pi}{\lambda}h)}, \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

де a_0 - амплітуда хвилі на поверхні води, $i = \sqrt{-1}$.

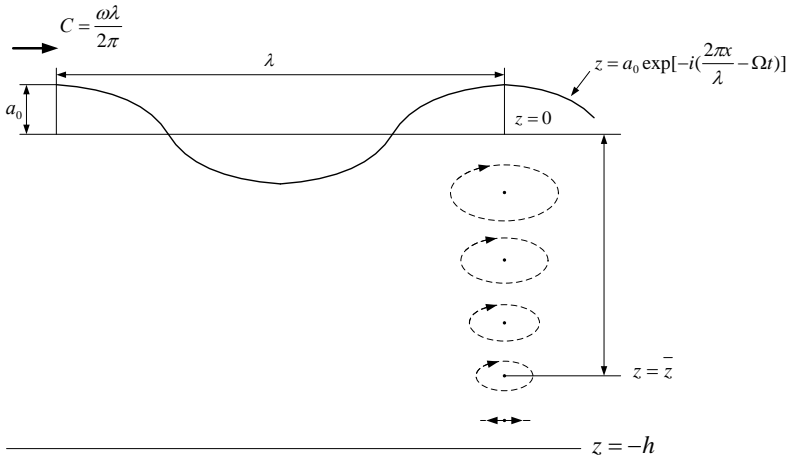


Рис. 3. Лінійні хвилі (хвилі Ейрі)

Слід зазначити, що вертикальна напіввісь на дні виявляється рівною нулю. Для глибокої води величина $\frac{2\pi}{\lambda}h$ стає великою, й вирази (19) суттєво спрощуються:

$$\left\{ \begin{aligned} \text{ch}(\frac{2\pi}{\lambda}h) &\approx \frac{1}{2} \exp(\frac{2\pi}{\lambda}h); & \text{ch}[\frac{2\pi}{\lambda}(\bar{z}+h)] &\approx \frac{1}{2} \exp[\frac{2\pi}{\lambda}(\bar{z}+h)]; \\ \text{sh}[\frac{2\pi}{\lambda}(\bar{z}+h)] &\approx \frac{1}{2} \exp[\frac{2\pi}{\lambda}(\bar{z}+h)]. \end{aligned} \right. \quad (20)$$

Зрозуміло, що траєкторії типу (19) будуть притаманні й центру ваги понтону, на якому встановлений порталний кран. Тому замість

параметру r , який присутній у відповідних розрахунках сил інерції, тепер буде стояти величина a чи b . Отже, співвідношення (15)-(17) тепер набувають іншого вигляду:

$$\begin{cases} X_2 = \pm m\omega^2 \tilde{r} \cos \gamma_{max}; & Y_2 = \pm m\omega^2 \tilde{r} \sin \gamma_{max}; \\ \tilde{r} = \{x_0^2 + y_0^2\}^{1/2}, & \frac{x_0^2}{a^2} + \frac{y_0^2}{b^2} = 1. \end{cases} \quad (21)$$

Для $B \leq 0,5\lambda$:

$$\begin{cases} X = X_1 + X_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} (\pm y \gamma_{max} \pm \tilde{r} \cos \gamma_{max}); & \tilde{r} = \{x_0^2 + y_0^2\}^{1/2}; \\ Y = Y_1 + Y_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} (\pm x \gamma_{max} \pm \tilde{r} \sin \gamma_{max}); & \frac{x_0^2}{a^2} + \frac{y_0^2}{b^2} = 1. \end{cases} \quad (22)$$

Для $B > 0,5\lambda$:

$$\begin{cases} X = X_1 + X_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} (\pm y \gamma_{max} \pm \tilde{r} \sin \gamma_{max}); & \tilde{r} = \{x_0^2 + y_0^2\}^{1/2}; \\ Y = Y_1 + Y_2 = m \frac{4\pi^2}{T^2} (\pm x \gamma_{max} \pm \tilde{r} \cos \gamma_{max}); & \frac{x_0^2}{a^2} + \frac{y_0^2}{b^2} = 1. \end{cases} \quad (23)$$

4. Динамічний хаос при переміщенні центру ваги понтону, з розміщенням на ньому порталним краном, вповдовж еліптичної орбіти.

Слід зазначити, що понтон, з розміщенням на ньому порталним краном, є асиметричним тілом, і тому, на думку авторів даної роботи, може здійснювати стохастичні обертаня при русі вповдовж некругових (у даному випадку, еліптичних) орбіт. Асиметрична форма понтону з порталним краном призводить до своєрідного спін-орбітального зв'язку [5]. Розглянемо динамічний аспект даної задачі.

З метою спрощення будемо вважати, що вісь обертаня центра ваги понтона (т.з. „спінова вісь”) перпендикулярна до площини його орбіти (рис. 4).

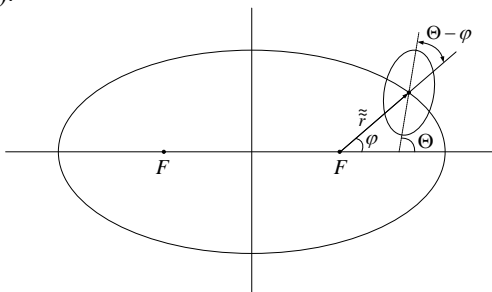


Рис. 4. Геометрія „спін-орбітального” зв'язку понтону

Сам понтон з порталним краном, розміщеним на ньому, можна подати у формі трьохосного еліпсоїду з головними моментами інерції $J_A < J_B < J_C$ (J_C - момент відносно спінової вісі). (По суті, у понтона з порталним краном є три моменти інерції – вповдовж кіля, вповдовж тангажу, вповдовж борту. Тому J_A - відповідає моменту інерції, який притаманний бортовій качці судна, J_B - тангажним коливанням, J_C - кільовим коливанням). Степінь асиметрії понтону можна визначити параметром:

$$\alpha_0^2 = \left(\frac{3}{J_C}\right)(J_A - J_B). \quad (24)$$

Орбіта центру ваги понтона вважається еліптичної форми і має у полярних координатах (\bar{r} , φ) вид:

$$\bar{r} = a(1 - e_0^2) / (1 + e_0 \cos \varphi), \quad (25)$$

де a – більша напіввісь орбіти (19) та e_0 – її ексцентриситет.

Значимо, що:

$$e_0 = \sqrt{a^2 - b^2} / a, \quad e_0 < 1. \quad (26)$$

Частота обертання центра ваги понтона вповдовж еліптичної орбіти дорівнює Ω . Якщо ввести безрозмірний час $\tau = \Omega t$, то рівняння руху понтону (його центра ваги) буде мати вид:

$$\frac{d^2 \Theta}{d\tau^2} + \frac{1}{2} \alpha_0^2 \left(\frac{a}{r}\right)^3 \sin[2(\Theta - \varphi)] = 0. \quad (27)$$

У цьому рівнянні \bar{r} та φ є функціями часу t . Якби орбіта центру ваги понтона була коловою, то було б просто:

$$\varphi = \Omega t = \tau, \quad \bar{r} = a. \quad (28)$$

У зв'язку з еліптичністю орбіти руху центра ваги понтону, \bar{r} та φ є функціями часу, котрі призводять до появи додаткових гармонік у (27). Зокрема, при $e_0 \ll 1$ з (25) впливає:

$$\bar{r} \approx a(1 - e_0 \cos \tau). \quad (29)$$

Якщо врахувати також гармоніки, які виникають при розкладі $\cos \varphi$ [4], тоді рівняння (27) набуває виду:

$$\frac{d^2 \psi}{d\tau^2} + \alpha_0^2 \sin \psi = -\varepsilon \alpha_0^2 \sin(\psi - \tau), \quad (30)$$

де $\varepsilon = \frac{7e_0}{2}$ й зроблена заміна змінних:

$$\psi = 2(\Theta - \tau). \quad (31)$$

Проаналізуємо рівняння (30). При $\varepsilon = 0$ ліва частина описує коливання вісі (де розміщений центр ваги) понтону з частотою α_0 . Нехай асиметрія понтону мала ($\alpha_0 \ll 1$). Тоді з (30), (31) випливає, що:

$$\frac{d\psi}{d\tau} + \alpha_0 = 2\left(\frac{d\Theta}{d\tau} - 1\right). \quad (32)$$

Це співвідношення також показує, що частота збурення у (30) дорівнює 1, тобто збурення є високочастотними ($\alpha_0 \ll 1$). Таке збурення утворює стохастичний прошарок у околі сепаратриси з шириною, яка визначається формулою [(3.36), с. 38 [5]]. Поклавши у вказаній формулі $\varepsilon \rightarrow 7e_0/2$, $\nu \rightarrow 1$, $\omega_0 \rightarrow \alpha_0$, отримаємо:

$$\frac{\delta E}{E_s} = \frac{28e_0}{\alpha_0^3} \exp\left(-\frac{\pi}{2\alpha_0}\right), \quad (33)$$

де $\frac{\delta E}{E_s}$ - відносна (у енергетичних одиницях) товщина стохастичного прошарку, E_s - енергія, притаманна фазовій траєкторії системи, що відповідає сепаратрисі, δE - товщина стохастичного прошарку (абсолютна, у енергетичних одиницях).

У таблиці 2 наведені значення $\frac{\delta E}{E_s}$ для різних значень e_0 та α_0 .

Таблиця 2. Значення $\frac{\delta E}{E_s}$ для різних e_0 та α_0

e_0	α_0												
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,2	0,3	
0,01	$1,7 \cdot 10^{-63}$	$2,7 \cdot 10^{-30}$	$1,9 \cdot 10^{-19}$	$3,9 \cdot 10^{-14}$	$5,1 \cdot 10^{-11}$	$5,5 \cdot 10^{-9}$	$1,5 \cdot 10^{-7}$	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-5}$	$4,2 \cdot 10^{-3}$	0,014	0,055	
0,05	$8,5 \cdot 10^{-63}$	$1,35 \cdot 10^{-29}$	$9,5 \cdot 10^{-19}$	$1,95 \cdot 10^{-13}$	$2,55 \cdot 10^{-10}$	$2,75 \cdot 10^{-8}$	$7,5 \cdot 10^{-7}$	$8,0 \cdot 10^{-6}$	$5,0 \cdot 10^{-5}$	$2,1 \cdot 10^{-4}$	0,070	0,276	
0,10	$1,7 \cdot 10^{-62}$	$2,7 \cdot 10^{-29}$	$1,9 \cdot 10^{-18}$	$3,9 \cdot 10^{-13}$	$5,1 \cdot 10^{-10}$	$5,5 \cdot 10^{-8}$	$1,5 \cdot 10^{-6}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,0 \cdot 10^{-4}$	$4,2 \cdot 10^{-4}$	0,14	0,550	
0,20	$3,4 \cdot 10^{-62}$	$5,4 \cdot 10^{-29}$	$3,8 \cdot 10^{-18}$	$7,8 \cdot 10^{-13}$	$1,02 \cdot 10^{-9}$	$1,1 \cdot 10^{-7}$	$3,0 \cdot 10^{-6}$	$3,2 \cdot 10^{-5}$	$2,0 \cdot 10^{-4}$	$8,4 \cdot 10^{-4}$	0,28	1,1*	
0,30	$5,1 \cdot 10^{-62}$	$8,1 \cdot 10^{-29}$	$5,7 \cdot 10^{-18}$	$1,17 \cdot 10^{-12}$	$1,53 \cdot 10^{-9}$	$1,65 \cdot 10^{-7}$	$4,5 \cdot 10^{-6}$	$4,8 \cdot 10^{-5}$	$3,0 \cdot 10^{-4}$	$1,26 \cdot 10^{-3}$	0,42	1,65*	
0,40	$6,8 \cdot 10^{-62}$	$9,8 \cdot 10^{-29}$	$7,6 \cdot 10^{-18}$	$1,56 \cdot 10^{-12}$	$2,04 \cdot 10^{-9}$	$2,2 \cdot 10^{-7}$	$6,0 \cdot 10^{-6}$	$6,4 \cdot 10^{-5}$	$4,0 \cdot 10^{-4}$	$1,68 \cdot 10^{-3}$	0,56	2,20*	
0,50	$8,5 \cdot 10^{-62}$	$1,35 \cdot 10^{-28}$	$9,5 \cdot 10^{-18}$	$1,95 \cdot 10^{-12}$	$2,55 \cdot 10^{-9}$	$2,75 \cdot 10^{-7}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$	$8,0 \cdot 10^{-5}$	$5,0 \cdot 10^{-4}$	$2,1 \cdot 10^{-3}$	0,70	2,75*	
0,60	$1,02 \cdot 10^{-61}$	$1,62 \cdot 10^{-28}$	$1,14 \cdot 10^{-17}$	$2,34 \cdot 10^{-12}$	$3,06 \cdot 10^{-9}$	$3,3 \cdot 10^{-7}$	$9,0 \cdot 10^{-6}$	$9,6 \cdot 10^{-5}$	$6,0 \cdot 10^{-4}$	$2,52 \cdot 10^{-3}$	0,84	3,30*	
0,70	$1,19 \cdot 10^{-61}$	$1,89 \cdot 10^{-28}$	$1,33 \cdot 10^{-17}$	$2,73 \cdot 10^{-12}$	$3,85 \cdot 10^{-9}$	$3,85 \cdot 10^{-7}$	$1,05 \cdot 10^{-5}$	$1,12 \cdot 10^{-4}$	$7,0 \cdot 10^{-4}$	$2,94 \cdot 10^{-3}$	0,98*	3,85*	
0,80	$1,36 \cdot 10^{-61}$	$2,16 \cdot 10^{-28}$	$1,52 \cdot 10^{-17}$	$3,12 \cdot 10^{-12}$	$4,4 \cdot 10^{-9}$	$4,4 \cdot 10^{-7}$	$1,2 \cdot 10^{-5}$	$1,28 \cdot 10^{-4}$	$8,0 \cdot 10^{-4}$	$3,36 \cdot 10^{-3}$	1,12*	4,4*	
0,90	$1,53 \cdot 10^{-61}$	$2,43 \cdot 10^{-28}$	$1,71 \cdot 10^{-17}$	$3,51 \cdot 10^{-12}$	$4,95 \cdot 10^{-9}$	$4,95 \cdot 10^{-7}$	$1,35 \cdot 10^{-5}$	$1,44 \cdot 10^{-4}$	$9,0 \cdot 10^{-4}$	$3,78 \cdot 10^{-3}$	1,26*	4,95*	
0,95	$1,62 \cdot 10^{-61}$	$2,57 \cdot 10^{-28}$	$1,81 \cdot 10^{-17}$	$3,71 \cdot 10^{-12}$	$4,85 \cdot 10^{-9}$	$5,23 \cdot 10^{-7}$	$1,43 \cdot 10^{-5}$	$1,52 \cdot 10^{-4}$	$9,5 \cdot 10^{-4}$	$3,99 \cdot 10^{-3}$	1,33*	5,23*	

Примітка. * При таких значеннях $\delta E/E_S \geq 1$ й формула (33) не може бути застосована. Чисельний аналіз щодо визначення області стохастичності вихідного рівняння (27) показує, що подібні значення e_0 та α_0 призводять до перекриття резонансів і до утворення великого стохастичного моря.

Висновки

1. Встановлені основні характеристики гармонічних коливань понтону навколо вісі, що проходить через центр його ваги, за умови розміщення на останньому порталного крану.

2. Визначені сили інерції, які виникають у розглядуваній системі „понтон-портальний кран”, при переміщенні центру ваги судна вздовж кругової орбіти (в уточненій постановці задачі).

3. Встановлені переміщення та сили інерції, які виникають у даній динамічній системі, за умови переміщення центру ваги судна вповдовж еліптичної орбіти.

4. Виявлені умови та основні характеристики динамічного хаосу, який виникає при переміщенні центру ваги понтону, з розміщеним на ньому порталним краном, вповдовж еліптичної орбіти.

5. Отримані у роботі результати можуть слугувати у подальшому для вдосконалення та уточнення існуючих інженерних методів розрахунку подібних динамічних систем, а також для виявлення у них умов, які призводять до виникнення явища динамічного хаосу.

Література

1. Шиманский Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций. – М.: Судпромгиз, 1950. – 216 с.

2. Ланг А.Г., Майзель В.С. Портальные краны. Расчет и конструирование. – М., Л.: Машгиз, 1953. – 208 с.

3. Бреббиа К., Уокер С. Динамика морских сооружений. – Л.: Судостроение, 1983. – 232 с.

4. Заславский Г.М., Сагдеев Р.З. Введение в нелинейную физику: От маятника до турбулентности и хаоса. – М.: Наука, 1988. – 368 с.

5. Заславский Г.М., Сагдеев Р.З., Усиков Д.А., Черников А.А. Слабый хаос и квазирегулярные структуры. – М.: Наука, 1991. – 240 с.

6. Заславский Г.М. Стохастичность динамических систем. – М.: Наука, 1974. – 271 с.

7. Лихтенберг А., Либерман М. Регулярная и стохастическая динамика. – М.: Мир, 1984. – 528 с.

П.В. Лук'яненко, к.т.н., О.П. Рябченко
Інститут луб'яних культур УААН,
Н.О. Толстушко
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ФОРМУВАННЯ РУЛОНІВ ЛЬОНОТРЕСТИ ДЛЯ ЇЇ ПЕРЕРОБКИ ЗА НОВОЮ ТЕХНОЛОГІЄЮ

Досліджено можливості формування рулонів трести льону та їх розмотування при незначній зміні маси шару у відношенні до аналогічного показника стрічки комбайнового розстилення, яка після незначного потоншення задовольняє вимогам переробки за новою технологією.

Постановка проблеми. З метою підвищення виходу довгого волокна льону, зниження енергомісткості та металомісткості технологічного обладнання в Інституті луб'яних культур УААН розроблена нова технологія виділення довгого волокна льону, заснована на поєднанні низькошвидкісних почергових дій нерухомих вузлів протягування та двох пар скребкових барабанів з підвищенням швидкості дій робочих органів на матеріал та високошвидкісних дій тіпальних барабанів на завершальній стадії обробки [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Експериментальні дослідження розробленого пристрою показали досить високу його ефективність при виділенні довгого волокна льону з трести різних властивостей в межах зміни швидкості транспортування матеріалу 40...80 м/хв, щільності його завантаження 250...350 г/м.п. та придатності трести до обробки не нижче 70 % при рівномірній щільності завантаження [2-4].

В останні роки врожайність соломи 50...60 ц/га стала звичайною для багатьох льоносіючих господарств. При повній ширині захвату льонозбирального комбайна маса стебел у стрічці може становити 760 г на одному погонному метрі, що підтверджується дослідженнями І.П. Карпця [5]. Дана маса шару стебел на полі близька до необхідної для переробки за новою технологією після незначного потоншення. Однак при існуючих як сноповій, так і рулонній технологіях збирання стебел здійснюється за пропускнуою здатністю шароформуючих машин перед м'яльно-тіпальним агрегатом (МТА) 2,5...3,0 кг/м [6], тобто з потовщенням шару стебел, розстелених на стелищі [7, 8].

У той час як існуючі шароформуючі механізми із зубчатими розподільними дисками при коефіцієнті потоншення 10...13 не забезпечують рівномірну ступінь потоншення шару, яка б відповідала як пропускній здатності МТА (200...300 г/м.п.), так і переробці за новою технологією.

Шар стебел, після шароформуючого механізму в даному випадку нерівномірний за щільністю, потоншений всього лише в 3...4 рази, зі значними розривами, перекошуванням стебел та їх розтягнутістю [9]. В той час як за даними П.О. Логіна [10] в технології виділення довгого волокна льону Франції та Голландії шароформуючі машини не використовуються, тобто шар льонотрести надходить до м'яльної машини із щільністю значно нижчою за 2,5...3,0 кг/м, яка досягається на стадії збирання з використанням рулонного прес-підбирача.

Крім того, дослідження впливу коефіцієнта потоншення шару в шароформуючих механізмах на його якість, проведені в Інституті луб'яних культур УААН [11], показали, що при його зниженні до 3,1 (щільність шару на 1 м.пог. до потоншення порівнюється з щільністю стрічки на стелищі) якість формування шару до нормованих показників підвищується більш як у два рази.

Звідси є необхідність проведення можливих варіантів формування рулонів трести льону для її переробки за новою технологією.

Мета дослідження – визначення можливостей підготовки шару трести льону, який би задовольняв вимогам її переробки за новою технологією.

Результати досліджень. Методика досліджень передбачала визначення характеристики стрічки на полі при комбайновому способі збирання льону-довгунцю, а також характеристики стрічки в рулоні, сформованому прес-підбирачем при класичному варіанті з потовщенням шару, при підбиранні стрічки з поля прес-підбирачем один до одного і при потонненні стрічки в рулоні по відношенню до стрічки на полі. Дослідження проводили на посівах льону-довгунцю сорту Могилівський-2. Після збирання насіння комбайном ЛК-4Т стебла були розстелені на стелищі у стрічку. Протягом всього періоду вилежування трести здійснювався відбір проб на відокремлюваність волокна від деревини. Перший відбір здійснений через 14 днів вилежування. За цей період один раз пройшов дощ. Решта відборів проб здійснювалися частіше, оскільки через кожні 2-3 дні у вересні проходив дощ. Дата відбору проб зі стелища та значення показника відокремлюваності для кожного варіанта наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Значення показника відокремлюваності волокна від деревини при вилежуванні стебел льону на стелищі

Дата відбору проб	Показник відокремлюваності волокна від деревини, ум. од.	
	Верхній шар	Нижній шар
3 вересня	2,30	2,00
9 вересня	4,38	4,38
12 вересня	4,56	4,91
15 вересня	6,18	6,73
19 вересня	6,63	7,21

Аналіз таблиці 1 свідчить про те, що при значній кількості опадів, вилежування нижнього шару проходить дещо швидше, ніж верхнього. Приблизно в період четвертого відбору проб на відокремлюваність була досліджена нерівномірність стебел по масі для кожної стрічки (табл. 2).

Таблиця 2. Характеристика стрічок за масою одного погонного метра трести льону перед формуванням її в рулони

Порядковий номер стрічки	Маса стебел на 1 м. пог., г	Дисперсія	Коефіцієнт варіації, %
1	422,7	6181,8	18,6
2	329,2	8844,7	28,6
3	354,2	10662,9	29,2

Відбори проб для визначення маси 1 м. пог. стебел визначалися для кожної стрічки з п'ятнадцяти різних ділянок через рівну відстань. Перед формуванням рулонів треста була вже вилежаною, а її маса на одному погонному метрі становила 328...422 г, або приблизно 394...507 г в перерахунку на соломі льону, розстелену на стелищі льонокомбайном при збиранні насіння за нормованих показників вологості, що говорить про незначну врожайність соломи – всього 26...33,4 ц/га.

Дані таблиці вказують на досить значну нерівномірність стрічки за масою одного погонного метра. Перекошеність стебел становила не значні показники – від 0 до 15 градусів.

Рулони із стрічок 1, 2 та 3 формувались прес-підбирачем ПРП-1,6 з прокладанням шпагату.

При існуючій кінематичній схемі даного прес-підбирача стрічка, розстелена на стелищі льонокомбайном, ущільнювалась в рулоні в 2,1 рази. При такому варіанті формування рулонів

підбиралася стрічка за номером 2. Швидкість руху трактора МТЗ-82 на 3^й-передачі при включеному понижуючому редукторі становила $v_1=7,25$ км/год, відповідно лінійна швидкість руху підбираючого барабана становила $v_2=7,31$ км/год, а лінійна швидкість руху пресуючих пасів $v_3 = 3,45$ км/год. При незмінній швидкості $v_3 = 3,45$ км/год для підбирання стрічки з поля один до одного по відношенню до маси її в рулоні спарена зірочка на проміжному валу з кількістю зубів 18 та 28 розверталася на 180 градусів. При цьому швидкість руху трактора становила $v_1=3,22$ км/год (друга передача при включеному понижуючому редукторі). За такого варіанта формування рулонів підбиралася стрічка за номером 3.

При цьому варіанті формування рулонів можливе підвищення продуктивності прес-підбирача шляхом підвищення швидкості барабана пресувальної камери v_3 при заміні зірочок із кількістю зубів $z=11$ на зірочки із $z=15$ на ділянці між валом відбору потужності трактора та барабаном пресувальної камери, а також при заміні парної зірочки на проміжному валу між барабаном пресувальної камери і пальцевим підбираючим барабаном із кількістю зубів $z_1=18$ та $z_2=28$ на аналогічну з кількістю зубів $z_1=30$ та $z_2=30$ або повертанням її на 180 градусів [12].

При $v_3 = 3,45$ км/год для потоншення шару в рулоні приблизно вдвічі, в порівнянні зі стрічкою на полі за умови $v_1=v_2$, їх чисельне значення повинно бути в два раз менше за v_3 . Згідно інструкції з експлуатації трактора МТЗ-82 найближче значення швидкості v_1 відповідає 1,89 км/год (на 1^й передачі при включеному понижуючому редукторі), а значення швидкості $v_2=1,88$ км/год отримано шляхом встановлення на проміжному валу замість спареної зірочки із кількістю зубів $z_1=18$ та $z_2=28$ аналогічної із $z_1=35$ та $z_2=18$. При цьому шар в рулоні повинен потоншитися в 1,83 рази.

Звичайно, що потоншити шар в рулоні можливо і при більш високих значеннях швидкостей v_1 та v_2 , зберігаючи рівність між ними, збільшивши при цьому у встановленій для потоншення шару пропорційності швидкість v_3 . При цьому варіанті формування рулонів підбиралася стрічка за номером 1.

Формування рулонів здійснювалося 19 вересня, тобто через місяць після розстилання стебел у стрічку. Треста до цього часу добре вилежалась. За два дні до формування рулонів без порушення стрічки був створений повітряний прошарок між землею та стеблами для кращого їх підсихання. Вологість стебел перед формуванням рулонів складала $w=15,5...16,5\%$, що не перевищує рекомендованих норм. Рулони формувалися згідно складеної схеми.

Виходячи з довжини стрічки рулон формувався значно меншого об'єму, ніж об'єм пресувальної камери прес-підбирача ПРП-1,6. Далі при розмотуванні рулонів визначалася рівномірність маси одного погонного метра стрічки і її числові значення.

Характеристика сформованих рулонів та результати їх розмотування наведені в таблиці 3.

Таблиця 3. Характеристика сформованих рулонів та результати їх розмотування

№ стрічки	Варіант формування рулонів	Діаметр рулону, м		Ширина рулону, м	Маса рулону, кг.	Щільність рулону, кг/м ³	Маса стебел на одному метрі, г	Коефіцієнт потовщення (потоншення) стрічки	Дисперсія	Коефіцієнт варіації, %	Розмотуваність рулонів
		у комлевій частині	у верхівковій частині								
1	З потоншенням	0,83	0,91	1,0	55,7	93,7	402,1	1,05	7887,4	21,7	погана
2	З потовщенням	0,83	0,88	1,0	55,0	95,8	1220,7	3,71	90792,4	24,7	добра
3	З формуванням шару аналогічно стрічці на полі	0,82	0,85	1,0	55,2	100,9	517,7	1,46	15621,0	24,1	добра

Розмотування рулонів здійснювалося на 3-5 день після їх формування. При розмотуванні визначалися вологість стебел у стрічці, яка не змінилася в порівнянні зі стрічкою на полі перед формуванням рулонів, маса одного погонного метра стрічки в рулоні та її ширина в п'ятнадцятикратній повторюваності, перекошування стебел, а також здійснювалися візуальні спостереження за ступенем плющення стебел та розмотуваністю рулонів кожного варіанту формування.

Маса одного метра шару в рулонах практично для всіх варіантів їх формування перевищила передбачувану з урахуванням кінематичної схеми та швидкісних режимів роботи трактора і робочих органів прес-підбирача ПРП-1,6. Причиною цього, на наш погляд, може бути як ущільнення шару за рахунок стебел, які залишилися полеглими на корені під стрічкою і при підбиранні прес-підбирачем можуть бути вирваними пальцями підбираючого барабана, так і недоліками самого прес-підбирача ПРП-1,6.

При розмотуванні рулонів, сформованих згідно варіанту з потоншенням шару, потоншення здійснюється всього в 1,05 рази, тобто маса одного погонного метра стрічки в рулоні і на полі практично однакова. Такі рулони потребують незначного потоншення до необхідної переробки за новою технологією (приблизно в 1,4 рази),

однак такі рулони погано розмотуються, відбувається злипання сусідніх шарів в рулоні, розділених шпагатом.

При розмотуванні рулонів, сформованих згідно варіанту з потовщенням шару, потовщення здійснюється в 3,71 рази. Розмотуваність таких рулонів добра, стрічка без розривів, стебла плющені, перекошування стебел не значне, середня ширина стрічки складає 1,08 м, яка дещо перевищує ширину рулону (1,0 м).

До необхідної переробки за новою технологією такі рулони необхідно потоншити в 4,1 рази.

При розмотуванні рулонів згідно варіанту з формуванням шару аналогічно стрічці на полі відбувається потовщення в 1,46 рази. Розмотуваність рулонів не погана, стебла сплющені, перекошування стебел не значне, злипання сусідніх шарів в рулоні практично відсутнє.

До необхідної переробки за новою технологією такі рулони необхідно потоншити в 1,8 рази.

Стосовно нерівномірності маси одного погонного метру в рулоні, то в порівнянні з аналогічним показником стрічки на полі перед формуванням рулонів однозначного перебільшення немає. Для варіанта формування рулонів з потоншенням шару дана нерівномірність дещо підвищилась з 18,6 до 21,7%, в той час як при двох інших варіантах формування рулонів даний показник навіть знизився з 28...29 % до 24...25%.

Висновки. Внаслідок проведених досліджень процесу формування рулонів льонотрести з метою їх переробки за новою технологією можна зробити такі висновки:

1. Виходячи з більш високої якості трести льону внаслідок потоншення її при незначних коефіцієнтах потоншення в шароформуючих механізмах формування рулонів необхідно здійснювати шляхом мінімального потовщення шару по відношенню до стрічки на полі, або перенесенням останньої без зміни в рулон.

2. Для збереження задовільного розмотування рулонів їх щільність і повинна становити 95...110 кг/м³.

3. При потовщенні сформованого шару шароформуючою машиною із зниженим коефіцієнтом потоншення вихідний матеріал задовольняє вимогам переробки за новою технологією.

Література

1. Лук'яненко П.В. Розробка технологічного процесу виділення довгого волокна льону на основі скребково-тіпальних

робочих органів: Автореф. Дис. канд. техн. наук: 05.18.03 /Херсон. держ. техн. ун. – Херсон, 1999. – 18с.

2. Лук'яненко П.В., Гілязетдінов Р.Н. Розробка затискного транспортуючого механізму до пристрою для виділення довгого волокна льону та його дослідження // Вісник Сумського національного аграрного університету. - 2002. - Випуск 7. – С.124-128.

3. Лук'яненко П.В., Гілязетдінов Р.Н. Виділення довгого волокна льону низькошвидкісними та високошвидкісними діями // Зб. наук. праць ІМЕСГ 2003.- Випуск 87. – С. 136-141.

4. Лук'яненко П.В. Влияние пригодности тресты льна к обработке на показатели ее переработки по новой технологии // Сб. научн. трудов ИЛК. – 2004. – С.130-136.

5. Карпец ИП, Лихман В.С. Нормы расстила соломы и качество тресты //Лен и конопля. – 1997. – № 7. – С. 31-32.

6. Ковалев В.Б., Мелегов В.Б. Совершенствую рулонный способ // Лен и конопля. – 1987. – № 6. – С. 22-25.

7. Ковалев В.Б., Мегелов В.Б. Техника для формирования и перевозки рулонов льна // Технические культуры. – 1990. – № 4. – С. 36-38.

8. Шаров И.Я. Рулонный метод: от теории к практике // Лен и конопля. – 1985. – №5. – С. 37-38.

9. Пальмов А.К. Исследование и совершенствование формирования слоя стеблей на мяльно-трепальных агрегатах льнозаводов: Автореф. дис. канд.техн. наук / Костромской технол. ин-т. – Кострома, 1979. – 21 с.

10. Логін П.О. Шляхи підвищення ефективності льонарства // Механізація та електрифікація сільського господарства. – К, 1993. – С. 48-52.

11. Рябченко О.П., Лук'яненко П.В., Гілязетдінов Р.Н., Хилевич В.С. Обґрунтування розробки нових технологічних прийомів при шароформуванні трести льону// Наук.вісник нац. аграрн. ун. – Київ, 1999. – С. 187–189.

12. Рябченко О.П., Лук'яненко П.В., Гілязетдінов Р.Н., Хилевич В.С. Формування шару трести льону, що задовольняє вимогам переробки// Наук. вісник нац. аграрного університету. – Київ, 2002. – С. 206- 211.

13. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчёта льноуборочных машин.–М.: Машгиз, 1963.–152с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ НАСІННЯ РІПАКУ

У статті приведено аналіз результатів пошукових та експериментальним досліджень сушіння насіння ріпаку.

Постановка проблеми. Ріпак є найбільш поширеною олійною культурою, насіння якої містить 38...50 % олії. При його переробці з кожних 100 кг насіння одержують до 41 кг олії та 57 кг макухи. Гектар цієї культури (при врожайності 30 ц/га) забезпечує вихід 1,0...1,3 т олії. Ріпакову олію використовують як продукт харчування, і як сировину для переробної промисловості. Насіння ріпаку збирають із вологістю $W=15...20$ %, що не дає можливості зберігати його тривалий термін без проведення післязбирального обробітку. Він вимагає значних трудових й енергетичних затрат. В обсязі прямих затрат на вирощування затрати на очистку і сушіння товарного насіння становлять від 8 до 15 %, посівного матеріалу – до 25 % [1]. Для гарантованого довготривалого зберігання свіжозібране насіння ріпаку необхідно висушувати до вологості не більше 8 %, тому що при вологості вище 8 % воно нестійке для зберігання і самозігрівається. [2].

Сушіння являється основною операцією в системі післязбиральної обробки ріпаку, яка вимагає великих енергетичних затрат. Особливість сушіння насіння ріпаку полягає у тому, що воно має малі розміри і низьку шпаруватість, що спричиняє підвищений опір шару повітряному потоку. Високий вміст олії у хімічному складі не дозволяє застосовувати високі температури сушильного агента, які викликають зниження схожості і погіршення технологічних властивостей. Нераціональні температурні режими знижують продуктивність сушильного обладнання.

Тому важливим і актуальним є дослідження сушіння насіння ріпаку з метою інтенсифікації процесу та зниження енерговитрат на його проведення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Доведення матеріалу до кондиційної вологості здійснюють із застосуванням шахтних зерносушарок, бункерів активного вентилявання та напільних сушарок. Суттєвий недолік напільних сушарок полягає у нерівномірності сушіння матеріалу по висоті шару протягом всього процесу. Тому необхідно застосовувати додатково перемішуючі

пристрої. При сушінні насіння ріпаку у бункерах активного вентилявання через значну товщину шару матеріалу та підвищений опір повітряному потоку знижується питома подача теплоносія та зростає витрата палива і енергії. Недоліком використання шахтних зерносушарок є те, що дрібне насіння ріпаку круглого перерізу легко просипається у щілини вивантажувальних механізмів, в місцях з'єднання камер та кріплення коробів. Тому сушарки необхідно додатково герметизувати та дообладнувати насіннепроводами [3].

Дослідження процесу сушіння насіння ріпаку у щільному шарі проводили Артёмов І.В., Філатов Г.А., Мамонцев І.П., у киплячому шарі – Попов Н.Я., Пілявська Л.С., Черников М.І. ними було встановлено основні фактори, які впливають на тривалість процесу сушіння та якісні показники матеріалу, зокрема, початкова вологість насіння, температура і швидкість сушильного агента. Але в результаті аналізу теоретичних та експериментальних досліджень виникають питання, які потребують вирішення.

Мета дослідження полягає у вивченні кінетики сушіння із використанням протитечійного руху матеріалу і сушильного агента.

Результати дослідження. Експериментальні дослідження проводили із застосуванням лабораторної протитечійної установки, яка складається із сушильної камери, повітрепроводу, регулювальної заслінки, калориферу, вентилятора і електродвигуна. В сушильній камері циліндричної форми розташовані касети з перфорованим днищем (сита), які встановлюються одна над одною. Сита заповнювали вологим матеріалом. За допомогою вентилятора атмосферне повітря нагніталось у калорифер, де нагрівалось до певної температури. Нагріте повітря через повітрепровід подавалось у нижню частину сушильної камери, проходило через матеріал, насичувалось вологою і виводилось із сушильної камери.

Досліди проводили згідно стандартних методик [4]. Температура сушильного агента становила 60 °С, а його швидкість - 1,3 м/с. В сушильну камеру встановлювали три сита товщиною шару насіння 5 см. Сушіння насіння проводили від початкової вологості 14% протягом 60 хв. За результатами експериментальних досліджень було побудовано криві сушіння, наведені на рис., які дозволили встановити зниження вологості насіння ріпаку протягом періоду сушіння. Стадія прогріву матеріалу у кожній касеті є нетривалою, відразу вологість починає знижуватися по прямій лінії до першого критичного значення, яке рівне $W=9\%$ і після якого швидкість сушіння спадає. Рівноважна вологість насіння ріпаку значно нижча,

ніж зернових культур ($W=4\%$). Через 40-50 хв вологість матеріалу у першому та другому ситі наближалась до рівноважного значення.

Із отриманих графічних залежностей видно, що в зоні контакту матеріалу із сушильним агентом (сито 1) зниження вологи відбувалося найшвидше; від початкової 14% до кондиційної 7% сушіння тривало 10 хв, тоді як у верхньому шарі (сито 3) – 17 хв.

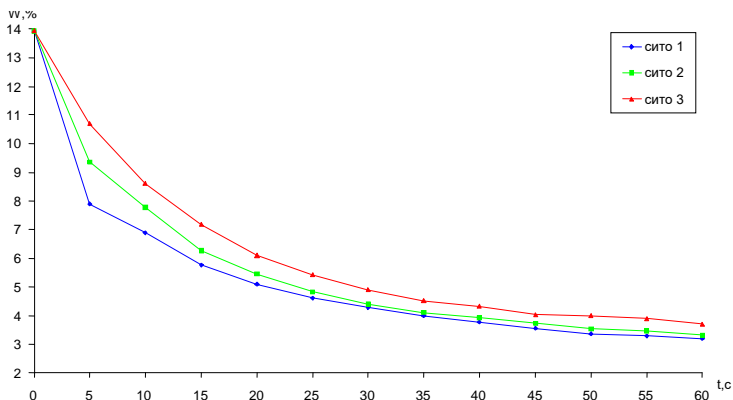


Рис. Залежність вологості насіння ріпаку від тривалості сушіння

Висновок. Порівняльний аналіз експериментальних кривих дозволяє встановити, що із зростанням шару матеріалу процес сушіння сповільнюється. Для забезпечення рівномірності просушування матеріалу та зниження енерговитрат необхідно проводити видалення просушеного шару матеріалу із сушарки.

Література

1. Мазур Є. Ріпак // Агробізнес сьогодні. - 2008. - № 19(146). – С. 30-33.
2. Лихочвор В.В., Петриненко В.Ф. Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур. – Львів: НВФ "Українські технології", 2006. – 598 с.
3. Гайдаш В.Д., Климчук М.М., Макар М.М. та ін. Ріпак. – Івано-Франківськ: Сіверсія ЛТД, 1998. – С. 159-171.
4. ГОСТ 20915-75. Сушилки и сушильные установки. Методы исследований и испытаний. 1.01.76. – М.: Издательство стандартов. – 1975. – 328 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

ОБҐРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛОПАТЕЙ КАРТОПЛЕКОПАЧА, ЯКІ ПОКРАЩУЮТЬ СЕПАРАЦІЮ ВОРОХУ

У статті розглянуті передумови покращення сепарації вороху під час роботи роторного картоплекопача і наведені результати теоретичного обґрунтування геометричних параметрів лопатей картоплекопача.

Постановка проблеми. Бульбоносний ґрунтовий пласт, який підкопується лемешами роторного картоплекопача, пересуваючись поверхнею лемеша у кінцевій його частині потрапляє під дію лопатей ротора. Характер взаємодії лопатей із бульбоносним ворохом значною мірою визначає його розпушення, а отже й наступну його сепарацію на роторному робочому органі. Тому важливо підібрати лопаті з такими параметрами, щоб взаємодія їх з бульбоносним масивом забезпечувала більшу інтенсивність процесу переміщення частинок масиву. Внаслідок динамічної взаємодії частинок між собою та їх інтенсивної взаємодії з лопатями ротора відбуватиметься краще розпушення масиву.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Результати досліджень процесу роботи сепаруючих робочих органів картоплезбиральних машин висвітлені у попередніх працях [3,4]. На основі цих досліджень були отримані відповідні конструктивні рішення щодо будови сепаруючих робочих органів із врахуванням умов роботи машин.

Метою дослідження є обґрунтування геометричних параметрів лопатей ротора, які взаємодіють з бульбоносним шаром.

Результати дослідження. У роторному картоплекопачі (рис.1) у конструкції лемеша в кінцевій його частині розміщені прорізи, через які можуть вільно проходити лопаті роторного робочого органа. На рамі закріплені два лемеша.

Розглянемо процес взаємодії лопатей ротора з бульбоносним масивом.

По вороху, що знімається із лемеша, наноситься удар лопатями ротора через пази прорізи у перфорованому кінці лемеша, внаслідок чого руйнуються грудки, які є у воросі. Крім того, подрібнений ворох починає сепаруватись через прорізи пазів лемеша.

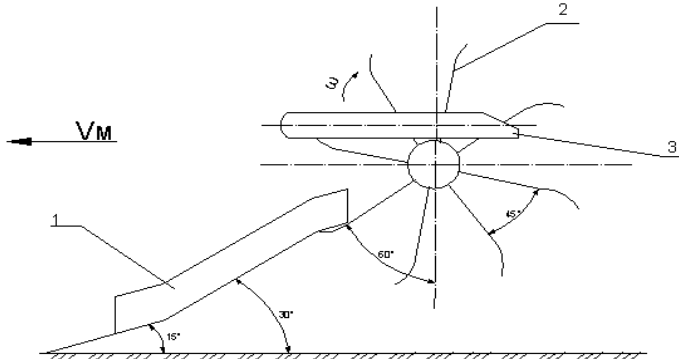


Рис. 1. Схема розміщення робочих органів картоплекопача: 1 –леміш; 2 –лопаті ротора; 3 – рама

Розпушений ворох знімається з лемеша і проходить через проміжки у сегментах лопатей ротора і прорізі у перфорованій частині лемеша, частина вороху залишається на лопатях. Обертання лопатей із ворохом супроводжується подальшою його сепарацією і після проходження лопатями дуги у 120° сепарація вороху практично завершується і на лопатях лишається тільки картопля, бадилля та рослинні рештки, які після проходження захисного кожуха звільнюються від зовнішнього утримання.

За результатами теоретичних досліджень [4] було встановлено умову запобігання скочування бульби картоплі з лопатей ротора:

$$\xi R_b \leq l_0 = L_R - \rho_c(t=0).$$

Довжину лопаті, яка співпадає за величиною із зовнішнім радіусом лопаті, позначено L_R , R_b - радіус бульби картоплі як тіла у вигляді кулі, ξ – кут повороту бульби навколо своєї осі, ρ_c - відстань від осі обертання ротора до центру картоплини.

Якість сепарації на роторному робочому органі значною мірою визначається станом бульбоносного ґрунтового масиву, що знімається, а саме від його розпушення. Для забезпечення більш інтенсивної взаємодії лопатей із бульбоносним масивом пропонується виконати розміщення сегментів лопатей не по прямій лінії на валу роторного робочого органу, а по дузі радіусом 165 мм (цей радіус має перевищувати радіус прогину лемеша). Це дозволяє збільшити кількість лопатей в одному ряду з 7 до 8, а також забезпечити почергову взаємодію лопатей з ворохом, починаючи з входження у бульбоносний пласт крайніх лопатей, що не допустить одночасного піднімання всього пласта.

Таким чином, крайні лопаті, взаємодіючи з боковими частинами вороху розпушують його і одночасно надають йому рухомого стану, а наступні лопаті, які входять у ворох, взаємодіють з рухомою масою, що значною мірою сприяє більш ефективному подрібненню вороху, а отже і покращенню його наступної сепарації.

На основі вищевикладеного було розроблено наступну схему компоновки роторного лопатевого робочого органа відносно поверхні лемеша (рис. 2).

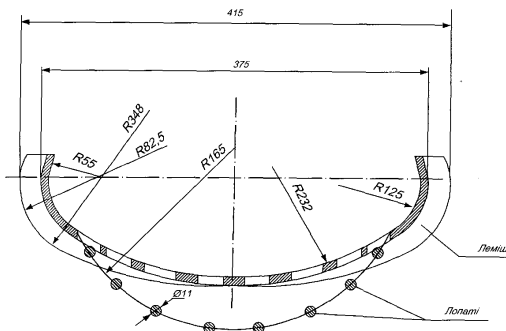


Рис. 2. Схема компоновки лопатей ротора відносно лемеша

Висновок. На основі теоретичного аналізу процесу взаємодії лопатей роторного робочого органа з ворохом, який знаходиться у кінцевій частині підкопуючого лемеша, запропоновано нову схему компоновки робочих органів роторного картоплекопача, яка дозволить покращити ефективність сепарації.

Література

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. - М.: Машиностроение, 1984.-320 с.
2. Пасаман Б.Ф. Результаты досліджень роботи картоплекопача в польових умовах // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. - Вип. 10. - Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002.-С. 121-124.
3. Гунько Ю.Л., Пасаман Б.Ф. Результаты досліджень роботи роторного картоплекопача // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. - Вип. 10. - Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002.-С. 30-33.
4. Пасаман Б.Ф., Гунько Ю.Л., Пасаман О.Б., Смолінський С.В. Теретичне дослідження руху бульби картоплі по поверхні робочого органа картоплекопача // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. - Вип. 13. - Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2005.-С. 147-152.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.8.028.3

О.М. Пилипенко, В.В. Литовченко

Черкаський державний технологічний університет,

В.А. Черкес

Науково виробничий комплекс «Фотоприлад»

БЕЗСТУПЕНЕВА МЕХАНІЧНА ТРАНСМІСІЯ АВТОМОБІЛЯ

В статті описується фізична модель варіатора нового принципу дії з використанням механізмів вільного ходу, який поєднує передачу великих навантажень, високий коефіцієнт корисної дії, підвищену зносостійкість при високих навантаженнях, довговічність зубчастих редукторів, безшумність та плавність зміни обертів клинопасових варіаторів.

Постановка проблеми. Сучасний автомобіль – складна технічна система. Однією з найважливіших частин такої машини є трансмісія. Важливу роль в керуванні автомобілем відіграє коробка передач трансмісії автомобіля [5]. Покращення динамічних якостей при зменшенні потужності двигуна забезпечується при заміні останньої варіатором. На теперішній час широко розвивається тенденція переходу до механічних безступінчастих коробок переключення передач (КПП).

Сучасні автомобілебудівні фірми (Audi, Honda, VAZ та інші) широко використовують фрикційні клинопасові та гідродинамічні варіатори, які в свою чергу, є складовими трансмісії автомобіля [1, 2, 3, 4].

Використання нових, модернізованих чи покращених моделей варіаторів для автомобілебудівних фірм завжди актуально з декількох причин:

- покращуються ходові якості двигуна;
- зменшуються витрати палива;
- зменшуються токсичні відходи автомобільного транспорту.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз варіаторів, що використовуються в сучасних транспортних засобах згаданих фірм, показав ряд недоліків, а саме:

- 1) в порівнянні з механічним варіатором, гідродинамічна трансмісія (рис. 1, а), має нижчий коефіцієнт корисної дії (ККД) тому, що процес зміни передаточного співвідношення відбувається за допомогою зміни тиску речовини. Корисна енергія в гідродинамічній трансмісії витрачається на циркуляцію та нагрів масла гідродинамічної трансмісії (рис. 1, б). Також немало енергії

використовує насос, який створює робочий тиск в керуючих магістралях. Під час експлуатації гідродинамічних трансмісій тиск зменшується. Перелічені фактори зменшують ККД гідродинамічної трансмісії.

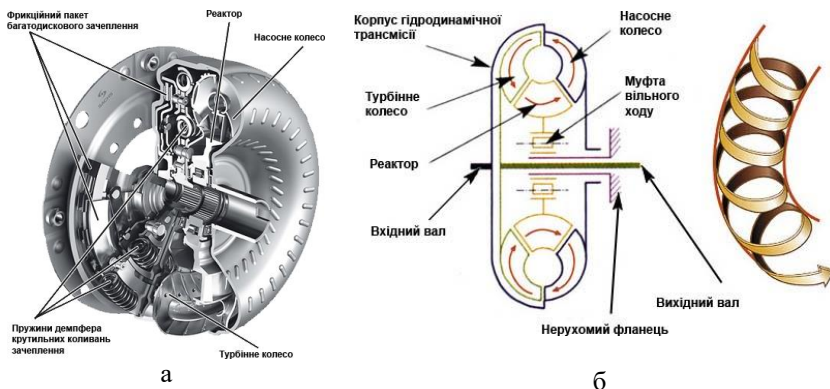


Рис. 1. Загальний вигляд (а) і принцип дії (б) гідродинамічної трансмісії

2. у клинопасових варіаторах встановлено складний за конструкцією та розробкою пас для передачі крутного моменту (рис. 2, а і 3, а). Пас завжди знаходиться під напруженням, тому під час зачеплення та розчеплення з муфтами виникає тертя, що призводить до зносу пасу та муфт (рис. 2, б, і 3, б)

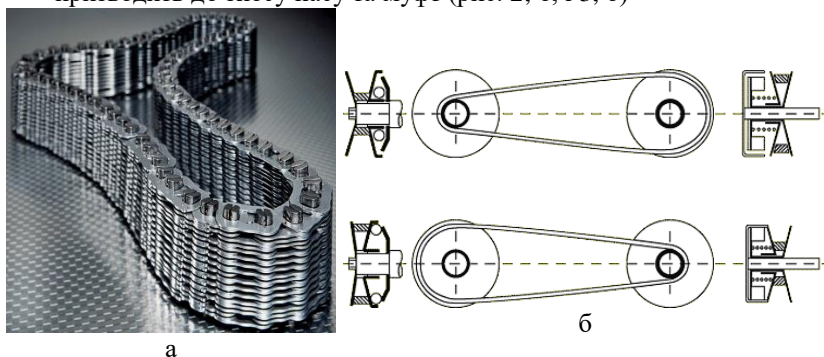


Рис. 2. Фото пасу, який використовується у варіаторах фірми «Audi» (а) і перехід від найбільшого передаточного числа (зверху) до найменшого (знизу) (б)

Мета дослідження – розроблення фізичної моделі механічного варіатора з автоматичною зміною передаточного числа для усунення конструктивних та експлуатаційних недоліків у вказаних варіаторах.

В новому варіаторі [6] застосовуються механізми вільного ходу для передачі крутного моменту, що в свою чергу зменшує витрати на розроблення та проектування, а також спрощує процес експлуатації. Запропонований варіатор гіпотетично поєднує передачу великих навантажень, високий ККД, підвищена зносостійкість при високих навантаженнях, довговічність зубчастих редукторів, безшумність та плавність зміни обертів клинопасових варіаторів.

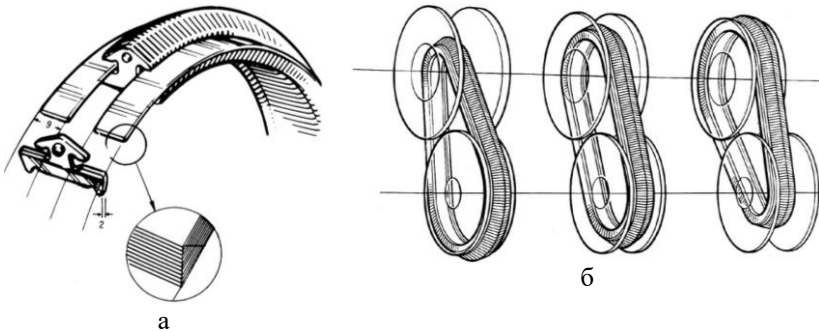


Рис. 3. Пас, який встановлюється на автомобілях ВАЗ-2112 фірми «Van Doorne Transmissie» (а) і перехід від нижчої передачі до вищої передачі у клинопасового варіатора автомобіля ВАЗ-2112 (б)

Принцип дії заснований на застосуванні механізмів вільного ходу 1 (рис. 4), які встановлені на ободі диску 4, що жорстко закріплені на ведучому валу 2. Робочі поверхні диску та механізмів фрикційно взаємодіють (або зачіплюються) тільки в деякій, мінімально допустимій частині диску (при збільшенні передаточного співвідношення). Інша поверхня диску вільна від взаємодії (робоча), але потрібна для переміщення механізмів в початкове положення. На веденому валу 3 жорстко закріплена маточина колеса 6 зі спицями 5, які служать направляючими для повзунів 7. В свою чергу механізми вільного ходу шарнірно взаємодіють з повзунами.

Кінематична схема показана на рис. 4 узагальнює принцип дії та конструкцію варіатора. При роботі варіатора під час зміни швидкості пропорційно змінюється відстань між паралельними вісями веденого та ведучого валів пристрою 3, 2. Але розглядаючи комплексно трансмісію автомобіля, необхідно застосувати перехідний механізм

(який на кінематичній схемі не вказаний) від ведучого валу пристрою до ведучого валу транспортного засобу.

Можливі два режими роботи (в обох випадках зберігається паралельність осей вхідного та вихідного валів варіатора):

- статичний;
- динамічний.

Зміна передаточного числа можлива при обох режимах роботи варіатора. В плані удосконалення конструкції, один із варіантів заміна існуючого пристрою зміни передаточного числа на інший, який має високий ККД.

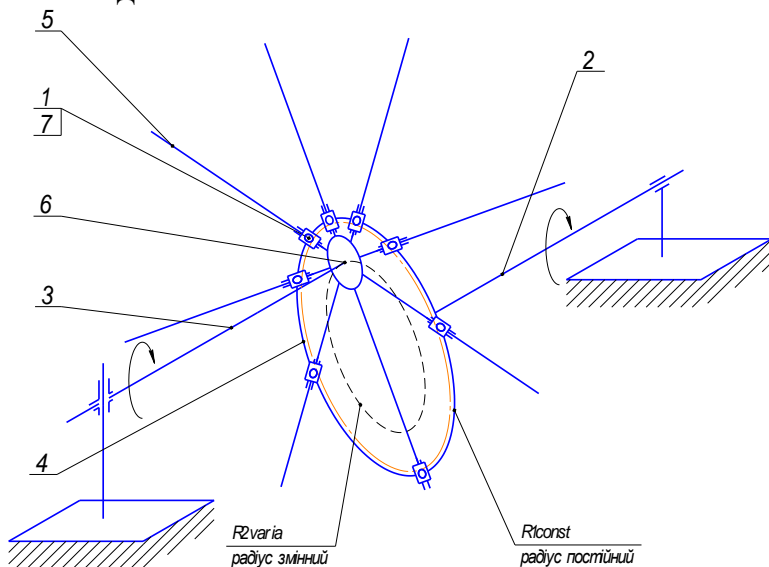


Рис. 4. Кінематична схема варіатора: 1-механізм вільного ходу; 2-ведучий вал; 3-ведений вал; 4-диск; 5-спиця; 6-маточина; 7-повзун

Виходячи з кінематичної схеми, передаточне відношення буде вимірюватись за формулою:

$$n = \frac{R_1}{R_2},$$

де n – передаточне співвідношення; R_1 ($R_1=const$, рис. 4) – постійний радіус робочої поверхні диску; R_2 ($R_2=varia$, рис.4) – змінний радіус при переміщенні маточини.

У відповідності до режимів роботи варіатор працює в статичному режимі коли $R_2 = 0$ та в динамічному, коли $R_2 > 0$.

Далі кінематична схема трансформується в фізичну модель, яка є прототипом лабораторної установки (рис. 5).

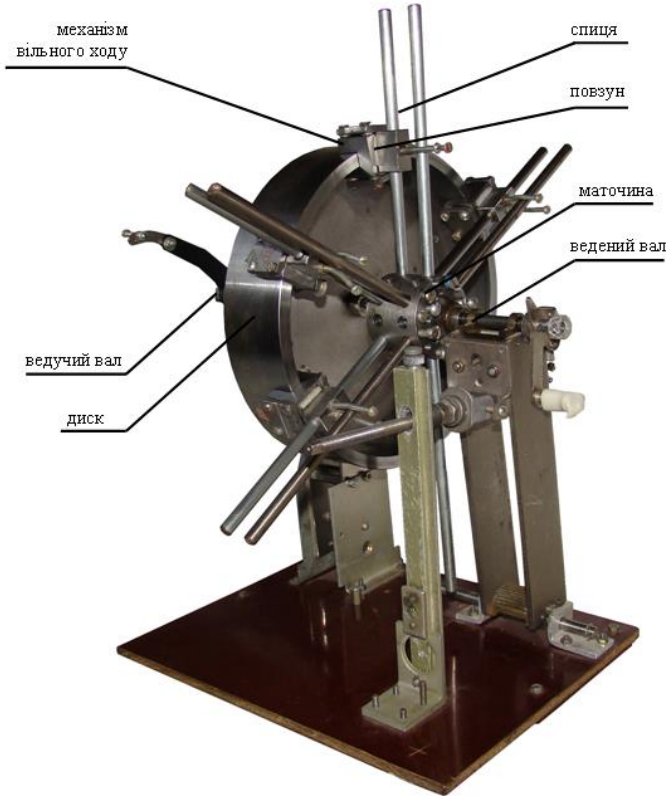


Рис. 5. Фізична модель варіатора

Розглядаючи більш детально елементи конструкції фізичної моделі, можна виділити особливості побудови деяких елементів.

Механізми вільного ходу для кругового переміщення по диску веденого валу геометрично повторюють поверхню диска, тобто мають дугоподібну канавку товщина, якої дорівнює товщині диску. Для вільного переміщення механізмів канавка виконується з мінімальним зазором.

Фрикційна взаємодія (рис. 6) механізмів вільного ходу з диском забезпечується або роликами, або металевими кульками 1 (в даній

моделі) встановленими в пазі 2 зі змінною висотою, центральна вісь якого перпендикулярна вісі диску. Тобто, коли висота пазу більша ніж радіус кульки або ролику, то вони переміщуються вільно по поверхні диску 3, тим самим диск їх підштовхує до зони в якій висота пазу менша або дорівнює радіусу вказаних елементів. В такому положенні відбувається жорстке зачеплення між механізмом вільного ходу та диском. Тим самим крутний момент передається від веденого валу до ведучого.

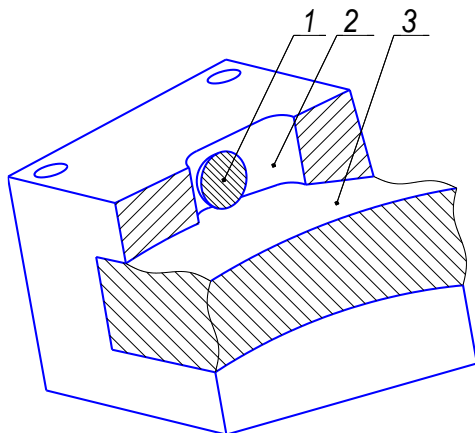


Рис. 6. Зачеплення елементів варіатора з диском

Як було описано фрикційна взаємодія двох елементів відбувається тільки в деякій, мінімально допустимій частині диску. Тому розглядаючи таку властивість, можна зазначити, що необхідно якомога більше механізмів вільного ходу (на розробленій фізичній моделі їх виконано шість).

Зараз не встановлена оптимальна кількість механізмів вільного ходу, але слід зазначити, що теоретично достатньо двох механізмів для роботи варіатора.

В фізичній моделі використовуються пари спиць для переміщення повзунів, що поєднані з механізмами вільного ходу (загальна кількість дванадцять) але замість них можливо застосовувати пластини, що надасть більшої жорсткості конструкції. Слід зазначити, що довжина пластин (спиць) приблизно дорівнює діаметру диска. Це суттєво впливає на габарити варіатора, так як половина від загального об'єму варіатора холоста, необхідна лише для переміщення спиць. Застосовуючи карданні вали або гнучкі вали габарити варіатора зменшуються, але це впливає на жорсткість конструкції.

Фізична модель має такі переваги над існуючими конструкціями механічних автоматичних трансмісій:

- більша динаміка (за рахунок більшого діапазону передаточного числа);
- оптимальна частота обертів вала двигуна.

Висновки

1. Запропоновано нову модель механічного варіатора, в основу роботи якого покладено механізми вільного ходу.
2. Розроблено кінематичну схему запропонованого варіатора, що дозволяє остаточно визначити конструкційну схему варіатора;
3. Створено фізичну модель варіатора, як першого етапу розробки та виготовлення лабораторної установки для подальшого силового розрахунку.

Література

1. http://www.drive.ru/images/video/variator-1.flv&OBT_fname=variator-1.flv;
2. http://www.drive.ru/images/video/variator-2.flv&OBT_fname=variator-2.flv;
3. http://www.drive.ru/images/video/variator-3.flv&OBT_fname=variator-3.flv;
4. http://www.autoreview.ru/new_site/year2002/n09/2110_cvt/1.htm?phrase_id=5441211;
5. Механические вариаторы скорости / Под редакцией Г.П. Кудрявцева, М. А. Василенко. - К.: Техника, 1961. - 219 с.
6. Патент на корисну модель №24128 від 25 червня 2007 року.

Рецензент д.т.н, проф. В.А. Ващенко

О.В.Приймак, к.т.н., В.А.Кишун, к.е.н., А.В.Динь
Луцький національний технічний університет,
В.Т.Демидюк
ВАТ “Волинь-Авто”

ПРОГНОЗУВАННЯ ПОДІЙ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ АВТОТОВАРОЗНАВЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Запропонований метод прогнозування кількісно-якісного стану легковиків після дорожньо-транспортних пригод і прямих матеріальних втрат на основі статистичного аналізу результатів автотоварознавчих досліджень. Побудовані лінійні тренди, які дозволяють оцінити у перспективі наслідки від пригод.

Постановка проблеми. Стрімкий розвиток автомобільного ринку в Україні, його насичення автомобілями вітчизняного та іноземного виробництва сприяє різкому збільшенню кількості власників дорожніх транспортних засобів (ДТЗ). Одночасно з ростом автомобільного парку підвищується інтенсивність дорожнього руху та, як наслідок, зростає число дорожньо-транспортних пригод (ДТП) [1].

При здійсненні купівлі-продажу ДТЗ та визначенні матеріального збитку внаслідок ДТП власники транспортних засобів звертаються до експертів в області товарознавства автомобільного транспорту. Послугами експертів користуються суди, прокуратура, органи дізнання, митниці, нотаріуси у разі виникнення майнових спорів, розслідуванні правопорушень, митному оформленні та оформленні спадщини.

Залежно від мети замовлення автотоварознавчої експертизи можна визначити ринкову вартість ДТЗ на момент дослідження, вартість відновлювального ремонту, вартість відновлювального ремонту з врахуванням коефіцієнта фізичного зносу ДТЗ, втрату товарної вартості, вартість суми матеріального збитку.

У такій важливій для суспільства системі як “водій-автомобіль-дорога-середовище” актуальними є дослідження з метою прогнозу впливу зростаючого ринку автомобілів на безпеку життєдіяльності. Прогнози зміни кількості ДТП на найближчу перспективу залежно від таких факторів, як клас автомобіля, рік випуску, місце удару, вартість складових (запасних частин), дозволять ефективніше планувати фінансову діяльність станціям технічного

обслуговування, страховим компаніям, кредиторам, виробникам і власникам автомобілів, у тому числі агропромислового комплексу [2].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питаннями прогнозування різних подій (зокрема кількісно-якісний стан автомобілів після ДТП та прямі матеріальні втрати отримані внаслідок скоєння пригоди) на основі статистичних даних присвячено ряд праць [1, 2, 3, 4]. Натомість складанню відповідних прогнозів на базі результатів автотоварознавчих досліджень приділялося недостатньо уваги.

Мета дослідження. Метою роботи є прогнозування наслідків дорожньо-транспортних пригод на найближчу перспективу на основі статистичного аналізу результатів автотоварознавчих досліджень за останні три (2005, 2006, 2007) роки. Для її досягнення необхідно було виконати такі завдання:

1) на підставі діючої методики автотоварознавчих досліджень та за отриманими результатами сформувані імовірнісний масив статистичних даних;

2) підібрати математичний апарат для достовірного опису подій і побудувати лінії регресії (лінійні тренди), які б відображали ці події.

Результати досліджень. Досліджуваними факторами у статті були дорожньо-транспортний засіб (легковий автомобіль), дорожньо-транспортна пригода, лінія регресії (лінійний тренд).

Як відомо, автотоварознавчі дослідження проводяться за методикою товарознавчої експертизи та оцінки дорожніх транспортних засобів розробленої згідно із Законом України “Про судову експертизу”, Законом України “Про оцінку майна, майнових прав та професійну оціночну діяльність в Україні”, Цивільним процесуальним та Господарським процесуальним кодексами України, іншими нормативно-правовими актами з питань судової експертизи й оцінки майна [5].

Методика встановлює порядок оцінки (визначення вартості) дорожніх транспортних засобів, регламентує загальні принципи, методи оцінки та товарознавчих досліджень, а також вимоги до оформлення результатів оцінки, оціночні процедури визначення вартості ДТЗ.

Підходи, передбачені методикою, можуть використовуватися для оцінки усіх транспортних засобів, якщо вони не суперечать тим положенням, які регламентують оцінку окремих видів транспорту (самохідних сільськогосподарських, дорожньо-будівельних машин, тракторів і комбайнів).

Спеціаліст-автотоварознавець може проводити дослідження з таких питань:

- а) визначення року виготовлення ДТЗ і його складових;
- б) визначення комплектності та укомплектованості ДТЗ відповідно до нормативно-технічної документації його виробника;
- в) визначення типу, моделі, версії ДТЗ;
- г) установлення типу, потужності та робочого об'єму двигуна, типу кузова, інших технічних показників ДТЗ;
- ґ) класифікації транспортного засобу (його складових) за Українською класифікацією товарів зовнішньоекономічної діяльності (далі - УКТЗЕД);
- д) визначення ринкової вартості ДТЗ, їх складових у разі відчуження;
- е) визначення вартості ДТЗ для страхування фізичними та юридичними особами;
- є) визначення матеріальних збитків, завданих власнику в разі пошкодження ДТЗ;
- ж) визначення вартості відновлювального ремонту ДТЗ;
- з) визначення вартості ДТЗ, його складових, що ввозяться на митну територію України;
та в інших випадках.

При визначенні вартості матеріального збитку, заподіяного власнику дорожнього транспортного засобу кооптуються практично усі положення автотоварознавчої експертизи та застосовується витратний підхід і метод калькуляції вартості відновлювального ремонту. У переважній більшості випадків калькуляція вартості відновлювального ремонту ($C_{вр}$) складається за результатами технічного огляду ДТЗ і визначається за формулою:

$$C_{вр} = C_p + C_m + C_c,$$

де C_p – вартість ремонтно-відновлювальних робіт, грн;

C_m – вартість необхідних для ремонту матеріалів, грн;

C_c – вартість складових (запасних частин), що підлягають заміні під час ремонту, грн.

Вартість ремонтно-відновлювальних робіт C_p може визначатися як добуток від трудомісткості ремонту у нормо-годинах і середньої регіональної вартості нормо-години ремонтно-відновлювальних робіт для даної моделі ДТЗ. Визначення необхідних ремонтних операцій, а також трудомісткості ремонту приймається на підставі нормативних документів виробника ДТЗ або розроблених на замовлення (за участю) виробника ДТЗ.

Кількість та вартість матеріалів (C_M) необхідних для пофарбування, антикорозійної і протишумної обробки кузова (ремонту), вартість матеріалів для виконання лакофарбового покриття визначаються за інформацією довідкової літератури та розроблених комп'ютерних програм.

Рішення про заміну складових частин ДТЗ (C_C) приймається у разі неможливості їх відновлення відповідно до технічних вимог або у разі економічної недоцільності їх відновлення (ремонту). Дані про вартість складових частин ДТЗ, які підлягають заміні, беруться з довідкової літератури та комп'ютерних програм, а також інших джерел, які містять у собі необхідну інформацію. Пріоритетними є дані про вартість складових частин офіційних дилерів виробника ДТЗ.

Вартість складових частин ДТЗ за даними іноземних джерел інформації коригується з урахуванням ввізного мита (якщо ДТЗ виготовлено за межами України), інших податків і дилерських надбавок.

У разі підозри щодо наявності прихованих дефектів складових, які перебувають у зоні аварійного пошкодження ДТЗ, до вартості відновлювального ремонту можуть бути включені витрати на їх дефектування (демонтажування, розбирання тощо).

У разі заміни складових частин ДТЗ до їх вартості може включатися вартість кріпильних деталей в обсязі до 2% від загальної вартості замінюваних деталей.

Вартість відновлювального ремонту з урахуванням значення коефіцієнта фізичного зносу ($C_{впз}$) ДТЗ визначається за формулою:

$$C_{впз} = C_p + C_M + C_C \cdot (1 - E_3),$$

де E_3 – коефіцієнт фізичного зносу складових ДТЗ, який враховується за формулою:

$$E_3 = 1 - \frac{C}{C_H}$$

де C – ринкова вартість дорожнього транспортного засобу; C_H – ціна нового автомобіля, грн.

Наведена методика використовується сьогодні в Україні. Саме на її підставі за результатами автотоварознавчих досліджень автомобілів після ДТП для подальшого аналізу прийнято масиви утворені із щорічних сорока випадкових подій (досліджень), виконаних експертом-товарознавцем у 2005, 2006 і 2007 роках.

Результати досліджень були зведені у таблиці, де зазначалося марка (модель) легковика, рік випуску, місце удару і вартість запасних частин. Окрім того, шість класів європейської класифікації легкових автомобілів були зведені у три окремі кластери. До першого малого

(М) кластеру ввійшли автомобілі А-, В- і С1-класів, до 2-го середнього (С) – С2- і D-класів, до 3-го представницького (П) – легковики F- і Е-класів.

Таблиця. Результати автотоварознавчих досліджень автомобілів після ДТП за 2007р.

№ п/п	Марка, модель	Кластер	Рік випуску	Місце удару			Вартість складових (запчастин) (С), грн.
				спереду	ззаду	у бік	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	CHEVROLET Aveo	М	2004	-	+	-	2821,94
2	ЗА3-Daewoo T13110	М	2005	-	+	+	2375,94
3	VW Polo	М	2005	+	+	+	61374,21
4	BA3-2115	М	2006	+	-	+	5795,74
5	DAEWOO Lanos	М	2006	-	+	+	1299,66
6	ЗА3-Daewoo T13110	М	2006	-	-	+	2208,48
7	BA3-21112	М	2006	+	-	+	6306,10
8	BA3-2112	М	2006	+	-	+	4855,60
9	CHEVROLET Aveo	М	2007	-	+	+	1567,50
10	BA3-21065	М	2000	-	+	+	1631,59
11	BA3-2107	М	1992	-	+	+	3028,18
12	HYUNDAI Getz	М	2004	+	+	+	28646,67
13	CHEVROLET Aveo	М	2006	+	-	+	17536,43
14	ЗА3-Daewoo T13110	М	2004	-	-	+	2124,00
15	DAEWOO Lanos	М	2007	+	-	+	2087,64
16	CHEVROLET Aveo	М	2004	-	+	-	430,00

Продовження табл.

1	2	3	4	5	6	7	8
17	BA3-2108	M	1987	+	-	+	1625,25
18	CHERY Tiggo T11	M	2007	-	+	-	1874,83
19	OPEL Kadett	M	1982	-	-	+	6459,03
20	BA3-21070	M	2007	-	+	+	898,65
21	3A3-11022	M	1992	+	-	+	2522,02
22	BA3-21043	M	2006	-	-	+	1147,10
23	3A3-Daewoo TF 699 P	M	2007	-	+	+	3271,50
24	CHEVROLET Aveo	M	2007	+	-	+	4536,91
25	3A3-Daewoo T13110	M	2006	+	-	+	4739,72
26	OPEL Astra	M	2002	-	+	+	21849,13
27	HONDA Civic	C	1985	-	-	+	6230,85
28	MITSUBISHI Lancer	C	1987	+	-	+	7301,10
29	AUDI A4	C	2003	-	+	-	32279,19
30	VW Passat	C	1996	+	+	+	9861,28
31	MAZDA 626	C	1992	+	-	+	26600,19
32	CHEVROLET Lacetti	C	2006	-	+	-	2771,80
33	FORD Sierra	C	1991	+	+	+	12727,21
34	CHEVROLET Lacetti	C	2004	-	+	+	3284,97
35	BMW 735	Π	1987	+	-	-	14029,41
36	MERCEDES Benz ML 320	Π	2002	+	-	+	19170,12
37	MAZDA CX7	Π	2007	+	+	+	2138,54
38	MERCEDES Benz 111Vito	Π	2006	+	-	-	15874,89
39	LAND Mark	Π	2006	+	-	+	2358,82
40	BMW 730	Π	1999	+	-	+	84375,42

Запропоновані форма і зміст таблиць дозволяють прогнозувати ДТП серед автомобілів утворених кластерів у найближчі роки, а також отримати інформацію щодо планування закупівлі до них запасних частин.

Апріорі було вибрано масив річних статистичних даних на основі сорока випадкових явищ – звітів автотоварознавчих досліджень за 2007 рік та складено таблицю (таблиці з даними за 2005 і 2006 роки з метою скорочення статті не наводяться). Утворені масиви вважаються достовірними, що ймовірно описують прогнозований процес і, які можуть бути використані для математичної обробки. Таким чином, застосувавши теорію кореляції можна отримати прогноз, побудувавши лінійні кореляційні залежності (лінії тренда), які описуються відповідним рівнянням [5].

На рисунку 1 графічно показаний дійсний стан і прогноз дорожньо-транспортних пригод автомобілів різних років випуску і сформованих кластерів за 2005, 2006 і 2007 роки. З лінійних трендів видно, що відсоток легковиків малого кластеру, які потраплять у ДТП на кінець 2008 р. складатиме 54 % і зменшиться в порівнянні з 2007 р. приблизно на 10 %.

Кількість автомобілів середнього кластеру, які потраплять у ДТП у 2008 р. від загальної кількості автомобілів становитиме 27 % і зросте у порівнянні із 2007 р. на 7 %. Число автомобілів представницького кластеру, які потрапили у ДТП зросте у порівнянні з 2007р. на 1,5 % і становитиме 19 % від загальної кількості тих, що потрапили у ДТП.

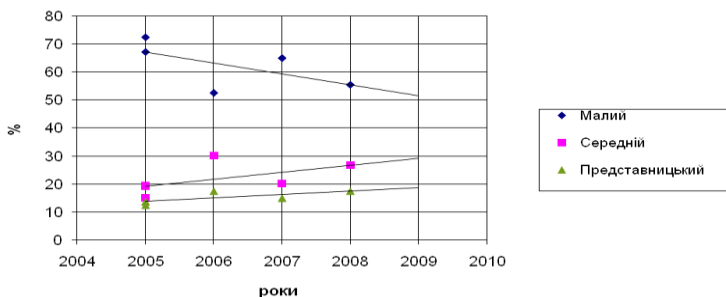


Рис. 1. Стан і прогноз дорожньо-транспортних пригод автомобілів за роками

Доцільно також проаналізувати аварійність по роках випуску серед автомобілів, зокрема, малого кластеру. Оскільки фізичний знос не нараховується на запасні частини автомобілів до двох років

(страхувальники страхують, в основному, транспортні засоби до 8 років) було прийнято рішення розділити масиви статистичних даних по роках випуску автомобілів на три групи – до двох років, від 3-х до 8-ми і більше 8 років. На рис. 2 представлені кореляційні прямі, які описують зміну відсотка від загальної кількості автомобілів малого кластеру залежно від року випуску.

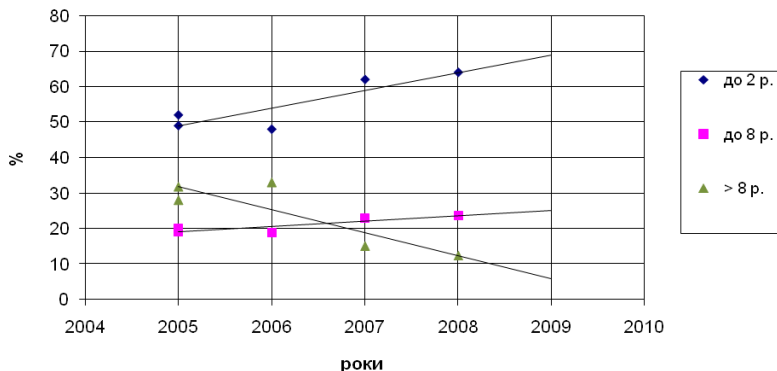


Рис. 2. Стан аварійності серед автомобілів малої групи залежно від їх віку

Відносна кількість автомобілів малого кластеру віком до двох років на кінець 2008 р. зростає на 2 % у порівнянні з 2007 і становитиме 64 % від їх загальної кількості. Відносна кількість легковиків від двох до восьми років також зростатиме і на кінець 2008 р. складатиме 24 % (у порівнянні з 2007 р. ріст на 1 %). Натомість спостерігається зменшення кількості автомобілів даного кластеру, які випущені понад вісім років на 2 % у порівнянні з 2007 роком; на кінець 2008 р. їх кількість становитиме 12 %.

Для отримання прогнозової інформації з метою планування закупівлі запасних частин доцільно проаналізувати відносну кількість автомобілів, які потрапили у ДТП за місцем удару. Як свідчать статистичні дані по виду зіткнень найбільше їх припадає на лобовий удар та удар збоку [6].

Усі автомобілі малого (найчисельнішого) кластеру за місцем удару описані лінійними трендами показаними на рисунку 3. Зміна відносної кількості автомобілів, які потрапили у ДТП і були вдарені у передню частину (“перед”) у 2008 р. складатиме приблизно 100 % (ріст 20 %). Відносна кількість авто, які вдарені у задню частину (“зад”) зменшиться з 35 % у 2007 р. до 18 % у 2008 р., а кількість автомобілів,

які ударені у бік (“бік”) складатиме 65 % у 2008 р. у порівнянні з 70 % у 2007-му.

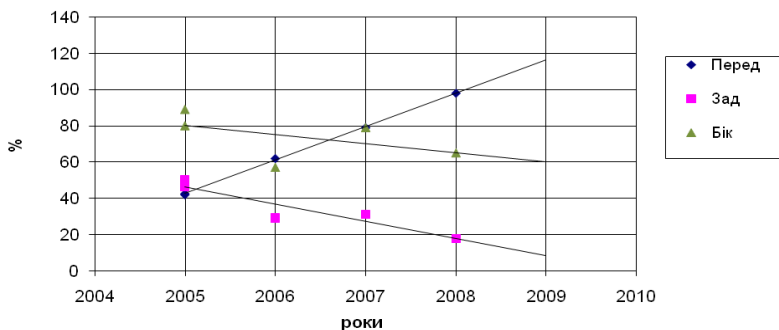


Рис. 3. Розподіл автомобілів малої групи за місцем удару

З метою планування коштів на закупівлю запчастин для автомобілів, які потрапляють у ДТП було побудовано графік, який показаний на рисунку 4.

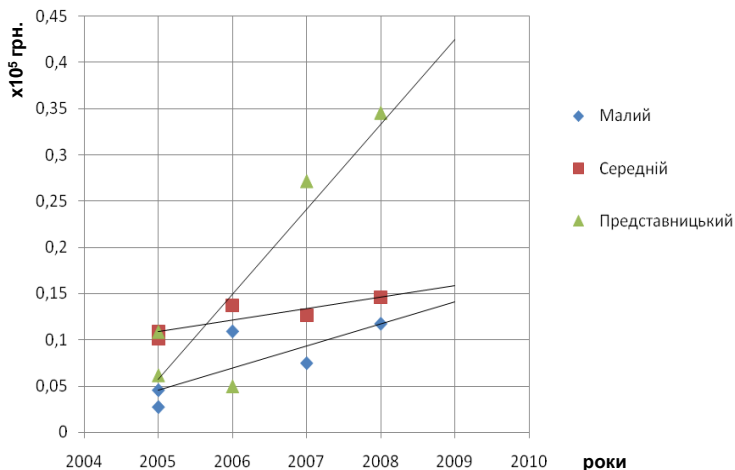


Рис. 4. Вартість запасних частин для відновлювального ремонту

Вартість запасних частин для відновлювального ремонту автомобілів малого кластеру зростає з 7000 гривень на один автомобіль у 2007 році до 12000 гривень у 2008-му. Прогноз для автомобілів середнього кластеру становитиме: 15000 грн. на один автомобіль у 2008 р. порівняно з 13000 грн. у 2007 році. Вартість запасних частин

для відновлювального ремонту легкових автомобілів представницького кластеру також зростає до 35000 грн. на один автомобіль у 2008 р. з 7000 грн. у 2007-му.

Висновки. На основі діючої методики автотоварознавчих досліджень створено імовірнісний масив статистичних даних та визначено оптимальний математичний метод їх відображення – кореляційний. Отримано лінії регресії (трендів) за допомогою яких можна спрогнозувати кількісно-якісний стан автомобілів після дорожньо-транспортних пригод.

Прогнозована кількість автомобілів, які потраплять у ДТП на кінець 2008 р. А-, В- і С1-класів знизиться у 1,17 разів у порівнянні з 2007 р.; С2- і D-класів на кінець 2008 р. зростає у 1.3 рази у порівнянні з 2007 р., а F- і E-класів на кінець 2008 р. зростає у 1,16 рази у порівнянні з 2007 роком. Зроблений прогноз обсягу коштів необхідний на закупівлю запчастин.

Результати досліджень отримані у статті використовуються при плануванні фінансово-господарської діяльності підприємства ВАТ “Волинь-АВТО” та страхової компанії “ОРАНТА” на 2008 і 2009 роки, а метод прогнозування може знайти застосування у роботі відповідних підрозділів агропромислового комплексу.

Література

1. Марков О. Д. Станции технического обслуживания автомобилей. – К.: Кондор, 2008. – 536 с.
2. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: Монографія / Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут; За заг. ред. А. М. Редзюка. – К.: ДП “Державтотранс- НДІпроект”. 2005. – 400 с.
3. Фещур Р. В., Барвінський А. Ф., Кічор В. П. Статистика. Теоретичні основи і прикладні аспекти: Навчальний посібник. – Львів: “Інтелект-Захід”, 2001. – 276 с.
4. Гончаренко Ф. П. Керування безпекою руху засобами дорожньої служби: Монографія. – К.: 1999. – 280с.
5. Судово-експертна діяльність. Довідник для суддів. – К.: Видавничий дім “Ін Юре”, 2001. – 344 с.
6. Автомобильный справочник BOSCH. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Издательство “За рулем”, 2002. – 896 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

І.Л. Роговський, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

МЕТОДИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ОПИСУ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З РЕЗЕРВУВАННЯМ

В статті представлено результати щодо опису математичної моделі забезпечення працездатності сільськогосподарських машин в технологічних процесах вирощування сільськогосподарської продукції з резервуванням.

Постановка проблеми. Характеризувати сучасний світовий ринок сільськогосподарських машин необхідно через опис широкою гамою типорозмірних рядів машин, що дозволяє задовольнити попит усіх типів споживачів. Однак підприємства галузі сільськогосподарського машинобудування України характеризуються предметною спеціалізацією виробництва з жорсткими технологічними лініями, які не дозволяють швидко і з малими витратами переходити на нові прогресивні моделі сільськогосподарських машин [1].

Технології і обладнання підприємств сільськогосподарського машинобудування України морально застаріли, а їх фізичне зношення обладнання досягає 40-90 % [2]. Виробничі потужності розраховані на великі обсяги виробництва, а попит на ринку суттєво зменшився [3]. Застарілі технології і обладнання та низька якість конструкційних матеріалів, що застосовуються, не дозволяють виготовляти конкурентноздатні сільськогосподарські машини [4]. Отже, рівень технічного обслуговування таких машин повинен бути достатньо високим на всіх стадіях використання, але усунення відмов і пов'язані з цим простої наносять значні матеріальні збитки підприємствам. Через це український ринок сільськогосподарських машин агресивно освоюють російські, західноєвропейські та американські фірми.

Проте ставка на імпортні сільськогосподарські машини є недоцільною з державної, економічної та соціальної позицій оскільки призведе до втрати виробничого та науково-технічного потенціалу, масового безробіття, залежності України від імпорту, а відтак до значного зменшення надходжень до державного бюджету [5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В системах підтримання роботозданого стану сільськогосподарських машин через технічне обслуговування за технічним станом, що використовують на деяких підприємствах АПК реалізують гнучкий облік міжремонтного

ресурсу машин [6], однак за цим положень відсутній інструментарій парировання відмов машин, які виникають безпосередньо в процесі виробництва продукції сільського господарства в режимі реального часу [7]. Застосування традиційних методів і підходів збільшення безвідмовності сільськогосподарських машин, пов'язаних з його резервуванням [8, 9], призводять до збільшення маси конструкції, а також сприяють підвищенню енергетичних і вартісних показників виробництва продукції сільського господарства, що зменшує його конкурентоспроможність на сучасному аграрному ринку [10]. Отже, за сформованих умов проектування, виробництва й експлуатації сільськогосподарських машин виникає необхідність у розробці аналітичних положень, які збільшують тривалість роботоздатного стану машин із використанням сучасних досягнень в області відмовостійких систем управління, а саме дозволяти зберігати його повну або часткову працездатність у випадку відмови елементів під час виробництва продукції сільського господарства у режимі реального часу.

Мета досліджень – розкрити аналітичні положення щодо опису математичної моделі роботоздатного стану технологічних ліній машин агропромислового комплексу.

Результати досліджень. Розглянемо просту фізичну модель функціонування технологічної лінії сільськогосподарських машин з резервуванням (рис.1), де перший блок формалізує всю сукупність машин і обладнання агропромислового комплексу до третього блоку споживача з другим опосередковано включеним блоком бункера-накопичувача.

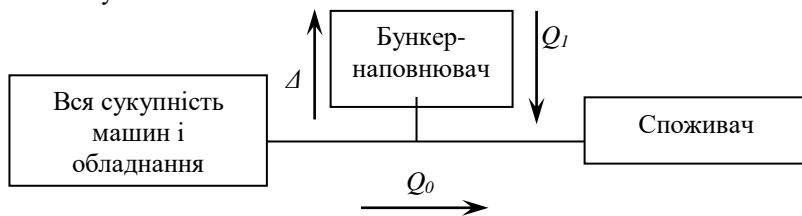


Рис.1. Фізична модель функціонування сільськогосподарських машин з резервуванням

Модель "вся сукупність машин і обладнання – бункер-накопичувач – споживач" функціонує за наступних можливих стадій:

Стадія 1 – якщо вся сукупність машин і обладнання перебуває в роботоздатному стані і бункер-накопичувач заповнений, тоді "вся

сукупність машин і обладнання” з продуктивністю Q_0 надає продукцію до споживача;

Стадія 2 – якщо блок ”вся сукупність машин і обладнання” перебуває в нероботоздатному стані, ”бункер-накопичувач” наповнений, то він з продуктивністю Q_1 надає продукцію до споживача;

Стадія 3 – якщо блок ”вся сукупність машин і обладнання” в нероботоздатному стані і ”бункер-наповнювач” порожній, тоді продукція до споживача не надходить;

Стадія 4 – після відновлення роботоздатного стану блок ”вся сукупність машин і обладнання” функціонує з продуктивністю $(Q_0 + \Delta)$, продукція з продуктивністю Q_0 надходить до споживача і з продуктивністю Δ заповнює бункер-накопичувач;

Стадія 5 – після заповнення бункера-накопичувача блок ”вся сукупність машин і обладнання” функціонує за стадією 1.

Прийmemo позначення $Q(t)$ продуктивність надходження продукції до споживача в момент часу t . Згідно прийнятої фізичної моделі (рис.1) процес її функціонування описується сукупністю станів за виразом (1):

$$Q(t) = \begin{cases} Q_0, & \text{в момент часу } t \text{ блок "вся сукупність машин} \\ & \text{і обладнання" перебуває в роботоздатному стані;} \\ Q_1, & \text{в момент часу } t \text{ блок "вся сукупність машин} \\ & \text{і обладнання" відновлює роботоздатний стан,} \\ & \text{бункер-накопичувач заповнений;} \\ 0, & \text{в момент часу } t \text{ блок "вся сукупність машин} \\ & \text{і обладнання" відновлює роботоздатний стан,} \\ & \text{а бункер-накопичувач порожній.} \end{cases} \quad (1)$$

Математичне очікування продуктивності фізичної моделі за період часу $t \in (0; T)$ $\bar{Q}(t)$ визначаємо за виразом (2):

$$\bar{Q}(t) = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T Q(t) dt. \quad (2)$$

Визначимо математичне очікування стаціонарної продуктивності фізичної моделі \bar{Q}_c за виразом (3):

$$\bar{Q}_c = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T Q(t) dt. \quad (3)$$

Аналітичні викладки виконаємо за наступних передумов:

- час безвідмовної роботи (після чергового відновлення роботоздатного стану) блоку “вся сукупність машин і обладнання” описується законом експоненціального розподілу випадкової величини за параметром $\lambda > 0$;
- час відновлення роботоздатного стану блоку “вся сукупність машин і обладнання” (після чергової втрати роботоздатного стану) описується законом експоненціального розподілу випадкової величини за параметром $\mu > 0$;
- об’єм бункера-накопичувач є гранично обмеженим і визначеним за V .

Опишемо випадковий процес фізичної моделі (рис.1) виразом (4):

$$z(t) = \{\alpha(t), V(t)\}, \quad (4)$$

де $V(t)$ – об’єм бункера-накопичувача в момент часу t ;

$$\alpha(t) = \begin{cases} 2, & \text{в момент часу } t \text{ блок "вся сукупність машин і обладнання"} \\ & \text{перебуває в роботоздатному стані і бункер не повний;} \\ 1, & \text{в момент часу } t \text{ блок "вся сукупність машин і обладнання"} \\ & \text{перебуває в роботоздатному стані, бункер-накопичувач} \\ & \text{заповнений;} \\ 0, & \text{в момент часу } t \text{ блок "вся сукупність машин і обладнання"} \\ & \text{відновлює роботоздатний стан, а бункер-накопичувач} \\ & \text{порожній.} \end{cases}$$

За наявних обмежень (4) $z(t)$ можна вважати як Марковський процес з фазовим простором $z(t) = \{0\} \times [0, V] \vee \{2\} \times [0, V] \vee \{1, V\}$ інфінізимальний оператор L_f якого має вид (5):

$$L_f(k, V) = \begin{cases} -Q_1 \frac{\partial}{\partial V} f(0, V) - \mu f(0, V) + \mu f(2, V) \\ \text{якщо } k = 0, \quad V \in (0, V) \\ -\mu f(0, 0) + \mu f(2, 0) \\ \Delta \frac{\partial}{\partial V} f(2, V) + \mu f(0, V) - \lambda f(2, V) \\ \text{якщо } k = 2, \quad V \in (0, V) \\ -\lambda f(1, V) + \lambda f(0, V) \end{cases} \quad (5)$$

Визначимо на фазовому просторі функцію $C(t)$ наступною рівністю:

$$C(t) = \begin{cases} Q_1, \text{ якщо } f = \{0, V\} & V \in [0, V]; \\ Q_0, \text{ якщо } f = \{1, V\} & V \in [0, V]; \\ Q_0, \text{ якщо } f = \{2, V\} & V \in [0, V]; \\ 0, \text{ якщо } f = \{0, 0\} & z \in \{0\} \times \{0, V\}, \end{cases} \quad (6)$$

Тоді, згідно визначенню продуктивності в момент часу t отримаємо вираз (7):

$$\bar{Q}_c(t) = C(z(t)), \quad (7)$$

за яким

$$\bar{Q}_c(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T C(z(t)) dt. \quad (8)$$

Процес $z(t)$ є ергодичним. Позначимо через ρ його ергодичний розподіл. Нижче аналітично викладемо положення, що такий ергодичний розподіл процесу має атоми в точках $\{1, V\}$ і $\{0, 0\}$ з абсолютно неперервністю на іншій частині фазового простору.

Отже,

$$\bar{Q}_c(t) = \int_z C(z) \rho(dz) = Q_1 \int_{0+}^V \rho(0, V) dV + Q_0 \rho\{1, V\} + Q_0 \int_0^V \rho(2, V) dV. \quad (9)$$

Тоді отримаємо:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_c(t) &= Q_1 V \frac{\mu \cdot \lambda \cdot \Delta}{Q_1 \Delta (\mu + \lambda) + \mu \lambda (Q_1 + \Delta) V} + Q_0 \frac{\mu \cdot \Delta \cdot Q_1}{Q_1 \Delta (\mu + \lambda) + \mu \lambda (Q_1 + \Delta) V} + \\ &+ Q_0 V \frac{\mu \cdot \lambda \cdot Q_1}{Q_1 \Delta (\mu + \lambda) + \mu \lambda (Q_1 + \Delta) V} = \\ &= \frac{\mu \cdot \lambda \cdot Q_1 \cdot \Delta \cdot V + \mu \cdot Q_0 \cdot Q_1 \cdot \Delta + \mu \cdot \lambda \cdot Q_1 \cdot Q_0 \cdot \Delta \cdot V}{Q_1 \Delta (\mu + \lambda) + \mu \lambda (Q_1 + \Delta) V}. \end{aligned}$$

Як частковий випадок, коли $Q_0 = Q_1 = \Delta = 1$, $\mu = \alpha$ маємо

$$\bar{Q}_c(t) = \frac{1}{2} + \frac{\mu V}{2(1 + \mu V)} \quad \text{або} \quad \bar{Q}_c(t) = \frac{1 + 2\mu V}{2(1 + \mu V)}.$$

Висновок. При збільшенні об'єму бункера-накопичувача продуктивність процесу спрямовано до 1, така ж тенденція відслідковується і при збільшенні інтенсивності відновлення відмов в процесі відновлення роботоздатного стану блоку “вся сукупність машин і обладнання”. Перспектива подальших досліджень лежить в площині перевірки адекватності розкритих аналітичних положень за експериментальними даними.

Література

1. Молодик М.В. Оцінювання надійності машин при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2008. – Вип. 92. – С. 381–389.
2. Пастухов В.І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: Автореф. дис... д-ра техн. наук / ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х, 2006. – 38 с.
3. Басін В.С. Надійність як умова подальшого розвитку // Техніка АПК. – 2007. – №10. – С. 14–15.
4. Конкурентоспроможність технологій і машин / А.Д. Гарькавий, В.Ф. Петриченко, А.В. Спирін. – Вінниця: Тірас, 2006. – 73 с.
5. А. Бурилко Нормативно-правові положення механізму державного впливу на оновлення МТП // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Леоніда Погорілого, 2008. – Вип.11 (25). – С. 308–319.
6. Іванов В.І., Бантковський В.А., Козій Д.О. Теоретичні положення забезпечення надійності машин підвищенням кореляції між їх елементами (селекція елементів в машині) // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка. – Х., 2007. – Вип.67. – Т.1. – С. 145–150.
7. Сухарев Е.О. Експлуатаційна надійність машин. – Рівне: НУВГП, 2006. – 190 с.
8. Бойко А.И., Мороз Н.Н. Определение вероятности безотказной работы зерноуборочного комбайна в зависимости от вероятностей безотказной работы его элементов // Вісник Сумського національного аграрного університету. – 2006. – Вип.№9. – С. 165–168.
9. Роговський І.Л. Методичні положення до експлуатаційних вимог безпеки технічного стану самохідних сільськогосподарських машин // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Леоніда Погорілого, 2008. – Вип.10 (24). – С. 132–140.
10. Роговський І.Л. Сезонні показники експлуатаційної безвідмовності і ремонтпридатності зернозбиральних комбайнів // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2006. – Вип.101. – С. 199–203.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ШАРУ НАСІННЕВОГО ВОРОХУ ЛЬОНУ

У статті наводиться методика та результати експериментальних досліджень деформаційних властивостей шару насінневого вороху льону.

Постановка проблеми. При обґрунтуванні конструктивних та технологічних параметрів пристроїв для обмолоту насінневого вороху льону необхідно знати фізико-механічні властивості матеріалу, що обробляється. Значна увага при цьому повинна приділятися деформаційним властивостям, так як від цього залежить вибір оптимальних силових дій робочих органів на ворох льону, при яких будуть забезпечуватися високі якісні показники виконання технологічного процесу обмолоту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження деформаційних властивостей висвітлені у багатьох роботах [1, 2, 3]. Але всі дослідження зводяться до визначення деформаційних властивостей окремих насінневих коробочок льону, а робочі органи при роботі взаємодіють з насінневим ворохом льону.

Мета дослідження - експериментально дослідити деформаційні властивості насінневого вороху льону.

Результати досліджень. Досліди проводилися на спеціально виготовленій лабораторній установці, схема якої зображена на рис. 1. Вона складається з камери стиску 6, яка заповнюється матеріалом, що досліджується, поршні 4, гвинта 2, динамометра 1 і індикатора годинникового типу.

Деформаційні властивості визначалися для насінневого вороху льону, коробочок льону і плуганини.

Досліди проводилися наступним чином. Камеру стиску наповнювали досліджуванним матеріалом і вимірювали його початкову товщину h . Потім за допомогою гвинта 2 створювали стискуюче зусилля на поршні 4, величину якого визначали за показами динамометра 1. Величину деформації досліджуваного матеріалу Δh визначали за індикатором годинникового типу. На початку проведення кожного досліді показчики динамометра і індикатора годинникового типу виставлялися на нульову поділку. Повторність дослідів була 8...10 раз.

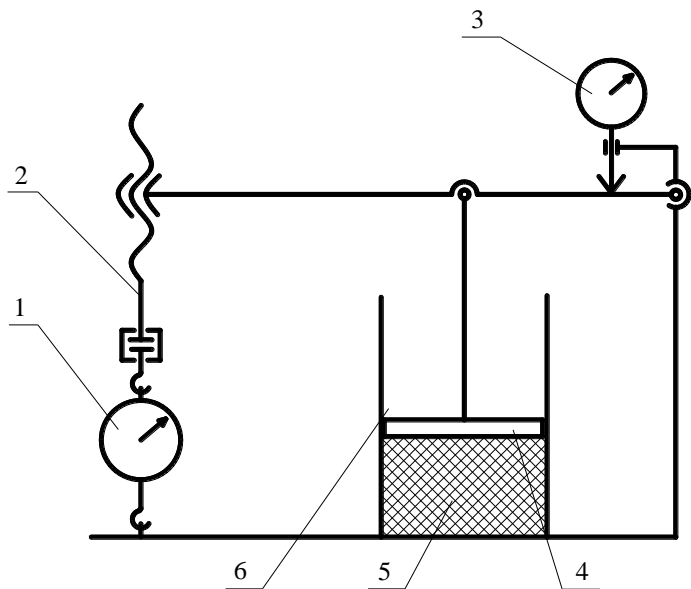


Рис.1. Схема лабораторної установки: 1 – динамометр; 2 – гвинт; 3 – індикатор годинникового типу; 4 – поршень; 5 – насінневий ворох льону; 6 – камера стиску

За отриманими результатами вимірювань визначили умовний тиск q і відносну деформацію ε . Для розрахунку цих показників застосовувалися такі формули:

$$\begin{cases} q = \frac{F}{a \cdot b}, \\ \varepsilon = \frac{\Delta h}{h}. \end{cases}$$

де F – сила стиску; a – ширина натискної поверхні поршня; b – довжина натискної поверхні поршня; Δh – абсолютна деформація досліджуваного матеріалу; h – початкова висота матеріалу у камері стиску.

За отриманими результатами розрахунків побудований графік залежності умовного тиску від відносної деформації.

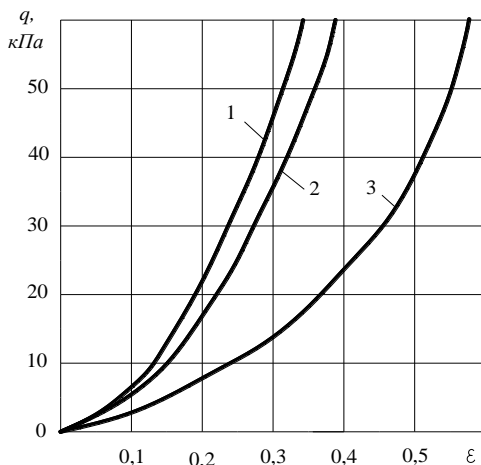


Рис. 2. Графіки залежності умовного тиску від відносної деформації: 1 – для насінневих коробочок льону; 2 – для насінневого вороху льону; 3 – для плутанини

Проаналізувавши ці криві, отримаємо функціональну залежність умовного тиску q від відносної деформації ε :

$$q = A \cdot \varepsilon + B \cdot \varepsilon^2 + C \cdot \varepsilon^3, \text{ кПа},$$

де A, B, C – коефіцієнти.

Для насінневого вороху льону $A=60, B=25, C=574$.

Висновок. Отримані залежності дозволять підбирати оптимальні значення тиску пружин підпружиненого вальця і величини зазору між вальцями у вальцевих терочних апаратах, при яких будуть забезпечуватися високі якісні показники виконання технологічного процесу обмолоту.

Література

1. Талах Л.О. Дослідження роботи та обґрунтування параметрів обчисувальних льонозбиральних машин: Дис... канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 1998.
2. Сай В.А. Результати дослідження деформації стиску насінневих коробочок льону. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 8 – Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 234-238.
3. Хайліс Г.А. Механика растительных материалов. - К.: УААН. 1994.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАВЕРШАЛЬНОЇ ФАЗИ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ПНЕВМОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

Пропонуються аналітичні залежності, які дозволяють істотно підвищити точність розрахунків завершальної фази робочого циклу приводів із пневмомеханічними системами керування як визначальної в плані отримання потрібних значень технічних характеристик пневматичних машин на основі цих приводів.

Постановка проблеми. Використання пневматичних машин, як правило, супроводжується значними затратами, оскільки енергія стисненого повітря досить дорога. Питання її здешевлення вирішується різними шляхами, одним із найбільш пріоритетних з яких є удосконалення конструкцій машин шляхом детальних досліджень динаміки робочих процесів їх приводів на етапі проектних розробок.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Досить вагомим результатом в області досліджень динаміки робочих процесів пневматичних машин із різноманітними системами керування з метою удосконалення їх конструкцій, здешевлення енергоносія, підвищення точності проектних розрахунків тощо досягнуто в роботах [1, 2, 3, 4]. Однак при детальній диференціації та дослідженні робочих циклів акцент на завершальній фазі як визначальній в плані формування остаточних величин технічних характеристик пневматичних машин у цих роботах не робиться.

Мета дослідження. Стаття присвячена дослідженню завершальної фази робочого циклу пневматичних приводів із пневмомеханічними системами керування як визначальної в плані формування остаточних величин технічних показників пневматичних машин, оснащених цими приводами.

Результати дослідження. Оскільки остаточні значення технічних показників пневматичних машин формуються на завершальній фазі робочого циклу, то виконаємо детальний аналіз саме цієї фази для приводу із пневмомеханічною системою керування. Динаміка робочих камер пневматичних приводів із пневмомеханічними системами керування як інерційних ланок описується на завершальній фазі рівняннями [5]:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp_A}{dt} &= \frac{n}{x_{02} + s - l_5 - l_4 - l_3 - l_2 - x} \left[\frac{f_{\text{вн}}^e K p_M \sqrt{RT_M} \varphi_A(\sigma_A)}{F} + p_A \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dp_B}{dt} &= \frac{kp_B}{x_{01} + l_5 + l_4 + l_3 + l_2 + x} \left[- \frac{f_{\text{вн}}^e K \sqrt{RT_a} \varphi_B(\sigma_B)}{F} - \frac{dx}{dt} \right], \end{aligned} \right.$$

де dp_A , dp_B - зміна тиску відповідно в камері холостого ходу A і та камері робочого ходу B на завершальній фазі; n - показник політропи; p_A , p_B - тиск стисненого повітря відповідно в камері A і B на завершальній фазі; x_{02} - довжина компенсаційної камери холостого ходу; x_{01} - довжина компенсаційної камери робочого ходу; s - хід поршня; l_i - відстань, на яку переміщується поршень за i -у фазу; $f_{\text{вн}}^e$, $f_{\text{вн}}^e$ - ефективна площа прохідного перерізу робочих вікон вмонтованих пневморозподільників (які використовуються в якості випускних елементів приводу) і випускних отворів; K - комплексний коефіцієнт $K = \sqrt{\frac{2k}{k-1}}$; p_M - тиск повітря у мережі; R - газова стала;

T_M , T_a - температура повітря у мережі та температура навколишнього середовища; $\varphi_A(\sigma_A)$, $\varphi_B(\sigma_B)$ - витратні функції термодинамічних процесів відповідно для камери холостого та робочого ходів на завершальній фазі робочого циклу; k - показник адіабати.

Хоча наведені рівняння якісно описують динаміку камер холостого та робочого ходів, однак через використання надто наближених або усереднених значень складників $f_{\text{вн}}^e$, $f_{\text{вн}}^e$ при дослідженні та проектуванні пневматичних машин на основі систем пневмомеханічного розподілу енергоносія по робочих камерах вони не дозволяють отримати точні результати. Тому доцільно заздалегідь виконати детальний аналіз конструкції пневматичної машини із пневмомеханічною системою керування рухом поршня на предмет вибору (для подальших розрахунків) режиму надходження та витікання енергоносія із робочих камер, після чого можна користуватися наведеною нижче методикою для визначення ефективних площ робочих елементів системи впуску-випуску.

У результаті проведених досліджень [6, 7] отримані теоретичні залежності для визначення величин ефективних площ $f_{\text{вн}}^e$ прохідних перерізів робочих вікон вмонтованих пневморозподільників та $f_{\text{вн}}^e$

випускних отворів для систем пневмомеханічного керування приводами:

- для надкритичних режимів протікання повітря відповідно для впускних $f_{вп.надкр}^e$ та впускних $f_{вп.надкр}^e$ конструктивних елементів:

$$f_{вп.надкр}^e = \frac{(1 - \sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_0 V}}}{kK\varphi(\sigma_*)\tau_0\sqrt{RT_M}},$$

$$f_{вп.надкр}^e = \frac{(1 - \sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_{0B} V_B}}}{kK\varphi(\sigma_{B*})\sqrt{RT_a} \left[(1 - \sigma_a) - e^{-\frac{t}{\tau_{0B} V_B}} + \sigma_a \right] \tau_{0B}};$$

- для підкритичних режимів відповідно для двохпозиційних вмонтованих клапанних пневморозподільників $f_{вп.підкр}^e$ та впускних отворів $f_{вп.підкр}^e$:

$$f_{вп.підкр}^e = \frac{(1 - \sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_0 V}}}{kK\varphi(\sigma)\tau_0\sigma_{HK}\sqrt{RT_M}} \cdot \left[\frac{(\sigma_{HK} - \sigma_a)\varphi(\sigma_*)}{\varphi(\sigma_{HK})} + \frac{\sigma_a}{\sigma_{HK}} \psi_1(\sigma_{HK}) \right],$$

$$f_{вп.підкр}^e = \frac{\sigma_B^{2k} (1 - \sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_{0B} V_B}}}{2k^2 K \sigma_a^{2k} \varphi(\sigma_B) \sqrt{RT_M} \left[(1 - \sigma_a) e^{-\frac{t}{\tau_{0B} V_B}} + \sigma_a \right] \tau_{0B}} \times$$

$$\times \left[\frac{(\sigma_{B.нк} - \sigma_a)\varphi(\sigma_{B*})^{(k-1)}}{\varphi(\sigma_{B.нк})\sigma_{B.нк}^{2k} (3k-1)} \right],$$

де $\sigma_a = p_a / p_M$; t – постійна часу пневматичної інерційної ланки ($t = V / RT_M \alpha$, де V – об’єм камери наповнення; α – провідність опору, виражає залежність масової витрати повітря від перепаду тисків на конструктивному елементі); $\tau_0 = \frac{\tau}{V}$ – постійна часу наповнення одиничного об’єму; τ – постійна часу наповнення камери; $\varphi(\sigma_*) = \sqrt{\sigma_*^{\frac{2}{k}} - \sigma_*^{\frac{k+1}{k}}}$ – функція витрати при критичному співвідношенні

тисків; $\sigma_* = \frac{P_*}{P_M}$ - критичне співвідношення тисків при наповненні камери (P_* - критичний тиск); $\tau_{0B} = \frac{\tau_B}{V_B}$ - постійна часу спорожнення одиничного об'єму (τ_B - постійна часу спорожнення камери; V_B - об'єм камери спорожнення); $\varphi(\sigma_{B*})$ - функція витрати при критичному співвідношенні тисків під час спорожнення камери, визначається аналогічно $\varphi(\sigma_*)$; σ_{B*} - критичне співвідношення тисків при спорожненні камери, визначається аналогічно σ_* ; $\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}$ - функція витрати при наповненні камери; σ_{HK} , $\sigma_{B,HK}$ - безрозмірний тиск відповідно у камері наповнення та спорожнення; $\varphi(\sigma_{HK})$, $\varphi(\sigma_{B,HK})$ - функції витрат по некоректованій експоненті аналогічно функції $\varphi(\sigma)$; $\psi_1(\sigma_{HK})$ - функція співвідношення тисків при наповненні камери; $\varphi(\sigma_B)$, $\varphi(\sigma_{B,HK})$ - функції витрат при спорожненні камери, визначаються аналогічно $\varphi(\sigma)$.

Визначивши за запропонованими формулами величини ефективних площ, надалі можемо успішно використовувати їх для оцінки динаміки робочих камер приводів із пневмомеханічними системами керування як інерційних ланок на завершальній фазі робочого циклу, від досконалості дослідження та правильного розрахунку якої істотно залежить отримання потрібних значень технічних характеристик пневматичних машин.

Висновок. Використання наведених залежностей на етапі проектування пневматичних машин із пневмомеханічними системами керування дозволить істотно підвищити точність проектних розрахунків.

Література

1. Кузнецов К.А. Разработка и исследование регулируемого поршневого вибровозбудителя с пневмоприводом для строительных технологий: Дис...канд. техн. наук: 05.02.03. - Винница, 1998. - 275 с.
2. Коваленко А.А. Автоматизация исследования и проектирования пневматических приводов и систем: Дис...канд. техн. наук: 05.02.03. - К., 1997. - 208 с.
3. Малярчук А.А. Обоснование параметров и разработка узла с приводом от высоконапорного пенного энергоносителя: Дис...канд.

техн. наук: 05.05.06. - Вінниця, 1990. - 251 с.

4. Стасюк В.М. Пневматичний привод виконавчих органів ударних машин із механічним зв'язком поршня-ударника з впускними елементами: Дис...канд. техн. наук: 05.02.03. - Вінниця, 2003. - 296 с.

5. Стасюк В.М. Пневматичний привод із механічним зв'язком виконавчої ланки та елементів системи повітророзподілу для віброімпульсних машин // Наукові нотатки. (Луцький державний технічний університет). - 2003. - №13. - С. 309-318.

6. Стасюк В.М. Визначення коефіцієнтів витрат імпульсних пневматичних приводів із пневмомеханічними системами керування // Наукові нотатки. (Луцький державний технічний університет). - 2007. - №20. - С. 466-468.

7. Стасюк В.М. Визначення миттєвих значень ефективних площ структурних елементів пневмомеханічних систем приводів віброударних машин // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. - 2005. - №3 (31). - С. 367-372.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк.

УДК 631.365.22

І.В. Тараймович

Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА СЕПАРАЦІЇ ПРИ РОЗТЯГУВАННІ ШАРУ ВОРОХУ ЛЬОНУ

У статті наведено методику експериментальних досліджень процесу сепарації льоновороху при розтягуванні шару та результати визначення коефіцієнта сепарації при розтягуванні шару вороху льону.

Постановка проблеми. При комбайновій технології збирання льону-довгунця можливе збільшення вмісту плутанини у льоноворосі, яка викликає проблему його сушіння. За результатами досліджень [1] при збиранні врожаю комбайнами в жовтій стиглості у льоноворосі міститься: коробочок – 46%, частин стебел з коробочками – 23%, вільного насіння – 16%, листочків та інших дрібних частинок – 5%. На сушіння такого вороху у типових льоносушарках на 1 кг висушеного насіння витрачають до 1 кг дизельного пального, що є недопустимим.

Так як, в сучасних умовах виробництва першочерговим є питання енерго- та ресурсозбереження, то пошук шляхів їх зниження стає

актуальним та важливим. Зниження витрат під час сушіння можна досягти, якщо відокремити грубий ворох, довгі домішки, які, як правило, не знаходять подальшого використання і є баластом. А, крім цього, для отримання високоякісного посівного матеріалу варто виділити вільне агрономічно зріле насіння без його травмування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Теоретичні дослідження з сепарації вороху льону представлені у роботах Г.А. Хайліса [2] та В.Ф. Дідуха [3]. Експериментальні дослідження з визначення характеру зміни висоти шару вороху і зусилля розтягу при розтягуванні об'єму вороху льону різних початкових параметрів були проведені в роботі [4] Р.В. Кірчука. У роботі [5] проведено вивчення фізико-механічних властивостей льоновороху, які необхідні для розробки засобів сепарації льоновороху та окремих робочих органів. А у роботах [6, 7, 8] запропоновані різні варіанти технологічних процесів попередньої сепарації льоновороху та пристрої для їх реалізації.

Метою досліджень було визначення коефіцієнта сепарації при розтягуванні шару вороху льону з різними початковими характеристиками.

Результати досліджень. Сепаруючу здатність сільськогосподарських матеріалів характеризують коефіцієнтом сепарації μ , який у випадку розділення льоновороху являє собою відносну ймовірність просіювання коробочок та вільного насіння на одиниці довжини сепаратора (cm^{-1}).

Для визначення коефіцієнта сепарації при розтягуванні шару вороху льону в залежності від вологості, початкової його висоти та вмісту плутанини проводили за допомогою лабораторної установки, схема та загальний вигляд якої зображена на рис. 1.

Рухому площадку 2 встановлювали в крайнє ліве положення так, щоб відстань між стержнями 3, які розміщені на площадці 1 і стержнями 4, які встановлені на площадці 2, дорівнювала 30 см. Шар вороху льону вкладали на розміщені горизонтально решітчасті площадки 1 та 2. Поличка 5 розміщувалась на поверхні шару вороху льону і за допомогою шкали на стійці 6 визначалась початкова висота шару вороху.

Рівномірно обертаючи котушку 7 через трос 8 переміщували рухому площадку вправо, розтягуючи досліджуваний матеріал. За допомогою стрілки 9 на рухомій площадці та шкали 10 фіксували довжину розтягування шару вороху льону. Через кожні 10 см зміщення стрілки визначали кількість коробочок і вільного насіння, виділених при розтягуванні шару вороху льону.

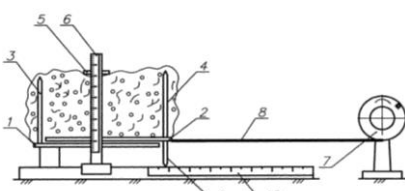


Рис.1. Схема лабораторної установки для визначення коефіцієнта сепарації вороху льону при розтягуванні шару матеріалу та її загальний вигляд

Графіки на рис.2. побудовані за середніми значеннями кількості виділеного насіння та коробочок, отриманих за допомогою обробки даних з 5-ти кратною повторюваністю для початкових параметрів: висота шару 100 мм, 200 мм та 300 мм, вологість $23\% \pm 2\%$ та $60\% \pm 2\%$ і вміст плутанини $30\% \pm 5\%$ та $70\% \pm 5\%$.

На основі аналізу кривих на рис.2. можна стверджувати:

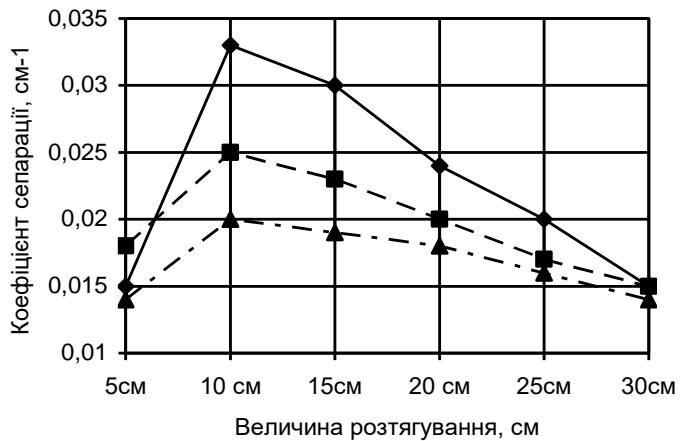
1. Коефіцієнт сепарації максимальне значення при величині розтягу 10 см і, відповідно, найбільш інтенсивно процес сепарації відбувається на початку розтягування. Дане явище пояснюється розміщенням вільного насіння і насінневих коробочок в нижніх шарах вороху льону;

2. Подальше виділення насіння та коробочок льону при його розтягуванні носить майже прямолінійний характер, так як в цей період спостерігається їх переміщення з верхніх шарів у нижні;

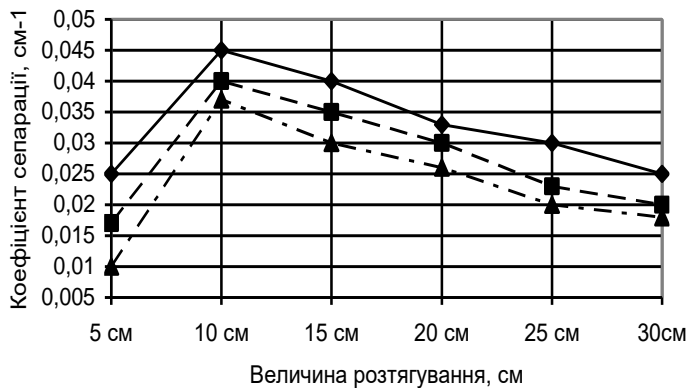
3. Початкові параметри шару вороху льону мають визначальний характер на величину виділення вільного насіння. Ворох із значним вмістом плутанини є малосипучим, важкороздільним матеріалом, тому в міру зниження вмісту плутанини до 30% коефіцієнт сепарації зростає у 1,3...1,5 рази;

4. При підвищенні вологості вороху льону ($60\% \pm 2$) коефіцієнт сепарації значно нижчий, що пояснюється збільшенням коефіцієнта внутрішнього тертя складових вороху, а також високою міцністю зв'язку невідокремлених коробочок зі стеблами;

5. Величина внутрішніх зв'язків вороху льону залежить від співвідношення компонентів вороху, а також від початкових параметрів вороху, і в першу чергу, від вмісту плутанини і вологості матеріалу.



◆ — 10 см ■ — 20 см ▲ — 30 см
а)



◆ — 10 см ■ — 20 см ▲ — 30 см
б)

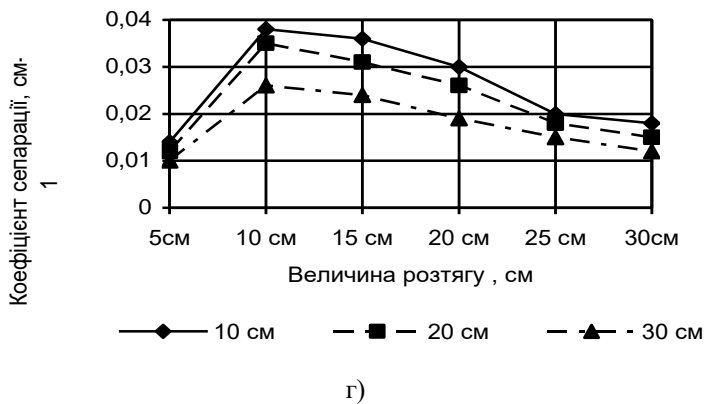
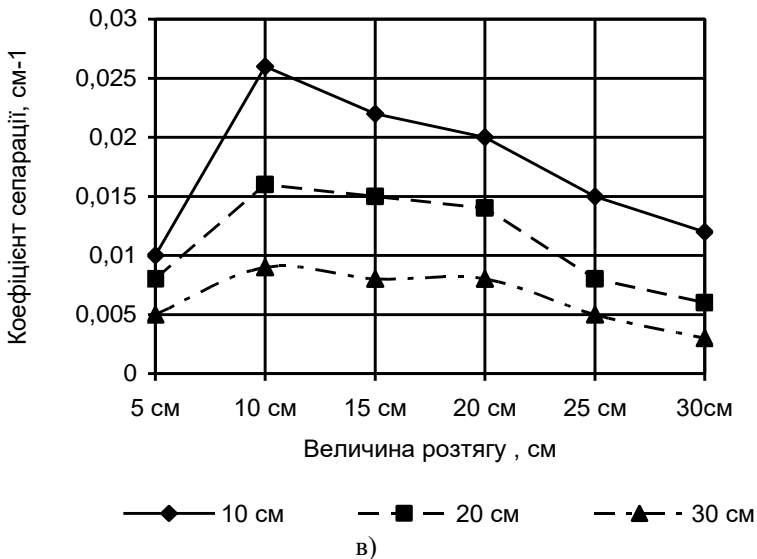


Рис.2. Виділення вороху насіння льону з шару матеріалу при його розтягуванні: а) – $W = 23\% \pm 2\%$, $Q = 70\% \pm 5\%$; б) – $W = 23\% \pm 2\%$, $Q = 30\% \pm 5\%$; в) – $W = 60\% \pm 2\%$, $Q = 70\% \pm 5\%$; г) – $W = 60\% \pm 2\%$, $Q = 30\% \pm 5\%$

Висновки. Для кривих зміни коефіцієнта сепарації вороху льону при його розтягуванні характерно два періоди: перший – інтенсивне виділення насіннєвого матеріалу; другий – пропорційне виділення вороху насіння льону при подальшому розтягуванні матеріалу.

Література

1. Інтенсифікація прийомів з післязбиральної обробки і первинної переробки льоносировини [Електронний ресурс] / І.П. Карпець, А.Ф. Скорченко, І.М. Острик, В.П. Мирончук, В.К. Палійчук. – Режим доступу: <http://www.nbuv.gov.ua>.
2. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М.. Розрахунок робочих органів збиральних машин. – Київ: НМК ВО, 1991. – 200с.
3. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів. Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165с.
4. Кірчук Р.В. Розробка сепаратора вороху льону: Дис...канд.. тех. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2001. – 198с.
5. Кругленя В.Е., Масловский А.В. Изучение физико-механических свойств льновороха // Проблемы мелиорации, водохоз. стр-ва и обустройства сельской территории на современном этапе. – Горки, 2001. – с. 310-313.
6. Шаршунов В.А.; Кругленя В.Е.; Кудрявцев А.Н.; Коцуба В.И.; Алексеенко А.С. Комбинированная молотилка-сепаратор льновороха [МСЛВ-2,5] // Тракторы и с.-х. машины. – 2004. - №11. – С. 13-15.
7. Лачуга Д.Ю. Обоснование процессов и рабочих органов для разделения сырого льновороха [Технические средства аксиально-роторного и решетчато-гребенчатого типов для выделения путанины, коробочек и семян льна]. – Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – М., 2007. – 18 с., ил.
8. Катченко С., Максимов К. Предварительная сепарация мелкого льновороха // Сельский механизатор. – 2004. – №10. – С. 20-21.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

М.В. Усенко, к.т.н., С.М. Михалевич
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ ЛАНЦЮГОВОГО САДИЛЬНОГО АППАРАТА

Проведений аналіз двох стадій абсолютного руху характерної точки захвата ланцюгового садильного апарата

Постановка проблеми. У процесі вирощування розсадних культур операція садіння розсади займає основне місце. Проблема механізації даної операції в основному вирішується за рахунок застосування розсадосадильних машин з садильними апаратами дискового типу. Менше застосовуються розсадосадильні машини з ланцюговими садильними апаратами, хоча в багатьох умовах роботи їх застосування є більш переважним. Відповідно теоретичний аналіз роботи машин такого типу в існуючій літературі є неповним і тому потребує додаткових досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існуючі розсадосадильні машини можна розділити за конструкцією садильного апарату в основному на два типи: дискові і ланцюгові. Переваги дискових садильних апаратів в тому що вони нижче ланцюгових і, відповідно, їх габарити менше (зокрема по вертикалі) і, таким чином, вони менше здатні до перекидання при роботі на схилах. Проте в ланцюговому садильному апараті легше встановити зручну для саджальника точку вкладання розсади в захват, його маса і габарити по горизонталі менші і саме головне те, що в ньому довжина прямолінійної ділянки, на якій безпосередньо відбувається садіння розсади в ґрунт довше, що важливо для здійснення її якісного садіння.

Більшість конструкцій розсадосадильних машин – це машини з садильними апаратами дискового типу [1, 2, 4, 9] і, відповідно, більшість теоретичних праць [2, 5, 7, 8] присвячені саме цим машинам. Але, як було зазначено вище, конструкції садильних машин з апаратами ланцюгового типу [3, 6, 9] мають ряд переваг при роботі в певних умовах, де, відповідно, їх застосування є доцільним. Тому теоретичний аналіз повинен повністю характеризувати роботу машин даного типу.

Мета дослідження полягає у проведенні аналізу двох стадій абсолютного руху характерної точки захвата ланцюгового садильного апарата.

Результати дослідження. Одне з основних серед багатьох питань, що необхідно вирішити при характеристиці роботи

ланцюгового садильного апарата, є аналіз руху в усіх стадіях його характерної точки.

У багатьох працях присвячених розсадосадильним машинам цим питанням приділено недостатньо уваги [3, 8, 9].

Кінематика кожного захвата, а саме траєкторія руху його характерної точки (тут це крайня точка захвата), описується наступним чином. При роботі розсадосадильної машини з ланцюговим садильним апаратом маємо, як і у всіх інших садильних машин, складний рух: переносний з швидкістю V_m і відносний, тобто з швидкістю руху ланцюга V_l з захватами. Також необхідно врахувати кут нахилу φ ланцюга, на якій відбувається вкладання розсади (рис. 1). Захват рухається в площині, що співпадає з напрямком руху машини.

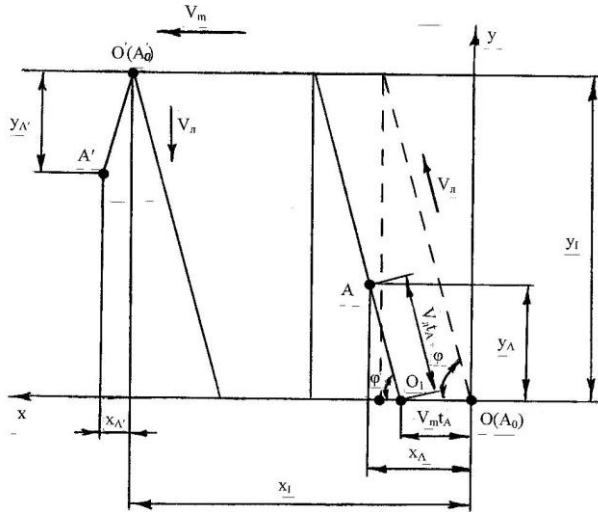


Рис. 1. Схема руху точок захвата ланцюгового садильного апарата

Приймаємо, що початок координат співпадає з віссю O ведучого вала ланцюгового апарата, вісь x – направлена в бік руху машини, а вісь y – вгору. Нехай точка A_0 кінця захвата в початковий момент часу розташована також на початку координат (в точці O). Через певний проміжок часу t_A вісь вала переміститься в положення O_1 і пройде шлях $V_m t_A$. За цей самий час захват переміститься вздовж вітки ланцюга на відстань $V_l t_A$. Точка A_0 захвату перейде в положення A , тоді координати цієї точки визначаються наступними рівняннями:

$$x_A = V_m t_A + V_l t_A \cos \varphi = t_A (V_m + V_l \cos \varphi), \quad (1)$$

$$y_A = V_l t_A \sin \varphi. \quad (2)$$

Садильний апарат ланцюгового типу, як і дисковий садильний апарат, є активним апаратом і тому його кінематичний режим можна характеризувати показником λ , який дорівнює відношенню швидкості руху ланцюга V_{λ} до швидкості руху машини V_m , $\lambda = V_{\lambda}/V_m$.

Заміняючи $\lambda = V_{\lambda}/V_m$ в виразах (1) і (2), отримуємо:

$$x_A = V_m t_A (1 + \lambda \cos \varphi), \quad (3)$$

$$y_A = V_m t_A \lambda \sin \varphi. \quad (4)$$

Рівняння (3) і (4) виражають траєкторію абсолютного руху точки, яка геометрично є прямою лінією з певним кутом нахилу до осі абсцис, що залежить від величини λ .

На рис. 2 показані ці траєкторії при різних значеннях кінематичного параметра λ . Аналіз графіка показує, що при менших значеннях λ кут нахилу лінії траєкторії до осі абсцис менший і, відповідно, при більших значеннях λ – цей кут більший.

В ланцюгових апаратах рух захвата можна розділити на дві стадії. Перша стадія (описана вище) характеризується рухом захвата вгору від нижньої до верхньої точки по похилій (під кутом φ) вітці апарата. Друга стадія характеризується рухом захвата від верхньої точки вертикально вниз до досягнення ним нижньої горизонтальної ділянки, на якій безпосередньо відбувається садіння розсади в ґрунт.

Для характеристики руху захвата (його характерної точки) в другій стадії можна прийняти за початок точку $O'(A'_0)$, користуючись рис. 1. Нехай дана точка через певний проміжок часу $t_{A'}$ переміститься в положення A' , то її координати відносно точки O' визначаються так:

$$x_{A'}(O') = V_m t_{A'}, \quad (5)$$

$$y_{A'}(O') = V_{\lambda} t_{A'}. \quad (6)$$

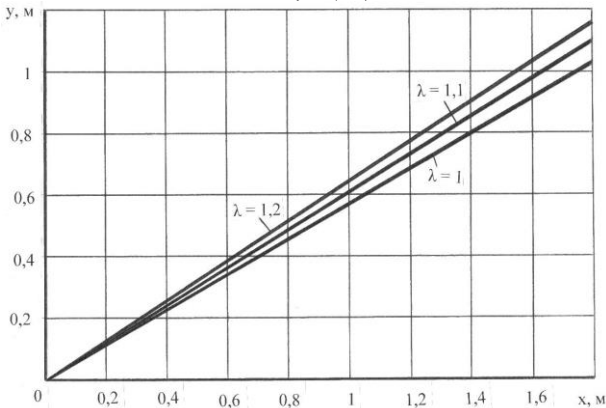


Рис. 2. Траєкторії абсолютного руху характерної точки захвату при різних значеннях λ

Якщо врахувати обидві стадії роботи даного садильного апарата, то координати точки A' захвата (відносно точки O) визначаються таким рівняннями:

$$x_{A'}(O) = x_I + V_m t_{A'}, \quad (7)$$

$$y_{A'}(O) = y_I - V_{\lambda} t_{A'}, \quad (8)$$

де x_I і y_I – шлях відповідно по осях x і y , який пройшла характерна точка захвата на протязі першої стадії.

Використовуючи формули (3) і (4), легко визначити x_I і y_I :

$$x_I = V_m t_{yI} (1 + \lambda \cos \varphi), \quad (9)$$

$$y_I = V_m t_{yI} \lambda \sin \varphi. \quad (10)$$

В садильних апаратах даного типу, як і в дискових садильних апаратах, слід вибирати такий режим роботи, при якому λ дорівнює, або дещо більше одиниці, $\lambda \geq 1$ [2, 4, 5, 7, 8, 9]. Тобто необхідно дотримуватись умови, коли швидкість руху ланцюга V_{λ} садильного апарата (лінійна швидкість) дещо більше швидкості руху садильної машини V_m , $V_{\lambda} > -V_m$. Знак мінус свідчить про зворотній напрямку руху розсади відносно напрямку руху садильної машини в момент її висадки, що і використовується в багатьох конструкціях для забезпечення вертикального розташування розсади.

Висновки. Приведений вище теоретичний аналіз дає можливість визначити траєкторії абсолютного руху характерної точки захвата для двох стадій роботи ланцюгового садильного апарата.

Приведена методика розрахунку є основою для подальших досліджень сумісної роботи всіх елементів (сошник, захвати та інші) ланцюгового садильного апарата для підбору оптимальних параметрів всієї розсадосадильної машини для роботи в різноманітних зовнішніх умовах.

Література

1. Андреев Е.В. Рассадопосадочная машина СРНМ-4 // Тракторы и сельхозмашины. –1959. -№ 9. -с. 25.
2. Гергия Ю.К. Обоснование технологической схемы и оптимальных параметров рабочих органов для посадки рассады табака типа Самсун: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. –Ереван, 1987, -20 с.
3. Захарченко В.Г. Обоснование технологии и машины с ленточным высаживающим аппаратом для посадки рассады овощных культур: Афтореф. дис. ... канд. техн. наук. –Челябинск, 1984, -24 с.
4. Карпенко А.Н. и др. Сельскохозяйственные машины, 5-е изд., перераб. и доп. –М.: Колос, 1983. –491 с.
5. Кузьмин В.М. Механизация посадки рассады. – К.: Укр. акад. с.-х. наук, 1961. –98 с.

6. Машина для посадки рассады. А. с. 1326176. МКИ А 01 С 11/02. / Т.О. Ляннен и др. -№ 2416996/30-15; Заявл. 02.07.1987, Бюл. № 27.

7. Нестяк В.С. Совершенствование технологического процесса рассадопосадочной машины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 1990. –19 с.

8. Скидан Ю.Ф. Исследование условий повышения рабочей скорости рассадопосадочных машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. –Алма-Ата, 1975. –29 с.

9. Чубарин М.И. Рассадопосадочные машины. –М.: Машиностроение, 1972. –209 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358

Г.А. Хайліс, д.т.н., Л.М. Дацок, к.т.н., С.Ф. Юхимчук, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ПЕРЕХІД СТЕБЕЛ З ВИВІДНОГО РІВЧАКА В КАНАЛ ПОПЕРЕЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА ЛЬОНОКОМБАЙНА

У статті проводиться аналіз закономірності переходу стебел льону з вивідного рівчака до поперечного транспортера. Складено і розв'язано диференційні рівняння польоту стебла та знайдено відстань на якій розміщуємо ланцюг поперечного транспортера від вивідного рівчака.

Постановка проблеми. Під час переходу з вивідного рівчака брального чи підбирально-повертального апаратів до поперечного транспортера льонокомбайна є зона, в якій на стебла льону не діють робочі органи машини. Тобто стебла переміщуються в просторі під дією наданого їм імпульсу. Цей імпульс характеризується швидкістю пасів брального або підбирально-повертального апарату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду не встановлено як проходять цей простір стебла льону. Чи хватає стеблу наданого імпульсу для подолання цього простору, чи для затягування стебел використовується ще сила зчеплення з попередніми стеблами, які вже захоплено пальцями поперечного транспортера?

Другий випадок не бажаний, так як це може викликати перекіс стебел та обрив насінневих коробочок.

Мега дослідження полягає у зменшенні висоти зони переходу стебла льону з вивідного рівчака до поперечного транспортера або збільшенні початкової швидкості стебла. Доречність або не доречність цих дій може підтвердити теоретичне дослідження процесу переходу стебла під час виходу з вивідного рівчака.

Результати дослідження. Із вивідного рівчака в канал транспортера може виходити неперервна стрічка стебел, окремі групи стебел або окремі стебла. Чим більше число стебел, тим більша кінетична енергія стебел і тим надійніший їх рух в каналі транспортера. Найменша кінетична енергія буде в окремого стебла, яке рухається. Оскільки це найбільш небезпечний випадок, то нижче будемо досліджувати рух окремо взятого стебла.

На рис. 1 представлені схема верхньої частини вивідного рівчака комбайна, розміщення стінки EE_1 каналу і пальців поперечного транспортера і вид по стрілці A на бральний апарат; показане також стебло в положенні M_0 , коли воно виходить із рівчака, і в біжучому положенні M під час польоту в каналі. Польот, вважаємо, здійснюється у площині брального рівчака.

Для дослідження польоту проведемо плоску систему координат xMu з початком у точці M_0 , вісь x спрямуємо в бік руху стебла вздовж брального рівчака, а вісь y – перпендикулярно осі x вниз. Стебло вважаємо твердим тілом. На стебло діють сила ваги G , прикладена в центрі мас M і спрямована вертикально вниз, і сила опору повітря F , спрямована протилежно руху стебла. Вважаємо, що сила F прикладена в центрі мас M . Проекція G_2 сили G на площину брального апарата рівна $G \sin \alpha_p$, де α_p – кут нахилу брального апарата до горизонту, а проекція G_1 сили G на вісь y рівна $G \cos \alpha_p$. Складову G_2 розкладемо на дві складові: G_2' паралельно лінії рівчака і G_2'' перпендикулярно лінії рівчака. Кут між лінією рівчака і поздовжньою вертикальною площиною позначимо α_T , тоді $G_2' = G_2 \cos \alpha_T = G \sin \alpha_p \cos \alpha_T$. Проекцію сили F на вісь x позначимо F_x , а на вісь y позначимо F_y .

З урахуванням викладеного складемо диференційне рівняння плоскопаралельного руху стебла в прийнятій системі координат:

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_M = -G_2' - F_x = -G \sin \alpha_p \cos \alpha_T - F_x; \\ m_c \ddot{y}_M = G \cos \alpha_p - F_y; \\ J_M \ddot{\phi}_c = 0, \end{cases} \quad (1)$$

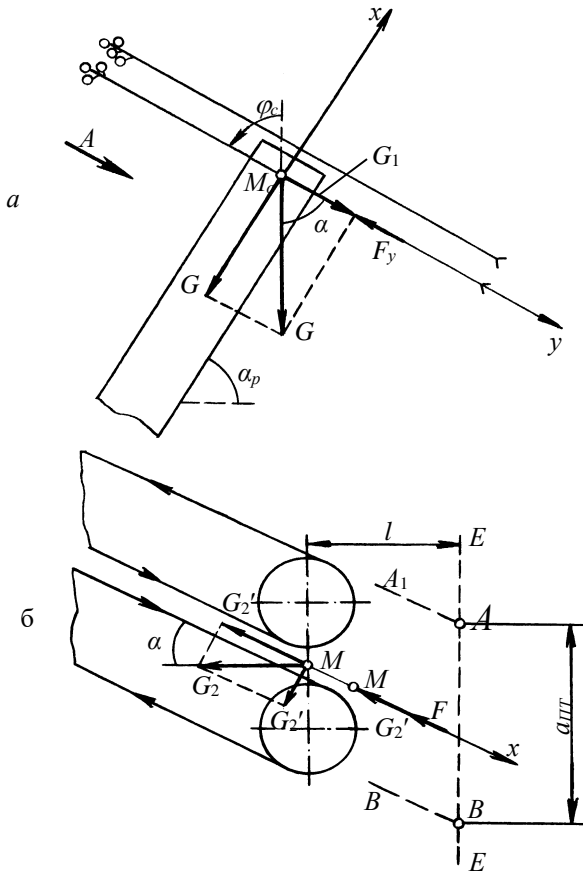


Рис. 1. Схема до розрахунку польоту стебла під час викидання з вивідного річкака: а – вид брального апарата збоку; б – вид по стрілці A

де m_c – маса стебла; J_M – момент інерції стебла відносно осі, що проходить через його центр мас перпендикулярно площині, в якій здійснюється польот; φ_c – кут повороту стебла в площині креслення (цей кут відраховується проти годинникової стрілки від вертикалі).

Силу F вважаємо пропорційною швидкості в першому степені; ця швидкість буде \dot{x}_M , тоді $F_x = -k_n \dot{x}_M$, а $F_y = -k_n \dot{y}_M$, де k_n –

коефіцієнт пропорційності, вимірюється в $\frac{H \cdot c}{M} = \frac{k\mathcal{E} \cdot c \cdot M}{c^2 \cdot M} = \frac{k\mathcal{E}}{c}$. Знак “-” в наведених формулах показує на те, що сили F_x і F_y спрямовані протилежно швидкостям \dot{x}_M і \dot{y}_M . Сила G рівна $m_c g$, де g – прискорення вільного падіння. Тоді із формул (1) після включення в неї наведених даних і ділення перших двох рівнянь на m_c , а третього рівняння на J_M одержимо:

$$\begin{cases} \ddot{x}_M = -g \sin \alpha_p \cos \alpha_T - \frac{k_n}{m_c} \dot{x}_M; \\ \ddot{y}_M = g \cos \alpha_p - \frac{k_n}{m_c} \dot{y}_M; \\ \ddot{\varphi}_c = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Із третього рівняння (2) випливає, що $\dot{\varphi}_c = C_1$, де C_1 – постійна інтегрування. C_1 знаходиться із початкових умов: за часу t , який рівний 0, $\dot{\varphi}_c = 0$. Тоді $0 = C_1$ і рівняння приводиться до виду:

$$\dot{\varphi}_c = 0. \quad (3)$$

Інтегруючи його, отримаємо: $\varphi_c = C_2$, де C_2 – постійна інтегрування. Початкові умови тут такі: за часу $t=0$, $\varphi_c = \alpha_p$. Тоді $C_2 = \alpha_p$ і рівняння приводиться до виду:

$$\varphi_c = \alpha_p, \quad (4)$$

тобто під час руху стебло не повертається.

Позначимо $\frac{k_n}{m_c}$ через μ_T . Цей коефіцієнт μ_T вимірюється в c^{-1} .

Тоді перше рівняння (2) набуде вигляду:

$$\ddot{x}_M + \mu_T \dot{x}_M = -g \sin \alpha_p \cos \alpha_T. \quad (5)$$

Це рівняння можна записати так:

$$\frac{d\dot{x}_M}{dt} = -\mu_T \dot{x}_M - g \sin \alpha_p \cos \alpha_T,$$

або

$$d\dot{x}_M = -(\mu_T \dot{x}_M + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T) dt.$$

Тепер розділимо перемінні:

$$\frac{d\dot{x}_M}{-\mu_T \dot{x}_M - g \sin \alpha_p \cos \alpha_T} = dt. \quad (6)$$

Позначимо знаменник через z , тобто $z = -\mu_T \dot{x}_M - g \sin \alpha_p \cos \alpha_T$.

Тоді $dz = -\mu_T d\dot{x}_M$, звідси $d\dot{x}_M = \frac{dz}{-\mu_T}$. Підставивши ці дані в (6),

одержимо:

$$-\frac{dz}{\mu_T z} = dt,$$

або

$$\frac{dz}{z} = -\mu_T dt.$$

Інтегруємо ліву і праву частини рівності, знайдемо:

$$\ln z = -\mu_T t + C_3 = \ln [-(\mu_T \dot{x}_M + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T)], \quad (7)$$

де C_3 – постійна інтегрування.

Для визначення C_3 підставимо в одержане рівняння початкові умови: за $t=0$, $\dot{x}_M = v_p$, де v_p – швидкість бральних пасів. Підставивши ці дані в (7), отримаємо: $C_3 = \ln [-(\mu_T v_p + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T)]$. Тоді

$$\ln [-(\mu_T \dot{x}_M + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T)] = -\mu_T t + \ln [-(\mu_T v_p + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T)],$$

звідки

$$\ln \left[\frac{-(\mu_T \dot{x}_M + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T)}{-(\mu_T v_p + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T)} \right] = -\mu_T t.$$

Якщо потенціювати цей вираз, одержимо:

$$\frac{\mu_T \dot{x}_M + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T}{\mu_T v_p + g \sin \alpha_p \cos \alpha_T} = e^{-\mu_T t},$$

звідки

$$\dot{x}_M = v_p e^{-\mu_T t} + \frac{g}{\mu_T} \sin \alpha_p \cos \alpha_T (e^{-\mu_T t} - 1). \quad (8)$$

Така залежність складової швидкості точки M стебла вздовж осі x від часу для польоту стебла в каналі транспортера. Запишемо це рівняння у вигляді:

$$\frac{dx_M}{dt} = v_p e^{-\mu_T t} + \frac{g}{\mu_T} \sin \alpha_p \cos \alpha_T e^{-\mu_T t} - \frac{g}{\mu_T} \sin \alpha_p \cos \alpha_T.$$

Інтегруючи його, одержимо:

$$x_M = \frac{v_p}{-\mu_T} e^{-\mu_T t} - \frac{g}{\mu_T^2} \sin \alpha_p \cos \alpha_T e^{-\mu_T t} - \frac{g}{\mu_T} \sin \alpha_p \cos \alpha_T t + C_4,$$

де C_4 – постійна інтегрування. Початкові умови тут такі: за $t=0$, $x_M = 0$.

Тоді маємо: $0 = -\frac{v_p}{\mu_T} - \frac{g}{\mu_T^2} \sin \alpha_p \cos \alpha_T + C_4$, звідки

$$C_4 = \frac{v_p}{\mu_T} + \frac{g}{\mu_T^2} \sin \alpha_p \cos \alpha_T.$$

Нарешті отримаємо:

$$x_M = \left(\frac{v_p}{\mu_T} + \frac{g}{\mu_T^2} \right) (1 - e^{-\mu_T t}) - \frac{g}{\mu_T} \sin \alpha_p \cos \alpha_T t. \quad (9)$$

Так залежить шлях x_M руху стебла в каналі транспортера від часу t .

Розв'яжемо тепер друге диференціальне рівняння (2) і визначимо залежність швидкості і шляху руху стебла вздовж осі y від часу t . Це рівняння можна записати:

$$\ddot{y}_M = g \cos \alpha_p - \frac{k_n}{m_c} \dot{y}_M = g \cos \alpha_p - \mu_T \dot{y}_M \quad \text{або}$$

$$\ddot{y}_M + \mu_T \dot{y}_M = g \cos \alpha_p. \quad (10)$$

Рівняння (10) є рівнянням такого ж типу, що і вищевроз'язане рівняння (2), тобто розв'язуються ці рівняння однаково. Різниця лише в такому: на місце \ddot{x}_M , \dot{x}_M і x_M слід писати \ddot{y}_M , \dot{y}_M і y_M ; на місце $-g$ писати $+g$; на місце $\sin \alpha_p \cos \alpha_T - \cos \alpha_p$. Крім цього, під час розв'язування рівняння (10) треба врахувати, що за $t=0$, $\dot{y}_M = 0$, тобто для цього випадку $v_p = 0$. З урахуванням викладеного швидкість \dot{y}_M і шлях y_M визначаються за формулами, які впливають із (8) і (9):

$$\dot{y}_M = \frac{g}{\mu_T} \cos \alpha_p (1 - e^{-\mu_T t}); \quad (11)$$

$$y_M = \frac{g}{\mu_T} \cos \alpha_p t - \frac{g}{\mu_T^2} (1 - e^{-\mu_T t}). \quad (12)$$

Проаналізуємо одержані рівняння (3), (4), (8), (9), (11), (12). Із цих рівнянь видно, що поворот стебла здійснюється без його повороту, за цього відбувається лише переміщення стебла вздовж осей x і y .

Під час русу стебла вздовж осі x наступає такий момент, коли воно впреться в стінку EE_1 каналу. Це пройде через такий проміжок часу t_k , під час якого x_M стане рівним $\frac{l}{\cos \alpha_T}$, де l – ширина каналу

транспортера (рис. 1). Для визначення часу t_k треба в рівнянні (9) підставити на місце x_M відстань $\frac{l}{\cos \alpha_T}$, а на місце t підставити t_k , і розв'язати отримане рівняння відносно t_k . Це рівняння має вигляд:

$$\frac{l}{\cos \alpha_T} - \left(\frac{v_p}{\mu_T} + \frac{g}{\mu_T^2} \right) (1 - e^{-\mu_T t_k}) + \frac{g}{\mu_T} \sin \alpha_p \cos \alpha_T t_k = 0. \quad (13)$$

Розв'язанням цього рівняння визначається t_k . Це рівняння розв'язати важко, розв'язується воно за допомогою комп'ютера.

Знаючи час t_k і швидкість ланцюгів поперечного транспортера $v_{тр}$ можна визначити шлях s_n ланцюгів за час t_k . Цей шлях рівний:

$$s_n = v_{од} t_k. \quad (14)$$

Якщо відстань $a_{ПТ}$ між пальцями транспортера (рис. 1, б) більша або рівна s_n , тоді у багатьох стебел, які транспортуються, є можливість долетіти до стінки EE_1 каналу, звідки пальці транспортера їх захватять і перемістять в бік затискного транспортера. Якщо ж $a_{ПТ} < s_n$, то стебла не долетять до стінки каналу і будуть підхвачені пальцями транспортера і спрямовані в бік затискного транспортера.

З точки зору забезпечення надійності транспортування стебел транспортером без забивань, бажано, щоб стебла пройшли весь шлях $\frac{l}{\cos \alpha_T}$ і вперлись в стінку EE_1 каналу, тобто бажано, щоб x_M за формулою (9) було якнайбільше. Для цього треба, щоб відстань $a_{ПТ}$ між пальцями була більшою за шлях s_n ланцюга в каналі транспортера.

Знаючи час t_k , можна визначити зміщення y_{MT} стебла вздовж осі y . Зміщення y_{MT} визначається за формулою (12), якщо в неї підставити на місце t підставити t_k . Це зміщення рівне:

$$y_{MT} = \frac{g}{\mu_T} \cos \alpha_p t_k - \frac{g}{\mu_T^2} (1 - e^{-\mu_T t_k}). \quad (15)$$

Висновки. Чим більше y_{MT} , тим більше може бути розтягнутість стеблової стрічки. Тому під час проектування машини треба домагатися зменшення y_{MT} , тобто часу t_k . Для цього треба розмістити ланцюг із зубами для підхвату стеблової стрічки з одного і другого боку приводного шківів. Щоб розмістити ланцюг по висоті, використовуємо дані комп'ютерного рішення рівняння (13) і підставляємо в (15) і звідси знаходимо, що y_{MT} буде рівним 75 мм. На такій відстані від вивідного ривчака треба розмістити ланцюг поперечного транспортера.

Література

1. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с., ил.
2. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч.II. Динамика. – М.: Высш. шк., 1977. - 430 с.

УДК 631.358:633

Г.А. Хайліс, д.т.н., Л.М. Поліщук
Луцький національний технічний університет

ПРО ЗГИН ПЛАСТИНЧАСТИХ ПРУЖИН РОЛИКІВ ТРАНСПОРТЕРА

У статті дано аналіз згину та розрахунок деформації пружин роликів затискного транспортера.

Постановка проблеми. Затискний транспортер з попарно розташованими роликами являється важливим робочим органом, який широко застосовується на льонокомбайнах, проте характеризується таким недоліком, який полягає в тому, що при підйомі одного ролика притискної каретки другий ролик опускається і може додатково пошкодити стебла. Цей недолік усувається встановленням окремої пружини для кожного ролика. Такий механізм затискного транспортера нами розроблено, але ще не досліджено.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження затискного транспортера проводились рядом дослідників [1, 2]. Однак дослідження затискного транспортера з пластинчастими пружинами не проводились, в той же час такі дослідження потрібні для подальшого вдосконалення таких механізмів. Висвітленню даного питання і присвячується ця стаття.

Мета дослідження. Дослідити згин пластинчастих пружин і сил, які виникають при цьому.

Результати дослідження. На рис. 1, а представлена схема однієї пластинчастої пружини з роликом на нижньому кінці. Верхня частина пружини жорстко прикріплена до рами верхньої половини транспортера. В точці *A* пружини на неї діє вертикально направлена (вниз) сила *T*, що виникає від гвинта регулювального пристрою пружини. У точці *C* (нижній кінець пружини) знаходиться центр ролика, що опускається на внутрішню сторону вітки верхнього пасу

транспортера. Нижній кінець B ролика контактує з цією внутрішньою стороною вітки. При роботі транспортера вітки верхнього і нижнього пасу транспортера рухаються вправо, змушуючи ролик обертатися проти годинникової стрілки. Поверхня вітки верхнього пасу транспортера, рухаючись вправо, тисне знизу вгору через ролик на кінець C пружини з силою N і одночасно створює силу тертя кочення, під дією якої ролик обертається проти годинникової стрілки. Ролик рухається вліво відносно рухомого пасу, який рухається вправо. Зважаючи на це, сила опору кочення ролика по пасу рівна F_k і направлена вліво (на схемі ця сила не показана).

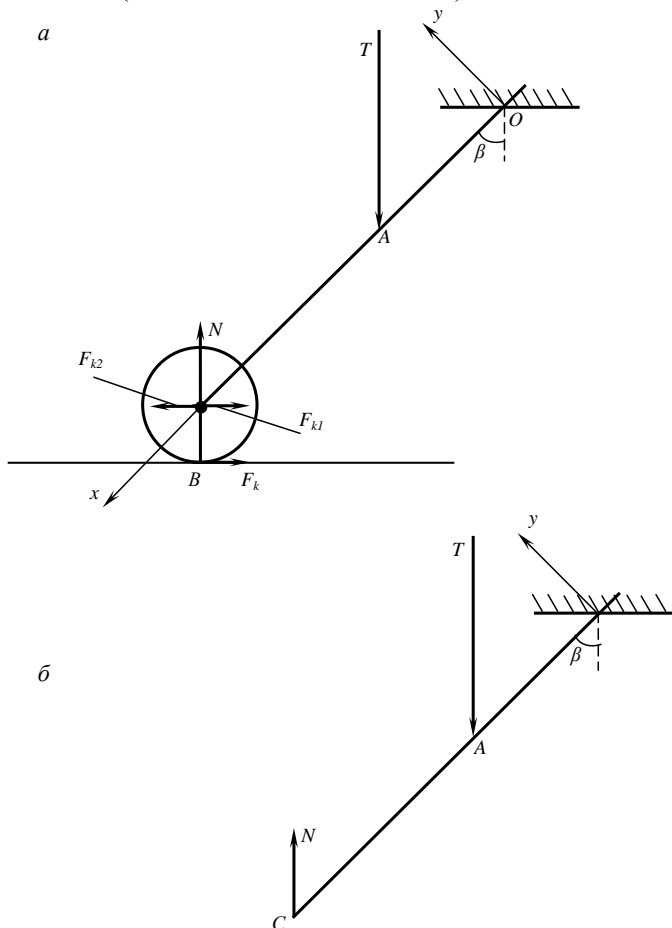


Рис. 1. Схема пластинчастої пружини з роликом (а) і без ролика (б)

Для розрахунків побудуємо дві рівні і протилежно направлені сили F_k , прикладені горизонтально в точці C (центр ролика) і позначені через F_{k1} і F_{k2} . Позначимо через O початок пружини і розташуємо в цій точці початок координат xOy , причому вісь Ox направимо вздовж пружини, а вісь Oy проведемо в повздовжній вертикальній площині перпендикулярно осі x . Оскільки система сил, що діють на пружину з роликом, знаходиться в рівновазі, то складемо рівняння рівноваги моментів:

$$\sum M_O = -Tx_A \sin \beta + Nx_C \sin \beta - F_{k1} x_C \cos \beta - F_k r_p = 0, \quad (1)$$

де x_A і x_C – абсиси точок A і C ; β – кут відхилення пружини OC від вертикалі; r_p – радіус ролика.

Добуток $F_k r_p$ в рівнянні (1) являє собою момент пари сил F_k і F_{k2} в площині кола ролика.

У відповідності з літературними даними [3] сила, яку позначимо через P , необхідна для кочення колеса (ролика) по основі, рівна:

$$P = Q \frac{k}{r}, \quad (2)$$

де Q – сила тиску колеса на опору (вона ж рівна силі дії опори на колесо); k – коефіцієнт тертя кочення ролика по пасу, вимірюється в мм і показує, на якій відстані від точок дотику нижньої точки вертикального діаметра колеса повинна діяти сила реакції основи; r – радіус колеса.

Стосовно нашого випадку (рис. 1, а):

$$\left. \begin{aligned} P &= F_k; \\ Q &= N; \\ r &= r_p. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Тоді

$$F_k = F_{k1} = N \frac{k}{r_p}. \quad (4)$$

На основі (1), (2), (3) і (4) знаходимо:

$$N = \frac{Tx_A \sin \beta}{x_C (\sin \beta - \frac{k}{r_p} \cos \beta) - k} = T \frac{x_A}{x_C} \cdot \frac{1}{1 - \frac{k}{r_p} \operatorname{ctg} \beta - \frac{k}{x_C}}. \quad (5)$$

З такою силою N пас тисне на ролик і кінець пружини C . Як бачимо, сила N залежить від сили T , відстаней x_A і x_C , кута β та коефіцієнта k .

Величина k суттєво незначна і мало впливає на значення сили N . При $k=0$ сила N , яку для даного випадку позначимо N_0 , у відповідності з (5) рівна:

$$N_0 = T \frac{x_A}{x_C}. \quad (6)$$

Направлена ця сила так само, як і N , тобто знизу вверху, і прикладена в точці C (рис. 1, б).

Коли ми розглядаємо рівновагу тільки пружини (без ролика), то реакцією в даному випадку буде сила N_0 , прикладена в точці C . Якщо ж розглядаємо рівновагу пружини з роликом, то реакцією буде сила N , прикладена в точці B (рис. 1, а).

Тепер розглянемо особливості згину даної пружини.

На рис. 2 представлена схема дії сил на пластинчасту пружину. Пружина показана без опорного ролика, оскільки цей ролик є вже іншим тілом, а ми розглядаємо лише пружину. Показана також сила N_0 , що діє через центр ролика на пружину. Замість сили N (рис. 1, а) на рис. 2 показана сила N_0 , що являє собою силу N за формулою (6) при $k=0$. Довжину вільної частини пружини позначимо через l , довжину ділянки пружини від точки A до січення aa позначимо x_1 , довжину ділянки пружини від січення aa до точки C позначимо $l-x_1$. Початок координат $x_1 A y_1$ ми помістили в точці A , вісь x_1 направили вздовж пружини, а вісь y_1 перпендикулярно пружині. В точці O на початку пружини діє сила R_0 вертикально вгору, рівна за величиною $R_0 = T - N_0$. Як видно із схеми, сили T зрівноважують сили R_0 і N_0 .

Із курсу опору матеріалів [4] відомо, що рівняння пружної лінії балки при згині знаходиться шляхом вирішення диференціального рівняння:

$$\frac{d^2 y_1}{d x_1^2} = \frac{M}{EI_z}, \quad (7)$$

де $\frac{d^2 y_1}{d x_1^2}$ – друга похідна від деформації січення y_1 по довжині балки x_1 ; M – згинальний момент в січенні балки, що розглядається, вимірюється в $H \cdot m$; E – модуль пружності першого роду матеріалу балки, вимірюється в паскалях (Pa чи H/m^2), але так як E в даному випадку приймає великі значення, то модуль пружності краще вимірювати в гігапаскалях: $1 GPa = 1000 MPa$, а $1 MPa = 10^6 Pa$ (G - це гіга); I_z – момент інерції січення балки відносно осі, що перпендикулярна площині дії згинального моменту ($x_1 O_1 y_1$); ця вісь, як бачимо, позначена через z , момент вимірюється в m^4 .

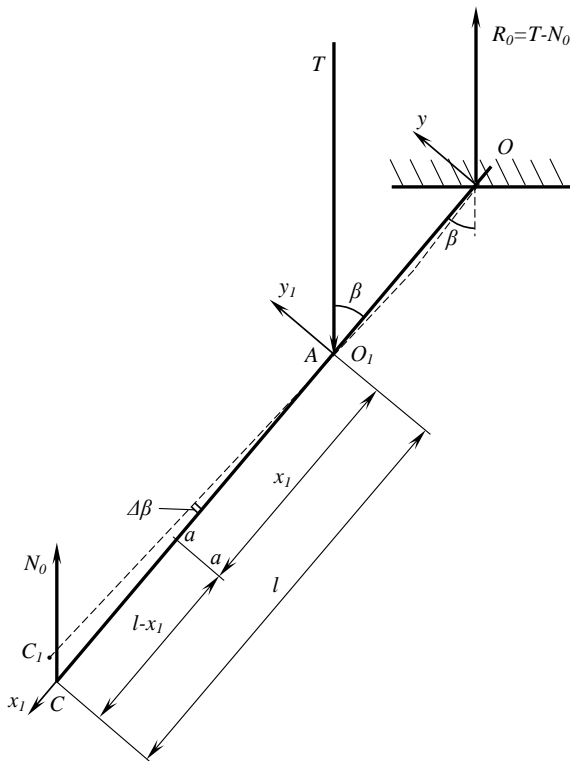


Рис. 2. Схема навантаження пластинчастої пружини без опорного ролика

Кожну із сил N_0 , T і R_0 можна розкласти на дві складові: вздовж осі x_1 і перпендикулярно осі x_1 . Складові, що діють вздовж осі x_1 , не впливають на згин балки (пружини) OAC , вони лише стискають чи розтягують балку, і ми їх враховувати не будемо; а ті складові, що діють перпендикулярно осі x_1 , згинають балку (пружину), тому будемо враховувати тільки складові, що перпендикулярні лінії Ox_1 .

На схемі (рис. 2) показана не тільки лінія пружини OAC , але й штриховими лініями показана форма викривленої лінії даної пружини OAC_1 . Із схеми видно, що в пружині лише дві точки залишаються незміщеними при її викривленні – це точки O і A , інші зміщуються. Нас цікавить та більша частина лінії AC , що зміщується і яка містить ролик, необхідний для виникнення дії тиску на паси з метою затиснення стебел, що знаходяться між ними, і витримки їх під час обчосу насінневих коробочок. Подальші дослідження будемо проводити саме в цьому напрямку.

Момент M , що діє в січенні на відстані $l-x_1$ від точки C вправо, рівний:

$$M = N_0 (l - x_1) \sin \beta, \quad (8)$$

де N_0 визначається за формулою (6).

Підставивши цей вираз (8) з врахуванням (6) у вираз (7), отримаємо:

$$\frac{d\left(\frac{dy_1}{dx_1}\right)}{dx_1} = \frac{T \frac{x_A}{x_C} (l - x_1) \sin \beta}{EI_z}. \quad (9)$$

чи (після інтегрування):

$$\frac{dy_1}{dx_1} = \frac{T \cdot \frac{x_A}{x_C} \sin \beta}{EI_z} \left(lx_1 - \frac{x_1^2}{2} + C_1 \right), \quad (10)$$

де C_1 – постійна інтегрування.

Проінтегрувавши (10) ще раз, отримаємо:

$$y_1 = \frac{T \cdot \frac{x_A}{x_C} \sin \beta}{EI_z} \left(l \frac{x_1^2}{2} - \frac{x_1^3}{6} + C_1 x_1 + C_2 \right), \quad (11)$$

де C_2 – постійна інтегрування.

При $x_1 = 0$, $y_1 = 0$ (див. рис. 2), а $\frac{dy_1}{dx_1} \rightarrow 0$. Підставивши ці дані в (10) і (11) та розв'язавши отримані рівняння, знаходимо: $C_1 = 0$ і $C_2 = 0$. Тоді із (11) з врахуванням цих даних отримуємо:

$$y_1 \approx \frac{T \frac{x_A}{x_C} \sin \beta}{EI_z} \left(l \frac{x_1^2}{2} - \frac{x_1^3}{6} \right). \quad (12)$$

Так залежить y_1 (прогин пружини) від x_1 на ділянці AC пружини. Максимальне значення y_{1max} прогину y_1 буде в точці C , де $x_1 = l$, а прогин пружини, як уже зазначалося, рівний y_{1max} . Тоді

$$y_{1max} \approx \frac{Tl^3 \frac{x_A}{x_C} \sin \beta}{3EI_z}. \quad (13)$$

Така залежність максимального прогину пружини від факторів, які на неї впливають. Із (13) видно, що y_{1max} тим більше, чим більша сила T , довжина l та x_A , кут β і чим менша довжина x_C і добуток EI_z .

Як видно із рис. 2, після згину пружини і досягнення значення $y = y_{1max}$ нижня частина вітки пружини повертається на кут $\Delta\beta$, тангенс якого рівний:

$$\operatorname{tg}(\Delta\beta) = \frac{y_{1max}}{x_C - x_A} \quad (14)$$

чи з врахуванням (13)

$$\operatorname{tg}(\Delta\beta) \approx \frac{Tl^3 x_A \sin \beta}{3EI_z x_C (x_C - x_A)}. \quad (15)$$

Висновки. За проведеним аналізом можна констатувати наступне: зі збільшенням сили тиску на пластинчасту пружину її деформація зростає і покращується притискання пасів один до одного, а також відповідно і затиск стебел. При цьому кожен ролик, що тисне на пас, своїм рухом не заважає руху інших роликів.

Література

1. Льюнборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 212-218.

2. Налобіна О.О. До визначення довжини зони притискання пасів роликми затискного транспортера // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. Статей. - Вип.3.-Луцьк: Ред. – вид відділ ЛДТУ, 1997. -С. 87-92.

3. Баранов Г.Г Курс терии механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1967. - С. 357-363.

4. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука. 1986. С. 163-169.

5. Хайлис Г.А. Элементы теории и расчёта льноуборочных машин .– М.: Машгиз, 1963.–152с.

УДК 631.3.001.89

Г.А. Хайлис, д.т.н., Б.И. Дугчак, к.т.н., П.А. Пех, к.т.н.,

Н.Н. Толстушко, к.т.н.

Луцкий национальный технический университет

О СОСТАВЛЕНИИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

При теоретическом исследовании сельскохозяйственных машин, их процессов и механизмов желательно, чтобы были составлены дифференциальные уравнения и произведено их решение. Составление дифференциальных уравнений имеет свои особенности, некоторые из них будут изложены ниже.

При составлении дифференциального уравнения сначала детально изучается и описывается исследуемое явление, составляется его схема, затем выбирается функция и определяются факторы, влияющие на развитие явления (т. е. на функцию); оценивается также степень сложности решаемой задачи. После этого составляются допущения, которые следует принять для решения задачи; чем меньше допущений, тем сложнее задача и тем точнее ожидаемый результат, значит тем лучше будет отношение к результатам исследования. С другой стороны, чем больше допущений, тем проще решается задача, но зато результаты решения могут вызвать сомнение. После принятия допущений выбирается система координат, которая наносится на схему, проводят обозначение величин, которые будут фигурировать в расчетах, составляются соотношения величин и математические выражения и равенства с указанием того, на основе каких законов физики, механики или других наук составлены эти равенства, и лишь

после этого путем математических преобразований приходят к дифференциальным уравнениям, т. е. к уравнениям, содержащим неизвестные функции, независимые переменные и производные неизвестных функций (или их дифференциалы).

В качестве примера составления дифференциального уравнения рассмотрим вывод такого уравнения, описывающего скольжение материала по наклонному щиту, движущегося вместе с агрегатом поступательно, прямолинейно и равномерно.

На рис. 1 изображен вид сбоку на щит AB , установленный с наклоном к горизонту, угол наклона обозначен α . Щит движется вместе с агрегатом вправо, во время работы агрегата поступающие на щит материалы должны сразу скатываться на землю. Требуется определить необходимое значение угла α , при котором материал скатится вниз.

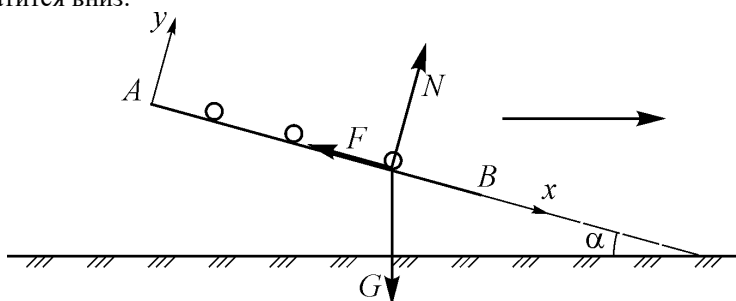


Рис. 1. Схема сползания материала по наклонному щиту

Функцией здесь является угол α , факторами, которые могут влиять на него, являются вес материала, угол трения φ материала о щит, скорость v движения агрегата. Может еще влиять состояние поверхности щита, а также и поверхности материала, но все это учитывается углом φ . Решение задачи проведем при следующих допущениях: а) материал рассматриваем как материальную точку; б) сопротивлением воздуха движению материала пренебрегаем (т. е. считаем его весьма незначительным); в) фрикционные свойства поверхности щита считаем одинаковыми по всей этой поверхности; г) материал не поворачивается при скольжении по щиту.

Проведем подвижную систему координат xAy с началом в точке A щита, ось x направим по щиту вниз и вправо, а ось y проведем перпендикулярно оси x вверх и вправо. Обозначим вес материала G , его массу m , силу трения скольжения щита о материал F , нормальную силу реакции поверхности щита N . Так как щит движется поступательно, прямолинейно и равномерно, а система координат xOy

связана с ним, то эта система координат является инерциальной и в ней применимы второй закон Ньютона и выведенные на основе этого закона дифференциальные уравнения движения материальной точки. Пользуясь такими положениями теоретической механики, составим дифференциальные уравнения движения материала:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= G \sin \alpha - F; \\ m\ddot{y} &= N - G \cos \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$ – проекция ускорения материала на ось x , $\ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2}$ – проекция ускорения материала на ось y , а t – время.

Так как материал движется только вдоль оси x (вдоль оси y движения нет), то $\ddot{y} = 0$. Подставляя это значение \ddot{y} во второе уравнение (1) и решая его относительно N получим: $N = G \cos \alpha = mg \cos \alpha$, здесь $G = mg$, а g – ускорение свободного падения. Сила F равна fN , где f – коэффициент трения скольжения материала по щиту. Коэффициент f равняется $tg\varphi$, где φ , как уже указывалось, угол трения. С учетом приведенных данных первое уравнение (1) приводится к виду:

$$\ddot{x} = g(\sin \alpha - tg\varphi \cdot \cos \alpha). \quad (2)$$

Это и есть дифференциальное уравнение, выведенное для случая сползания материала с равномерно движущегося наклонного щита.

Для того, чтобы материал спускался вниз (и вправо), должно выполняться неравенство $\ddot{x} \geq 0$. При $\ddot{x} = 0$ материал спускается вниз с постоянной скоростью, а при $\ddot{x} > 0$ – со скоростью, пропорциональной времени. С учетом этого неравенства производится решение уравнения (2) и определяется необходимое значение угла α .

Приведенный выше пример является простым, но он поучителен тем, что наглядно показывает ход решения задачи.

Решение многих дифференциальных уравнений можно получить в аналитическом виде и они являются точными. В то же время есть большой класс дифференциальных уравнений, которые точно не решаются. Их приближенные решения могут быть получены при помощи численных методов, в частности, с применением компьютера.

Рассмотрим еще, как по результатам экспериментов после их обработки можно получить дифференциальное уравнение, описывающее экспериментально исследованное явление.

Пусть по результатам экспериментов с целью определения зависимости некоторой величины y от аргумента, который обозначим x , получены данные, которые в общем виде можно представить так: при $x=x_1$, $y=y_1$, при $x=x_2$, $y=y_2$, при $x=x_3$, $y=y_3$, при $x=x_4$, $y=y_4$, а при $x=x_5$, $y=y_5$. Пусть эти результаты экспериментов, если их представить графически, будут выражаться построенной по этим точкам некоторой гладкой кривой $ABCDE$ на рис. 2, *a*. Для этой зависимости y от x можно подобрать эмпирическую формулу по известным правилам, которые приводятся в литературе, и уравнение это будет описывать приближенно исследуемое явление. Если это уравнение дифференцировать по x , то получим дифференциальное уравнение, приближенно описывающее данное явление.

Но можно также на основе законов математики провести такой анализ результатов опытов, который позволяет сразу получить уравнение, описывающее изучаемое явление также приближенно, но в дифференциальной форме.

Для этого построим под графиком $y=f(x)$ (рис. 2, *a*) второй график зависимости производной $\frac{dy}{dx}$ от x (рис. 2, *б*). Как известно,

$\frac{dy}{dx}$ – это тангенс угла наклона к оси абсцисс касательной к кривой в рассматриваемой ее точке. Ввиду этого, в точке A кривой (рис. 2, *a*)

$\frac{dy}{dx}$ будет тангенсом угла наклона к оси абсцисс касательной к точке

A , в точке B кривой $\frac{dy}{dx}$ будет тангенсом угла наклона к оси абсцисс

касательной в точке B и т. д. Примем, что на каждом из участков AB , BC , CD и DE зависимость y от x близка к линейной; это тем точнее, чем меньше расстояния от x_1 до x_2 , от x_2 до x_3 , от x_3 до x_4 и т.д. Тогда

$\frac{dy}{dx}$ на участке AB , которое обозначим y'_1 , равно $\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$. Точно также

$\frac{dy}{dx}$ на участке BC , которое обозначим y'_2 , равно $\frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}$, $\frac{dy}{dx}$ на

участке CD , которое обозначим y'_3 , равно $\frac{y_4 - y_3}{x_4 - x_3}$, а $\frac{dy}{dx}$ на участке

DE , которое обозначим y'_4 , равно $\frac{y_5 - y_4}{x_5 - x_4}$. Принимая такие значения

производной, мы тем самым считаем, что в пределах каждого участка

(от x_1 до x_2 , от x_2 до x_3 , от x_3 до x_4 и от x_4 до x_5) производная не меняется, ввиду чего каждая из производных может быть отложена в середине соответствующего интервала снизу вверх, что и сделано на рис. 2, б. На этом графике $H'H = y'_1$, $J'J = y'_2$, $K'K = y'_3$, а $L'L = y'_4$. Однако, в этом случае, гладкая непрерывная функция $y(x)$ (рис. 2, а) имеет кусочно постоянную производную, которая терпит разрывы первого рода в точках x_2, x_3, x_4 (на рис. 2, б график производной изображен штриховой линией), и в случае таких разрывов не будет непрерывности.

В связи с этим поступим следующим образом. На каждом из участков кривой AB, BC, CD и DE зависимость y от x близка к линейной. Исходя из этого предполагаем, что зависимость $\frac{dy}{dx}$ от x кусочно линейна на каждом из участков HJ, JK и KL (рис. 2, б) и определим ее следующим образом. На каждом из интервалов $\left(\frac{x_{i+1} + x_i}{2}, \frac{x_{i+2} + x_{i+1}}{2}\right)$, где $i=1...3$, производная $y'(x)$ изменяется кусочно линейно и имеет место соотношение

$$\frac{y' - \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i}}{\frac{y_{i+2} - y_{i+1}}{x_{i+2} - x_{i+1}} - \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i}} = \frac{x - \frac{x_{i+1} + x_i}{2}}{\frac{x_{i+2} + x_{i+1}}{2} - \frac{x_{i+1} + x_i}{2}}, \quad (3)$$

где $i=1...3$. Легко видеть, что уравнение (3) для $i=1; 2; 3$ описывает соответственно отрезки HJ, JK, KL . В этом случае производная будет непрерывной функцией (рис. 2, б), что естественно и для кривой HJ, JK, KL , а значения y' определяются из (3) по формуле:

$$y' = \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} + \frac{x - \frac{x_{i+1} + x_i}{2}}{\frac{x_{i+2} + x_{i+1}}{2} - \frac{x_{i+1} + x_i}{2}} \left(\frac{y_{i+2} - y_{i+1}}{x_{i+2} - x_{i+1}} - \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} \right).$$

Проведем экстраполяцию линии $HJKL$ влево до точки A' на половину интервала и вправо до точки E' на половину интервала, тогда получим линию $A'HJKLE'$ (рис. 2, б). Ввиду этого, кривая $A'HJKLE'$ характеризует изменение производной $\frac{dy}{dx}$ при изменении x от точки A' до точки E' (рис. 2, б).

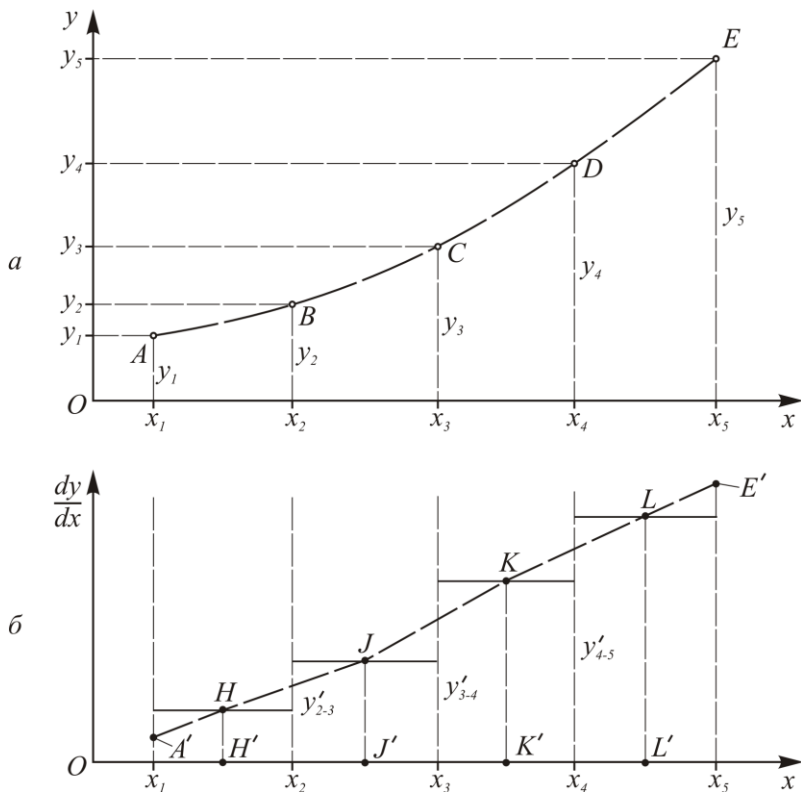


Рис. 2. Графические зависимости y от x (а) и производной $\frac{dy}{dx}$ от x (б)

Если теперь через точки $A'HJKLE'$ (рис. 2, б) провести плавную кривую, то получим (с учетом экстраполяции) опытную закономерность изменения производной $\frac{dy}{dx}$ при изменении x от x_1 до x_5 . К этой закономерности можно подобрать эмпирическую формулу; формулу (функцию) лучше подобрать по точкам A', H, J, K, L и E' (рис. 2, б). Эта функция войдет в дифференциальное уравнение, которое описывает рассматриваемое явление. Так как эта функция $\frac{dy}{dx}$ (рис. 2) зависит только от x , то обозначим ее $f(x)$ и будем иметь: $\frac{dy}{dx} = f(x)$.

Но есть такие явления, где $\frac{dy}{dx}$ зависит от y (такой пример приводится в книге Г.А. Хайлиса «Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – С. 202–220»; там вместо x применен символ ε , а вместо y применен символ p_0). Если $\frac{dy}{dx}$ зависит от y , то функция $\frac{dy}{dx}$ может быть обозначена $f(y)$. Для общего случая функцию $\frac{dy}{dx}$ обозначим $f(x, y)$. Функция эта может быть линейной или более сложной. Из равенства

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y), \quad (4)$$

представляющего собой дифференциальное уравнение, при известной функции $f(x, y)$ математически определяется зависимость y от влияющих на него факторов. В общем случае дифференциальное уравнение (4) является неавтономным. В частных случаях функция в правой части дифференциального уравнения (4) может зависеть только от y (автономное уравнение) или только от x ; такой тривиальный случай сводится к вычислению неопределенного интеграла $y(x) = \int f(x) dx + C$.

Как видно из графических построений на рис. 2, для большей точности приведенных расчетов число опытных точек на графике должно быть не менее 4, но желательно, чтобы оно было больше, например, 5 или 6. В случаях, когда кривая на рис. 2, a имеет перегибы, задача усложняется, но решается она аналогично вышеизложенному с учетом конкретных условий. Участки AB , BC , CD и DE на рис. 2, a большие. В действительности эти участки желательно делать как можно меньше.

СИНТЕЗ СХЕМ ГРАВІТАЦІЙНИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ НАСІННЕВОГО ПОТОКУ СІВАЛОК

У статті проведено синтез конструктивно-технологічних схем гравітаційних розподільників основного насінневого потоку, що встановлюються на зернових сівалках з метою підвищення рівномірності розподілу насіння по площі поля, на основі якого отримано два типи подільників – з паралельним розміщенням розсікачів насінневих підпотоків і перехресним. При цьому останній тип є найбільш прийнятним для його практичного застосування на зернових сівалках.

Постановка проблеми. Кардинальним питанням у розв'язанні зернової проблеми є забезпечення рівномірного розміщення насіння по площі поля, що створює оптимальні умови для проростання насіння і розвитку рослин, дає можливість на цій основі знизити норму висіву в 2...2,5 раза, а врожайність зернових культур підвищити на 10...15% [1, 2, 3, 4].

Підвищити рівномірність розподілу насіння по площі поля вчені і практики намагаються шляхом удосконалення існуючих способів сівби та технічних засобів для їх здійснення [5, 6, 7]. З цією метою на стерньових сівалках широко застосовують гравітаційні розподільники [8] установка яких забезпечує поділ основного насінневого потоку на кілька підпотоків або розсіює його по ширині захвату сошника, що дозволяє в порівнянні з рядовим і вузькорядним висівом дещо підвищити рівномірність висіву насіння по площі поля. Принцип дії таких пристроїв ґрунтується на розсіканні основного насінневого потоку під час його вільного падіння в насіннепроводі на кілька підпотоків. Однак запропоновані рішення не дали бажаного ефекту.

У зв'язку з цим виникає потреба провести подальші дослідження конструктивно-технологічних схем двопоточних клинових розподільників і на основі цього вибрати найбільш прийнятну схему для конструктивної розробки.

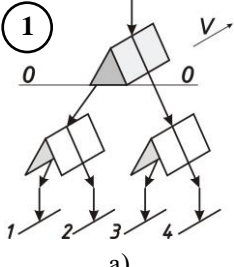
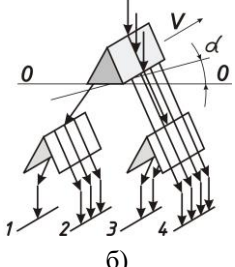
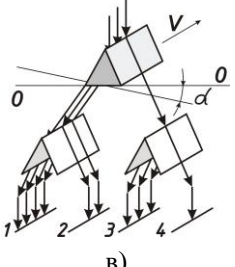
Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз роботи гравітаційних розподільників показує [8], що їх характерним недоліком є чутливість до поперечних і поздовжніх коливань та невисока рівномірність розподілу насіння по підпотоках. При цьому найвищу рівномірність розподілу насіння забезпечує двопоточний клиновий

розподільник, а установка дільника вершиною співвісною з напрямком руху сівалки усуває вплив поздовжніх коливань на рівномірність розподілу. Однак такі розподільники ще недостатньо вивчені і в літературних джерелах не наводяться дані щодо найбільш ефективного конструктивно-технологічного рішення такого розподільника, що не сприяє впровадженню альтернативних способів сівби і виявленню їх переваг в порівнянні з традиційними способами сівби.

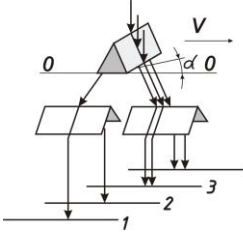
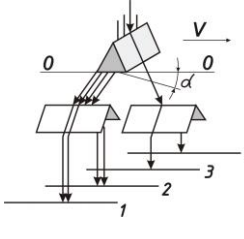
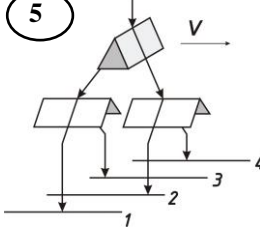
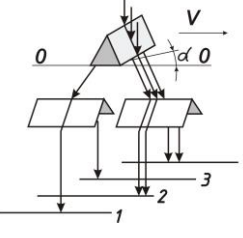
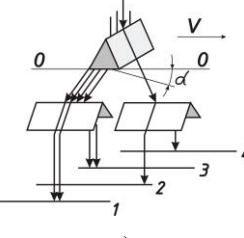
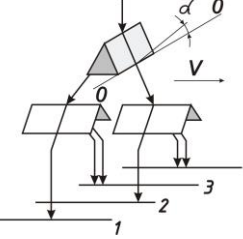
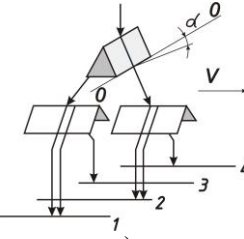
Мета досліджень. Провести синтез конструктивно-технологічних схем двопоточних клинових розподільників і визначити з них найбільш прийнятну схему для практичного застосування.

Результати досліджень. На основі результатів аналізу конструктивно-технологічних схем гравітаційних розподільників і досліджень нами встановлено, що підвищити рівномірність розподілу насіння по підпотоках можна шляхом удосконалення технологічного процесу клинового двопоточного розподільника. На нашу думку удосконалення технологічного процесу доцільно вести поетапно з відображенням відповідної технологічної схеми в порівняльній таблиці. Очевидно, що першим етапом такого удосконалення є поділ кожного підпотoku, отриманого в клиновому розподільнику, ще на два підпотоки, внаслідок чого основний насінневий потік розділиться на чотири підпотоки (таблиця, рис.1).

Таблиця. Схеми функціонування двоступеневих розподільників насінневого потоку

Схема розподілу насіння в підпотоках при вертикальній установці розподільника	Схема розподілу насіння в підпотоках при нахилі розподільника до горизонту	
1	2	3
 <p>a)</p>	 <p>б)</p>	 <p>в)</p>

<p style="text-align: center;">1</p> <p style="text-align: center;">a)</p>	<p style="text-align: center;">2</p> <p style="text-align: center;">б)</p>	<p style="text-align: center;">3</p> <p style="text-align: center;">в)</p>
<p style="text-align: center;">3</p> <p style="text-align: center;">a)</p>	<p style="text-align: center;">б)</p>	<p style="text-align: center;">в)</p>
	<p style="text-align: center;">г)</p>	<p style="text-align: center;">д)</p>
<p style="text-align: center;">4</p> <p style="text-align: center;">a)</p>	<p style="text-align: center;">б)</p>	<p style="text-align: center;">в)</p>

1	2	3
	 <p style="text-align: center;">Г)</p>	 <p style="text-align: center;">Д)</p>
<p style="text-align: center;">5</p>  <p style="text-align: center;">а)</p>	 <p style="text-align: center;">б)</p>	 <p style="text-align: center;">в)</p>
	 <p style="text-align: center;">г)</p>	 <p style="text-align: center;">д)</p>

Оскільки в новому технологічному процесі з'явилась ще одна ступінь поділу, то для його означення введемо спеціальний термін – „Двоступеневий чотиріпотоківий процес поділу”, а пристрій для його реалізації назвемо „Двоступеневий гравітаційний чотиріпотоківий розподільник”. При цьому зазначимо, що залежно від розміщення подільника першої (верхньої) ступені відносно напрямку рядків (руху сівалки) та взаємного положення подільників першої і другої ступені, а також порядку сходження підпотоків в рядки, можна виділити чотири варіанти структурно-технологічних схем поділу основного насінневого потоку на чотири підпотоки.

Розглянемо кожен з цих варіантів більш детально.

Варіант 1. Аналіз схеми наведеної на рис.1, а показує, що при установці подільників з паралельним напрямком їх вершин між собою і напрямком рядків у випадку руху сівалки на горизонтальній ділянці поля, основний потік буде ділитись на чотири рівні між собою підпотоки. При цьому поздовжнє коливання подільників не впливає на рівномірність поділу основного насінневого потоку, оскільки його центр, відповідно до прийнятих припущень [8], буде рухатись вздовж клинового подільника і основний насінневий потік розсікатиметься на два симетричні підпотоки, кожен з яких у свою чергу також буде ділитись ще на два симетричні підпотоки. Однак при нахилі подільників в поперечному напрямку в ліву або в праву сторону (рис.1, б, рис.1, в) відбувається зміщення центра основного потоку від лева клинового подільника в протилежну сторону, внаслідок чого основний потік ділиться на два нерівні підпотоки. При цьому кожен з цих підпотоків ділиться своїм подільником також на два нерівні підпотоки. Як наслідок, наприклад, в рядок 4, рис.1, б, висіється насіння більше, ніж в рядок 3, а в рядку 1 насіння буде менше, ніж в рядку 2 і в цілому рівномірність розподілу насіння в рядках виявиться низькою.

Варіант 2. Аналіз наведених на рис.2, а, рис.2, б і рис.2, в схем показує, що установка подільників поперек рядків в порівнянні з установкою їх в поздовжньому напрямках (варіант 1), усуває вплив поперечних коливань сівалки але призводить до впливу поздовжніх коливань на рівномірність висіву. Як наслідок рівномірність розподілу насіння в рядках буде такою ж низькою, як і в варіанті 1.

Очевидно, що підвищити рівномірність розподілу насіння по підпотоках можна на основі синтезу варіанту 1 і варіанту 2 шляхом повороту подільників другої ступені на 90^0 відносно подільника першої ступені, тобто розмістити вершини подільників у взаємоперпендикулярних площинах.

Варіант 3. Аналіз схем наведених на рис.3 показує, що установка верхнього подільника вздовж рядків, а нижніх подільників впоперек рядків, забезпечує під час руху сівалки на горизонтальних ділянках рівномірний розподіл насіння по всіх рядках (рис.3, а). У цьому випадку забезпечується симетричний поділ основного насінневого потоку на першій ступені при поздовжніх коливаннях сівалки (рис.3, б і рис.3, в) і на другій ступені при поперечних коливаннях (рис.3, г і рис.3, д). Рівномірність розподілу насіння в рядках в порівнянні з варіантом 1 і варіантом 2 буде значно вищою.

Однак, при поздовжніх коливаннях сівалки, наприклад при підйомі задньої її частини на кут α (рис.3, б) кожен симетрично

розділений підпотік, що виходить з першої ступені, не буде ділитись симетрично на подільнику другої ступені, а розділиться таким чином, що на передні грані обох подільників попаде менше насіння, ніж на задні. Як наслідок в рядки 1 і 3 насіння висіється менше, ніж в рядки 2 і 4. При опусканні задньої частини сівалки на кут α (рис.3, в) розподіл насіння відбувається аналогічно, але при цьому кількість насіння в рядки 1 і 3 висіється більше, ніж в рядки 2 і 4.

При поперечних коливаннях сівалки, наприклад при підйомі її правої сторони на кут α (рис.3, г) кількість насіння в рядки 1 і 2 висіється менше, ніж в рядки 3 і 4, а при опусканні правої сторони сівалки на кут α (рис.3, д) - навпаки, в рядки 1 і 2 висіється насіння більше, ніж в рядки 3 і 4. При цьому кожен подільник другої ступені, незалежно від кута α нахилу сівалки в поперечному напрямку, розділятиме насінне-вий потік порівну.

Варіант 4. Аналіз схем наведених на рис.4 показує, що установка верхнього подільника впоперек рядків, а нижніх подільників вздовж рядків, як і у варіанті 3, також забезпечує під час руху сівалки на горизонтальних ділянках поля рівномірний розподіл насіння по всіх рядках (рис.4, а). У цьому випадку забезпечується симетричний поділ основного насінневого потоку на першій ступені при поперечних коливаннях сівалки (рис.3, б і рис.3, в) і на другій ступені при поздовжніх коливаннях (рис.3, г і рис.3, д).

Однак при поперечних коливаннях сівалки, наприклад при підйомі її лівої сторони на кут α (рис. 4, б), кожен симетрично розділений підпотік, що виходить з першої ступені, не буде ділитись симетрично на подільнику другої ступені, а розділиться таким чином, що на праві грані обох подільників (якщо дивитись по ходу сівалки) попаде менше насіння, ніж на ліві. Як наслідок в рядки 1 і 3 насіння висіється менше, ніж в рядки 2 і 4. При опусканні лівої частини сівалки на кут α (рис.4, в) розподіл насіння відбувається аналогічно, але при цьому кількість насіння в рядки 1 і 3 висіється більше, ніж в рядки 2 і 4.

При поздовжніх коливаннях сівалки, наприклад, при підйомі передньої її частини на кут α (рис.4, г), основний потік не буде ділитись симетрично на подільнику першої ступені, а розділиться таким чином, що на передню грань подільника попаде більше насіння, ніж на задню. При цьому отримані два підпотоки на подільниках другої ступені розділяться симетрично. Однак в рядки 1 і 2 насіння висіється менше, ніж в рядки 3 і 4. При опусканні передньої частини сівалки на кут α (рис.4, д) розподіл насіння відбувається аналогічно,

але при цьому кількість насіння в рядки 1 і 2 висіється більше, ніж в рядки 3 і 4.

Таким чином, в ході синтезу отримано дві рівноцінні схеми (варіант 3 і варіант 4), які забезпечують однакову рівномірність розподілу насіння по підпотоках. Однак виникає питання, яку з них буде більш доцільним застосувати на практиці? Очевидно, що при відповіді на це питання необхідно враховувати результати наших досліджень, які показують, що на сівалку частіше діють поперечні коливання, ніж поздовжні.

Отже, з врахуванням викладеного доцільно застосувати схему з розміщенням подільника першої ступені поперек рядків, а подільників другої ступені – вздовж рядків (варіант 4). При цьому аналіз схем сходження підпотоків другої ступені показує, що їх варто спрямовувати з кожного подільника не в суміжні рядки, а через рядок, що підвищує рівномірність розподілу насіння по площі поля (варіант 5).

Заключним етапом синтезу конструктивно-технологічних схем гравітаційних розподільників основного насінневого потоку на чотири підпотоки є виявлення основних факторів, що впливають на рівномірність розподілу насіння між потоками та їх нейтралізація.

Аналіз синтезованої структурно-технологічної схеми чотирипотокового гравітаційного розподільника (таблиця, рис.5) та результатів наших досліджень показує, що основними факторами, які знижують рівномірність розподілу насіння між потоками, є розсіювання основного потоку і підпотоків перед падінням на подільники та значна швидкість удару насіння об поверхню подільника, і їх відбивання як від подільника, так і від корпусу розподільника. На нашу думку нейтралізувати негативний вплив цих факторів на рівномірність розподілу насіння між підпотоками можна в тому випадку, якщо падіння основного насінневого потоку спочатку сконцентрувати навколо вертикальної осі падіння, а потім центр потоку спрямувати на грань розсікача. При цьому аналогічне сконцентрування необхідно провести для кожного підпотoku, що виходить з першої ступені і спрямувати центром на грань свого подільника. Для означення процесу „Сконцентрування насінневого потоку навколо осі падіння” введемо спеціальний термін – „стабілізація потоку”, суть якого ми вбачаємо в погашенні швидкості падіння насіння і концентрації потоку навколо осі, що співпадає з перпендикуляром опущеним на грань подільника.

З урахуванням викладеного в конструктивно-технологічній схемі (таблиця, рис.5) необхідно перед подачею потоку на подільник передбачити установку спеціального пристрою для стабілізації потоку,

який назвемо стабілізатором. Найбільш доцільно виконати такий стабілізатор у вигляді лійки. Синтезована структурно-технологічна схема чотири потокового гравітаційного розподільника наведена на рис.1, а його конструктивно-технологічна схема захищена нами авторським свідоцтвом на винахід, Ас. № 1 671186 А 01 С 7/ 20, і наведена на рис.2.

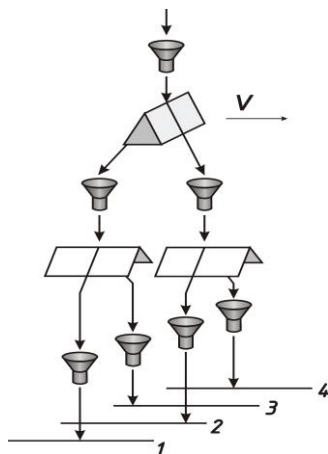


Рис.1. Синтезована структурно-технологічна схема чотирипотокового гравітаційного подільника основного насінневого потоку

Гравітаційний розподільник (рис.2) складається з корпусу 1, в якому зверху встановлено лійкоподібний стабілізатор 2 основного насінневого потоку, а під ним послідовно розміщено ділильник 5 першої (верхньої) ступені та ділильник 7 другої (нижньої) ступені. При цьому в верхньому ділильнику 5 виконано два стабілізатори 3 насінневого потоку з установленим між ними пластинчастим подільником 4, а в нижньому ділильнику 7 – чотири стабілізатори 8 з двома пластинчастими подільниками 6 і 10. Кожен стабілізатор закінчується центральним каналом 9.

Розподільник працює наступним чином. Основний насінневий потік з висівного апарата по насіннепроводу потрапляє на стабілізатор 2 де відбувається погашення його швидкості. При цьому насіння сповзає по конічній поверхні стабілізатора до його центра і при проходженні крізь циліндричний канал, центрується в ньому, тобто концентрується навколо осі падіння, яка при вертикальному розміщенні розподільника проходить через центр подільника 4, який ділить його на два підпотоки.

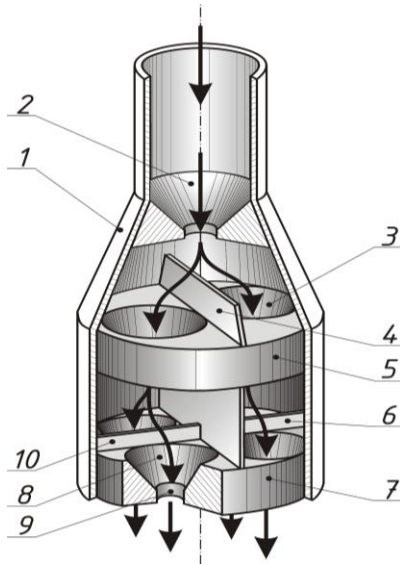


Рис.2. Схема двоступеневого чотирьопотокового гравітаційного розподільника основного насінневого потоку: 1- корпус; 2,3,8 - стабілізатор насінневого потоку; 4,6,10 – подільник насінневого потоку; 5,7 – ділильник першої і другої ступені; 9 – центрувальний канал

Далі кожен з цих підпотоків спочатку потрапляє в свій стабілізатор 3, де знову відбувається аналогічне погашення швидкості його падіння і центрування в каналі, а потім настає поділ відповідно на подільниках 6 і 10 ще на два підпотоки, в результаті чого утворюється чотири підпотоки.

Висновок. На основі синтезу конструктивно-технологічних схем двоступневих гравітаційних подільників можна отримати два типи подільників – з паралельним розміщенням розсікачів насінневих під-потоків і перехресним. При цьому останній тип є найбільш прийнятним для його практичного застосування на зернових сівалках.

Література

1. Погорілий Л.В., Шведик М.С.. Обґрунтування агротехнічних вимог щодо точного висіву зернових культур і технічних засобів для його здійснення // Вісник аграрної науки. – 1992. -№7. - С.40-44.

2. Снягин І.І. Площади питания растений. – М.: Россельхозиздат, 1975. – 833с.

3. А.с. №1210686 (СССР). Координатно-однозерновой способ посева. Шведик Н.С., Кравец И.А., Устименко А.С., Б.И. №6., 1986.

4. Хоменко М.С., Зырянов В.А., Насонов В.А. „Механизация посева зерновых культур и трав”. Справочник. – К.: Урожай, 1989. – 168с.

5. Ковриков И.Т. Основные принципы разработки распределительных устройств подпочвенно-разбросных сошников зерновых сеялок //Тракторы и сельхозмашины. – 1983. - № 5, с. 13-14.

6. Пневматические сеялки: конструирование и расчет. С.А. Мартиненко, Л.Г. Мащишена, Л.В. Погорелый, Г.Я. Штыльфус, В.М. Шумейко Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1992. – 224 с.

7. Алимов Д.Н., Максимчук Г.А. Пневмосошник. Положительное решение ВНИИГПЭ на выдачу авторского свидетельства на изобретение по заявке № 4246248/30-15, ВНИИГПЭ, 1988г.

8. Шведик М.С. Аналіз гравітаційних розподільників основного насінневого потоку зернових сівалок // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. - Вип. 16. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2007. – С. 223-232.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух

УДК 631.521

С.Ф. Юхимчук, к.т.н., Л.М. Дацюк, к.т.н., Ю.Ю. Корольчук
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ТИСКУ В ПОПЕРЕЧНИХ БРАЛЬНИХ РІВЧАКАХ ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТА

У статті описано методіку і приведені результати досліджень тиску у бральних рівчаках при різних початкових натягах брального пасу і положеннях притискних роликів льонобрального апарата з поперечними бральними рівчаками.

Постановка проблеми. У розробленому під керівництвом проф. Хайліса Г.А. універсальному льонокомбайні використаний бральний апарат з поперечними бральними рівчаками (рис. 1).

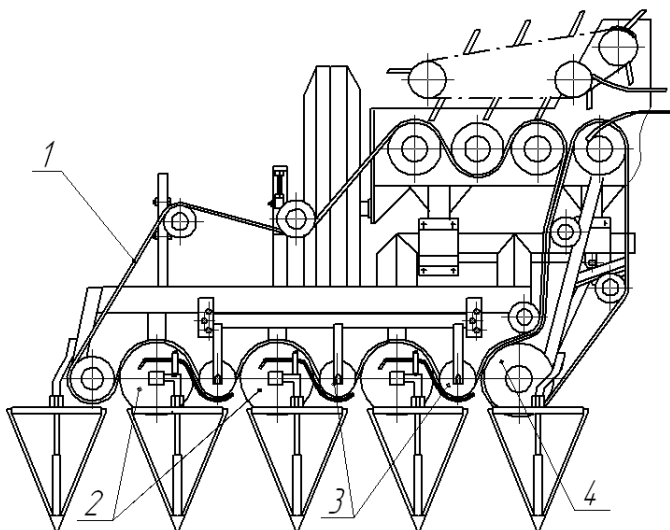


Рис. 1. Льнобральний апарат з поперечними бральними рiвчачками:
 1 – бральний пас; 2 – бральні диски; 3 – притискні ролики; 4 – вивiдна секцiя

В цьому апараті стебла льону затискаються між бральним пасом 1 і бральними дисками 2 (перший, другий, третій бральні рiвчачки) та між бральним пасом 1 і пасом вивiдної секцiї 4 (четвертий бральний рiвчачок). Для зменшення висоти брання і збiльшення зони затискання стебел, у випадку брання полеглого льону, конструкцiя брального апарата передбачає три положення притискних роликiв, якi розмiщуються між бральними дисками. Так, коли притискні ролики знаходяться у нижньому положеннi, висота брання $h_n=0,176$ м, в середньому – $h_c=0,2$ м, у верхньому – $h_e=0,224$ м. При змiнi положення притискних роликiв буде змiнюватись кривизна перегинiв брального паса і тим самим його натяг і тиск в бральних рiвчачках. Для надання рекомендацiй по регулюванню початкового натягу брального паса для рiзних умов роботи і вiдповiдних положень притискних роликiв були проведенi вiдповiднi дослiди, описанi нижче.

Аналіз дослiджень і публiкацiй. Залежнiсть між силою натягу пасiв і тиском у криволiнійних рiвчачках дослiджували Г.А. Хайліс, І.Г. Усевич, О.О. Цимбал, Н.С. Сартаков, В.Г. Черников, А.С. Смирнов, В.П. Галанцев, М.Н. Биков, Г.В. Макарова, Г.А. Авер'янова [1] на машинах ЛКВ-4Т, ЛТ-4, ТЛН-1,5, ЛК-4Т. Ними розроблено прилади для вимiрювання тиску в бральних рiвчачках.

Встановлено, що зі збільшенням навантаження на пас натяг його зростає, разом з тим поступово зростає і тиск в рівчаку.

Мета дослідження – визначити тиск у кожному бральному рівчаку при різних початкових натягах брального пасу і положеннях притискних роликів льонобрального апарата з поперечними бральними рівчаками.

Результати досліджень. Тиск в бральних рівчаках і сили натягу брального і вивідного пасів у статичному стані визначались спеціальним портативним приладом ємнісного типу [2]. Даний прилад складається із датчика ємнісного типу і реєструючого пристрою у вигляді вимірювального генератора на транзисторах, зібраного по схемі мультівібраторного мосту.

Для забезпечення завантаження роботою брання кожного рівчака апарату, при визначенні тиску в бральних рівчаках, виготовлено чотири імітатори навантаження, кожен з яких являє собою брезентову стрічку товщиною 0,5 мм, шириною 100 мм і довжиною 150 мм, що має на початку петлю, в яку продітий гачок Б- подібної рамки. До центральної поперечини цієї рамки кріпиться пружина із ручкою. Довжина вікна рамки, де знаходиться пружина, підібрана так, що відповідає видовженню пружини під дією на неї сили $T=150$ Н.

При виборі сили $T=150$ Н виходили із наступних міркувань. Витягування стебел проходить в зоні охоплення бральним пасом брального диска. Довжина цієї зони l_p . Для заповнення її стеблами льону бральний апарат повинен переміститись вперед на відстань l_m . l_m відноситься до l_p як V_m до V_p : $l_m/l_p = V_m/V_p$ і $l_m = l_p V_m/V_p$. При переміщенні брального апарату на l_m , в бральний рівчак попадають стебла із площі $S = l_m b$, де b – ширина захоплення бральної секції ($b=0,35$ м). У випадку, коли притискні ролики знаходяться у верхньому положенні – $l_p=0,27$ м і трактор працює на третій передачі із швидкістю руху $V_m=2,01$ м/с, швидкість V_p становить 2,35 м/с, при густині стеблестою $i_o=1800$ стебел/м², у бральному рівчаку проходить витягування $i = i_o S = i_o l_p b V_m/V_p \approx 162$ (стебел).

Так, як середня сила опору витягування одного стебла становить $T_{cp} = 5$ Н [1], то на брання 162 стебел йде сила $T = iT_{cp} = 810$ Н. Враховуючи, що коефіцієнт розподілу енергії, що припадає на привод брального пасу і переміщення машини, $\eta_{cp}=0,219$ [3], отримали, що в кожному бральному рівчаку бральний пас навантажується силою $T_o = T\eta_{cp}/(1 + \eta_{cp}) \approx 150$ Н.

Досліди проводились у лабораторних умовах на бральному апараті льонокомбайну. Натяг пасу вивідного механізму був постійним і дорівнював 1000 Н. Натяг брального пасу регулювався положенням

натяжного ролика і вимірювався в зоні охоплення бральним пасом першого із сторони поля брального диска приладом для визначення тиску. Для цього, за формулою [1]: $S_o = qB_pR$, де B_p - ширина брального пасу ($B_p=0,1$ м); R – радіус диска ($R=0,11$ м), підставляючи q отримували значення натягу брального пасу S_o .

Досліди проводились за умови, що бральний апарат завантажений роботою брання.

Кожен з дослідів проводився наступним чином. Розміщений паралельно осі брального диска датчик вимкненого приладу підносився до гирла брального ривчака і при подальшому переміщенні брального пасу за рахунок провертання карданного валу льонокомбайна затискався у бральному ривчаку. Потім в гирла кожного брального ривчака одночасно, паралельно до брального пасу, вставлялись брезентові смужки навантажувачів. Провертаючи карданний вал забезпечували поворот бральних дисків на 45° . Відтягуючи одночасно в кожному бральному ривчаку ручки імітаторів навантаження, забезпечували розтяг пружин на всю довжину рамки і тим самим завантаження кожного брального ривчака силою брання 150 Н. Провертало карданний вал льонокомбайну, не послаблюючи розтягу пружин навантажувачів. В момент, коли датчик приладу зайняв положення посередині зони охоплення бральним пасом брального диска вмикали прилад для визначення тиску і записували його покази у журнал.

Такі виміри проводились для кожного брального ривчака. При визначенні тиску у четвертому бральному ривчаку датчик приладу для визначення тиску вносився у гирло цього ривчака, коли брезентові смужки імітаторів навантаження були затиснуті у бральних ривчаках по довжині 7 см. Далі при переміщенні брального пасу датчик затискався у бральному ривчаку, до імітаторів навантаження прикладали необхідні зусилля, заміри тиску проводили посередині зони охоплення бральним та вивідним пасами веденого шківів вивідного пристрою.

Досліди проходили з триразовою повторюваністю, після чого отримані значення оброблялись статистично.

За отриманими середніми значеннями експериментів були побудовані діаграми залежності тиску від положення притискних роликів і від початкового натягу брального пасу у кожному бральному ривчаку (рис.2).

З рис. видно, що у кожному наступному бральному ривчаку тиск зростає. Інтервал цього зростання залежить від розміщення

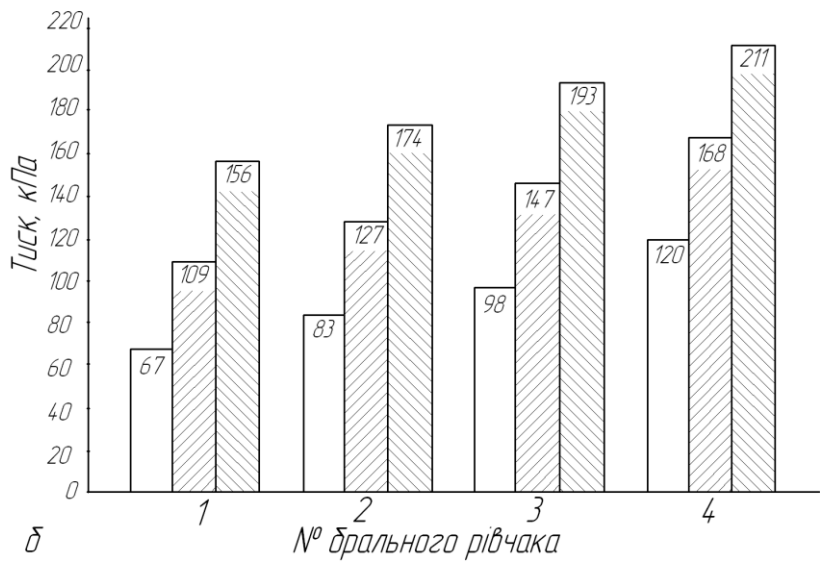
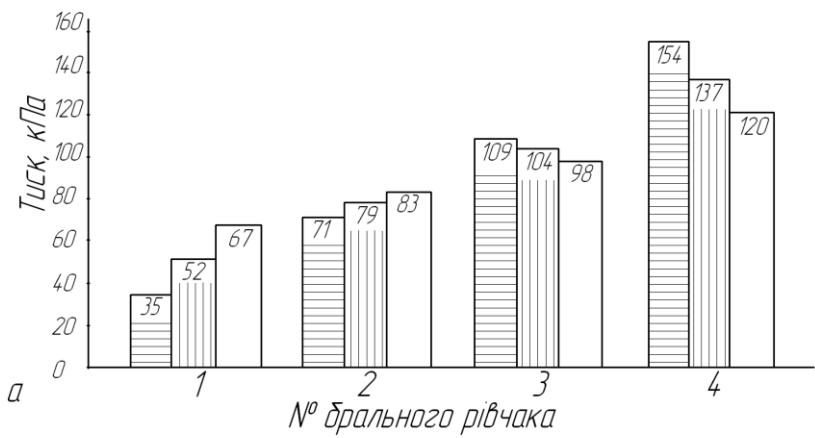


Рис. 2. Тиск у бральних рiвчаках: а - при початковому натягу брального паса 900 Н i рiзних положеннях притискових роликiв : - нижнє, - середнє, - верхнє; б - притисковi роликi знаходяться у верхньому положеннi, змiнюється початковий натяг брального паса : - 900 Н, - 1400 Н, - 1900 Н

притискних роликів (рис. 2, а). Так, при початковому натягу брального пасу 900 Н, коли ролики знаходяться: у нижньому положенні різниця тисків в першому і четвертому бральних рівчаках становить 119 кПа, у середньому положенні – 85 кПа і у верхньому положенні – 53 кПа. Найбільший тиск, рівний 154 кПа спостерігався у четвертому бральному рівчаку при знаходженні притискних роликів в нижньому положенні, хоча в цьому випадку характерне найменше значення тиску в першому бральному рівчаку, що рівне 35 кПа.

Це пояснюється жорсткістю брального пасу. Із збільшенням при опусканні роликів перегинів брального пасу збільшується зусилля, необхідне для його приводу, а значить зростає його натяг і тиск у бральних рівчаках. При цьому зменшується довговічність пасу. Найкращий режим роботи брального пасу, це коли притискні ролики знаходяться у верхньому положенні.

Збільшення у певних межах тиску у другому, третьому і четвертому бральних рівчаках потрібно вважати бажаним фактором, так як при потовщенні стрічки льону у цих рівчаках покращується затиск шару стебел у рівчаку.

Аналізуючи діаграми рис. 2, б можна зробити висновок, що тиск у бральних рівчаках зростає пропорційно до початкового натягу брального пасу. Так, наприклад, у четвертому рівчаку при збільшенні початкового натягу пасу від 900 Н до 1400 Н та 1900 Н тиск відповідно зріс на 48 кПа і 43 кПа.

За відомою [1] формулою: $q \geq T / (B_p d_c f)$ для випадку, коли максимальна сила брання витягування стебла з ґрунту $T=5$ Н, коефіцієнт тертя стебла по гумі $f=0,7$, діаметр стебла $d_c =1,5$ мм, ширина брального пасу $B_p=0,1$ м, знаходимо, що тиск q в бральному рівчаку повинен дорівнювати або бути більшим 47,6 кПа. В протилежному випадку закріплене у ґрунті стебло буде проковзувати між бральним пасом та бральним диском. Тому у даному випадку, коли притискні ролики знаходяться в нижньому положенні (q у першому рівчаку рівний 34,5 кПа) потрібно збільшити початковий натяг брального пасу. Також слід пам'ятати, що тиск у бральних рівчаках не повинен перевищувати 200...250 кПа [1], в іншому випадку буде пошкодження стебел льону.

Висновок. Користуючись даними діаграмами (рис. 1) можна вибрати потрібний початковий натяг брального пасу відповідно до регулювань льонобрального апарата.

Література

1. Льюнборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. и др. - М.: Машиностроение, 1985.- 232 с., ил.
2. Синій С.В. Контроль сили натягу у пасових передачах сільськогосподарських машин// Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. / Під ред. акад. Г.А. Хайліса. - Луцьк: ІАУ. Волинське відділення, 1995. С.125-131
3. Юхимчук С.Ф. Розрахунок енергії при механізованому бранні стебел льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 3.- Луцьк: ІАУ. Волинське відділення, 1997. С.312-320.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс.

ЗМІСТ

1. М.О. Гандзюк. Заходи для зменшення вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах.....	3
2. Р.Б. Гевко, І.О. Павлова. Способи виготовлення каркасу шарнірного валу робочого органу гвинтового конвеєра.....	7
3. К.Е. Голенко, О.З. Горбай, Л.В. Крайник. Аналіз відповідності правилам ЄЕК ООН №66 каркасу кузова автобуса типу low-entry....	13
4. С.Є. Голячук, Н.В. Мордик, М.В. Мордик. Дослідження параметрів робочих органів пакеторозформувальних машин.....	22
5. В.Ф. Дідух, В.І. Бодак, В.В. Грабовець. Моделювання процесу зневоднення озерних сапропелів.....	26
6. В.Ф. Довгополок, В.В. Ковальчук. Обґрунтування параметрів картоплексортувальних машин з циліндричною робочою поверхнею.....	35
7. І.М. Дударев, С.Є. Голячук, Т.М. Лук'ячук. Дослідження впливу аеродинамічних параметрів шару гірчиці на процес його вентилявання.....	40
8. А.К. Колодійчук, В.Ф. Довгополок, С.А. Колодійчук. Обґрунтування переваг гусеничних рушіїв і розрахунок втрат потужності в обводі.....	46
9. Р.М. Кузнецов, М.М. Толстушко, І.С. Мурований, В.П. Онищук. Дослідження руху триланкового сидельно-причіпного автопоїзда.....	52
10. В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк. Вдосконалення динамічних критеріїв оцінки та оптимізації коливальних механізмів і машин під дією сил, що змінюються у часі.....	58
11. В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Ромасевич. Аналіз особливостей динамічного хаосу в системі „плавучий док (понтон) – портальний кран” при переміщенні центра ваги судна по еліптичній орбіті.....	70
12. П.В. Лук'яненко, О.П. Рябченко, Н.О. Толстушко. Дослідження формування рулонів льонотрести для її переробки.....	83
13. С.Г. Панасюк, В.П. Приймак. Аналіз процесу сушіння насіння ріпаку.....	90
14. Б.Ф. Пасамац, Ю.Л. Гуцько, О.Б. Пасамац. Обґрунтування геометричних параметрів лопатей картоплекопача, які покращують сепарацію вороху.....	93
15. О. М. Пилипенко, В. В. Литовченко, В. А. Черкес. Безступенева механічна трансмісія автомобіля.....	96
16. О.В. Приймак, В.А. Кишун, А.В. Динь, В.Т. Демидюк. Прогнозування подій за результатами автотоварознавчих досліджень.....	103

17. І.Л. Роговський. Методичні положення опису працездатності сільськогосподарських машин з резервуванням.....	113
18. В.А. Сай. Результати дослідження деформаційних властивостей шару насінневого вороху льону.....	119
19. Стасюк В.М. Дослідження завершальної фази робочого циклу пневмомеханічного приводу.....	122
20. І.В.Тараймович. Визначення коефіцієнта сепарації при розтягуванні шару вороху льону.....	126
21. М.В. Усенко, С. М. Михалевич. Аналіз роботи ланцюгового садильного апарата.....	132
22. Г.А. Хайліс, Л.М. Дацюк, С.Ф. Юхимчук. Перехід стебел з вивідного рівчака в канал поперечного транспортера льонокомбайна.....	136
23. Г.А. Хайліс, Л.М. Поліщук. Про згин пластинчастих пружин роликів транспортера.....	143
24. Г.А. Хайліс, Б.И. Дугчак, П.А. Пех, Н.Н. Толстушко. О составлении дифференциальных уравнений при исследовании сельскохозяйственных машин.....	150
25. М.С. Шведик. Синтез схем гравітаційних розподільників насінневого потоку сівалок.....	157
26. С.Ф. Юхимчук, Л.М. Дацюк, Ю.Ю. Корольчук. Визначення тиску в поперечних бральних рівчаках льонобрального апарата.....	166

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 дискеті розміром 3,5'', 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 через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
7. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
8. Номерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
9. 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 номерувати 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 дискеті 3,5'' 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 17, 2008 р.

Збірник входить до „Переліку № 1 Наукових фахових видань України...” серія „Технічні науки” (Додаток до постанови президії ВАК України від 09.06.1999 р. № 1-05/7)

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь
Редактор: О.С. Гордіюк
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь

Підписано до друку 28.12.2008 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 11,25. Наклад 300. Безкоштовно. Зам. 4691

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Держкомінформу України ДК № 351