

CALCULATION OF PULLING SECTION OF DISC-BELT FLAX-PULLING DEVICE

S.M. Yukhymchuk*, S.F. Yukhymchuk, M. Tolstushko, L. Datsyuk

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES

AM
СМ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

ABSTRACT

Pullers are used to pull the fibre flax stalks out of the ground during mechanised harvesting. The most common are belt pullers and belt disc pullers. Pulling belts are made of rubber reinforced with kapron threads. They stretch during operation and need to be tightened periodically and replaced when worn. This type of puller is also very metal intensive. This article describes the design of the disc-belt flax puller, which will increase the life of the pulling belts and reduce the metal consumption of the flax pulling machine. The disc-belt flax puller consists of a pre-fabricated frame with partitions, a pulling device and a cross conveyor. The pulling device is made in the form of active pulling disks that contact with pulling belts, each of which is mounted on two rollers, one of which is spring-loaded. The proposed disc-belt flax puller contains fewer parts than known designs. Therefore, the proposed disc-belt flax puller has a lower metal capacity compared to its counterparts. The power required to drive the pulling section is determined, which consists of the power required to drive the press belt mechanism, to pull the flax stalks from the ground and to transport the stalks. The required pressure of the press belt on the pulling disc is determined on the condition that the flax stalks do not slip in the pulling pit during pulling. Taking into account the inertial load of the flax stalks during the movement of the curved pulling stream, the amount of pressure relief in the pulling stream was also determined. The required pressure in the draw stream is provided by tensioning the roving belt with a spring-loaded tensioning device. An improved design of the tensioning device is proposed. The required belt tension is calculated and the compression spring of the tensioning device is selected. The additional tension of the roving belt as the roving stream is filled with flax stalks is also determined. A hydraulic motor is selected to drive the picking section of the disc belt flax puller. A drawing sketch of the drive of the pulling disc was developed.

Key words:

flax pulling,
flax stalks,
disc-belt pulling device,
pulling stream,
drive power

Article history:

Received 11.05.2023

Accepted 14.06.2023

***Corresponding author:**

uyhimchyksveta@gmail.com

DOI: 10.36910/acm.vi49.1023

To cite this article:

Yukhymchuk, S. M., Yukhymchuk, S. F., Tolstushko, M., & Datsyuk, L. (2023). Calculation of pulling section of disc-belt flax-pulling device. *Agricultural Machines*, 49, 81-89. <https://doi.org/10.36910/acm.vi49.1023>

УДК 631.358

**РОЗРАХУНОК БРАЛЬНОЇ СЕКЦІЇ ДИСКОВО-ПАСОВОГО
ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТА****С.М. Юхимчук*, С.Ф. Юхимчук, М.М. Толстушко, Л.М. Дацюк***Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна*

AGRICULTURAL MACHINES



СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

АНОТАЦІЯ

Для витягування стебел льону-довгунця з ґрунту під час збирання використовуються бральні апарати. Найбільш поширеними є пасові та пасово-дискові бральні апарати. Бральні паси виготовляють з гуми, що армована капроновими нитками. Вони розтягуються та потребують періодичного підтягування, а у випадку зношування – заміни. Також ці конструкції бральних апаратів є металомісткими. У статті запропоновано конструкцію дисково-пасового льонобрального апарата, яка дозволить підвищити довговічності бральних пасів та зменшити металомісткість льонозбиральної машини. Дисково-пасовий льонобральний апарат містить збірну раму та розташовані на ній подільники, бральний вузол і поперечний транспортер. Бральний вузол виконано у вигляді активних бральних дисків, що контактують із бральними пасами, кожен з яких встановлений на двох роликів, один з яких підпружинений. Визначено потужність, що необхідна для приводу бральної секції, яка складається із потужностей, що необхідні для приводу притискного пасового механізму, витягування стебел льону з ґрунту та транспортування стебел бральним ривчаком. З умови непроковзування стебел у бральному ривчаку під час їх брання визначено необхідний тиск брального паса на бральний диск. Також, урахувавши інерційне навантаження стебел під час руху криволінійним бральним ривчаком, визначено величину послаблення тиску у бральному ривчаку. Необхідний тиск у бральному ривчаку забезпечується натягом брального паса підпружиненим натяжним пристроєм. Також удосконалено конструкцію натяжного пристрою. Обчислено необхідний натяг брального паса та підібрано пружину стискання натяжного механізму. Вибрано гідромотор для приводу бральної секції дисково-пасового льонобрального апарата. Розроблено ескіз креслення приводу брального диска.

Ключові слова:

брання льону,
стебла льону,
дисково-пасовий бральний
апарат,
бральний ривчак,
потужність приводу

Історія публікації:

Отримано 11.05.2023
Затверджено 14.06.2023

***Автор для листування:**

uyhimchuksveta@gmail.com

DOI: 10.36910/acm.vi49.1023**Цитувати цю статтю:**

Юхимчук, С. М., Юхимчук, С. Ф., Толстушко, М. М., & Дацюк, Л. М. (2023). Розрахунок бральної секції дисково-пасового льонобрального апарата. *Сільськогосподарські машини*, 49, 81-89. <https://doi.org/10.36910/acm.vi49.1023>

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Під час механізованого збирання для витягування стебел льону-довгунця з ґрунту використовуються бральні апарати. Найбільш поширеними є пасові і пасово-дискові бральні апарати (Дацюк та ін., 2012; Дідух та ін., 2013; Дударев, 2015; DEHONDT Technologies, n.d.; Union, n.d.). У пасових бральних апаратах стебла затискаються між двома бральними пасами, що працюють як пасові передачі, в яких робоча гілка паса є натяжною. Пас охоплює ведучий і ведений шків або ведучий шків та натяжні ролики. У пасово-дискових бральних апаратах стебла льону затискаються між бральним пасом та бральним диском. Бральний диск обертається від контакту з бральним пасом, тобто бральний пас більше навантажений, ніж у пасовому бральному апараті. Бральні паси виготовляють з гуми, що армована капроновими нитками. Бральні паси під час роботи розтягуються та потребують періодичного підтягування, а у випадку зношування – заміни. Ці конструкції бральних апаратів є металомісткими, оскільки містять шків, натяжні та підтримуючі ролики, складний привод. Отже, актуальним завданням є розроблення конструкції брального апарата, що усувала б зазначені недоліки.

У науковій праці (Юхимчук та ін., 2022b) запропоновано конструкцію дисково-пасового брального апарата. У цьому бральному апараті приводяться безпосередньо бральні диски, а паси притискають стебла льону до поверхні бральних дисків. Під час розроблення нового льонобрального апарата були встановлені недоліки його конструкції. Зокрема, під час транспортування стебел льону бральними ривчаками має місце згинання нижньої частини стебел внаслідок їх взаємодії із картером механізму приводу бральних дисків. На коренях стебел можуть бути залишки ґрунту, що спричинить налипання ґрунту на корпус картера під час ковзання стебел. Як наслідок, це зумовить додаткові енергетичні витрати, причиною яких є протидія стебел згинанню та тертя стебел по корпусу картера. Для усунення недоліків пропонується замінити механічний привод бральних дисків на гідравлічний (Юхимчук та ін., 2022b). Кожен бральний диск приводиться від окремого гідромотора. Вал брального диска обертається в трубі, яка закріплена консольно, та з'єднаний через

шліцьову муфту із валом гідромотора. Довжина консольної труби вибрана такою, щоб унеможливити зачеплення нижньої частини стебел льону-довгунця, які затиснуті в бральному ривчаку апарата, за елементи рами льонобралки. Також для зменшення габаритів пружини натяжного механізму була змінена його конструкція. Пропонується встановити натяжний ролик на одному кінці коромисла, а пружину стискання – на другому. Плече кріплення натяжного ролика є меншим за плече взаємодії з пружиною.

На **рис. 1** подана схема удосконаленого дисково-пасового льонобрального апарата, що містить: збірну раму (на **рис. 1** – не показана); подільники; бральний вузол, що містить бральні диски, бральні паси, ролики, підпружинені кріплення, напрямні прутки, поперечний транспортер.

Привод бральних дисків льонобрального апарата, які обертаються в однаковому напрямку, здійснюється з картера рами. З одного боку усі бральні диски охоплюються бральним пасом, який надітий на ролики. Оскільки верхній ролик підпружинений, то забезпечується постійний натяг брального паса та тиск в бральному ривчаку. Під час руху льонозбиральної машини полем подільники поділяють стебла льону на окремі смужки та спрямовують їх у гирла бральних ривчаків. Стебла льону-довгунця затискаються між контактуючими поверхнями бральних дисків та бральних пасів, витягуються з ґрунту та спрямовуються до виходу з бральних ривчаків, де захоплюються пальцями поперечного транспортера. Стебла, ковзаючи поверхнею напрямних прутків, спрямовуються до виходу з дисково-пасового льонобрального апарата. Залежно від типу льонозбиральної машини стрічка стебел або розстеляється на льонищі, або подається на наступні робочі органи льонозбиральної машини для обчисування насінневих коробочок.

Бральний вузол містить менше деталей, ніж відомі конструкції. Отже, запропонований дисково-пасовий льонобральний апарат має меншу металомісткість порівняно з аналогами. Внаслідок того, що бральні паси не передають тягових зусиль, а виконують лише затискання та утримування стебел льону-довгунця, а також підпружинення верхніх роликів, забезпечується підвищення довговічності бральних пасів.

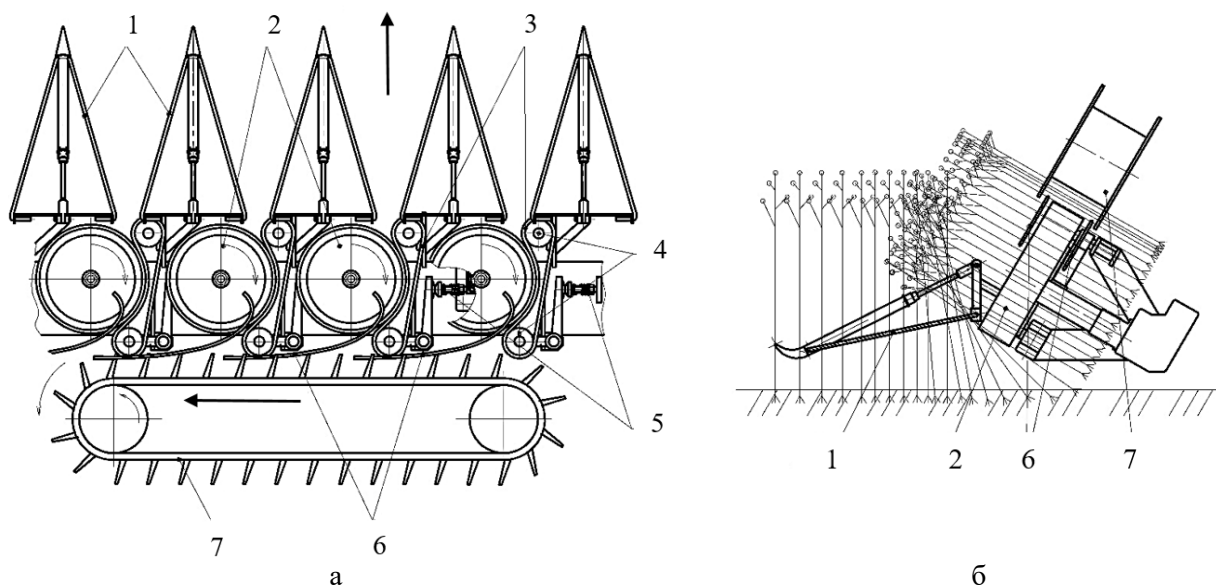


Рис. 1 – Види зверху (а) та збоку (б) дисково-пасового льнобрального апарата:
1 – подільники; 2 – бральні диски; 3 – бральні паси; 4 – ролики; 5 – підпружинені кріплення;
6 – напрямні прутки; 7 – поперечний транспортер

У науковій праці (Юхимчук та ін., 2022b) були обґрунтовані геометричні розміри бральної секції: ширина захвату бральної секції – 0,38 м; радіус обгумованого брального диска – 0,16 м; діаметр роликів пасової передачі – 0,08 м; товщина брального пасу – 10 мм; довжина брального пасу – 1 м; ширина брального диска та брального пасу – 0,1 м; кут охоплення брального диска бральним пасом – 80 град, що в перерахунку на довжину зони охоплення становить – 0,24 м; кут нахилу площини брального апарата до горизонту – 60 град; висота брання – 0,2 м.

У науковій праці (Юхимчук та ін., 2022a) обґрунтовано кінематичний режим роботи льнобрального апарата: швидкість машини – 2,01 м/с; колова швидкість брального диска або швидкість брального пасу – 2,35 м/с, що відповідає показнику швидкісного режиму брального апарата – 0,85.

Для проведення обчислень приймалися характеристики стеблостою льону-довгунця: густина стеблостою (кількість рослин на 1 м² площі поля) – 1600 шт/м²; середній діаметр стебла – 1,5 мм; середня маса стебла – 1,2 г; коефіцієнт тертя стебел льону по гумовій поверхні – 0,8; сила опору стебла витягуванню з ґрунту – 5 Н.

Мета дослідження – визначити значення потужності для приводу бральної секції

дисково-пасового льнобрального апарата, а також вибрати пружину стискання натяжного механізму брального пасу та гідромотора приводу бральної секції.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Теоретичні дослідження проводилися із використанням основних положень вищої математики, фізики та теоретичної механіки, а також деталей машин. Розрахунок пружини стискання та графічні побудови проводилися із використанням комп'ютерних програм.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Потужність, що необхідна для приводу бральної секції, складається із потужностей, що необхідні для приводу притискного пасового механізму, витягування стебел льону з ґрунту та транспортування стебел бральним рівчаком.

Для розрахунку натягу брального пасу та тиску в бральному рівчаку необхідно знати силу Q , що є сумою складових сил опору P_i стебел витягуванню, та яка припадає на дугу охоплення L брального диска бральним пасом:

$$Q = \sum_{i=1}^{i_L} P_i, \quad (1)$$

де i_L – кількість стебел льону в зоні L , шт.

Кількість стебел льону в зоні L :

$$i_L = Bi_0 L \mu, \quad (2)$$

де B – ширина захвату бральної секції, м; i_0 – кількість стебел на 1 м^2 площі поля, шт/м²; L – довжина дуги охоплення брального диска бральним пасом, м; μ – показник швидкісного режиму льонобрального апарата $\mu = V_m / V_p$; V_m – швидкість збиральної машини, м/с; V_p – колова швидкість брального диска, м/с.

Точне визначення цих сил ускладнене, оскільки вони залежать від умов закріплення коренів стебел у ґрунті, нахилу стебел льону, вологості ґрунту та інших факторів.

Потужність також буде затрачатися на привод брального паса, який забезпечує притискання стебел льону-довгунця до поверхні брального диска. Після затягування у бральний ривчак і затискання стебла рухаються разом із бральним диском та бральним пасом. Між поверхнями стебел і диском та пасом виникають сили тертя. Якщо ці сили рівні опору стебел витягуванню, то проходить брання льону, причому стебла будуть витягуватися без ковзання, якщо сили тертя не досягли максимуму. Якщо сили тертя досягли максимуму, то стебла будуть витягуватися із ковзанням. Якщо максимальна сила тертя менша за опір стебла витягуванню, то замість брання буде мати місце ковзання стебел у бральному ривчаку.

Початковий натяг брального паса апарата визначимо з урахуванням того, що пас має забезпечувати необхідний тиск у бральному ривчаку для того, щоб стебла льону надійно затискалися і не проковзували під час брання. Сила затискання стебел у ривчаку залежить від їх розташування. Якщо стебла розташовані рідко в ривчаку, то на будь-яке стебло діє тиск ділянки, яка більша за діаметр стебла. У випадку розташування стебел у рядок, на кожне стебло діє тиск ділянки, довжина якої приблизно рівна діаметру стебла. Той самий тиск діє на стебло, якщо в ривчаку затиснуті кілька стебел, що розташовані у кілька рядків. Максимальна сила тертя між стеблом льону та поверхнями брального диска й брального паса, за умови, що вісь стебла перпендикулярна напрямку брального ривчака, становить:

$$F_m = 2B_p d_c f q, \quad (3)$$

де B_p – ширина брального ривчака, яка рівна товщині брального диска і ширині брального паса, м; d_c – середній діаметр стебла, м; f – коефіцієнт тертя стебла льону по гумових поверхнях брального диска та брального паса, коли стебла затискаються в один рядок або коефіцієнт тертя стебла льону по стеблу льону, якщо стебла затискаються в кілька рядків; q – середній тиск у бральному ривчаку, Па.

Якщо стебло розглядати як гнучку нитку, то сила F_m повинна бути більшою або рівною силі P опору стебла витягуванню з ґрунту. Тоді умова брання стебел матиме вигляд:

$$q \geq \frac{P}{2B_p d_c f}. \quad (4)$$

За значень $P = 5 \text{ Н}$, $B_p = 0,1 \text{ м}$, $d_c = 1,5 \text{ мм}$ та $f = 0,8$ матимемо умову (4): $q \geq 41,7 \text{ кПа}$. Тобто тиск у бральному ривчаку має бути більшим за $q = 42 \text{ кПа}$. Значне збільшення тиску q не є доцільним, оскільки це може спричинити плющення стебел. Позначимо через $[q]$ допустимий тиск на стебла в ривчаку за якого стебла не розплющуються. Відповідно до наукових джерел (Хайліс, 2009; Хайліс, 2011) тиск – $[q] = 190 \text{ кПа}$. Якщо врахувати інерційне навантаження стебел під час руху криволінійним бральним ривчаком, то в умові (4) необхідно зробити поправку.

Елементарна відцентрова сила, яка з'являється під час руху елемента шару стебел довжиною ds , рівна (без урахування товщини шару стебел) (Хайліс, 2011):

$$\begin{aligned} dP_i &= Bi_0 m_c \mu \frac{V_p^2}{R_0} ds = \\ &= Bi_0 m_c V_m \frac{V_p}{R_0} ds, \end{aligned} \quad (5)$$

де m_c – маса стебла, яке рухається бральним ривчаком, кг.

Під впливом сили dP_i зменшується тиск на бральний диск на величину:

$$\Delta q = \frac{Bi_0 m_c V_m V_p}{B_p R_0}. \quad (6)$$

Якщо прийняти $B = 0,38 \text{ м}$, $i_0 = 1600 \text{ шт/м}^2$, $m_c = 15 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$, $V_m = 2,01 \text{ м/с}$ та $V_p = 2,35 \text{ м/с}$,

$B_p = 0,1$ м та $R_\delta = 0,16$ м, тоді за виразом (6) отримаємо $\Delta q = 270$ Па.

Тиск у бральному рівчаку також дещо зменшується внаслідок дії відцентрової сили інерції брального паса, що охоплює бральний диск. У випадку брання свіжих стебел льону їх поверхня покрита воском, тому поверхні диска та паса можуть бути мокрими, тобто коефіцієнт тертя буде меншим. Ураховуючи зменшення тиску внаслідок дії відцентрових сил та зменшення сил тертя, приймаємо тиск – $q = 60$ кПа.

Момент опору в приводі брального паса враховується під час визначення загальної потужності приводу бральної секції. Сила, яку необхідно прикласти вздовж брального паса для подолання опорів, які виникають при його вигинах і терті в опорах роликів, визначається за виразом (Хайліс, 2011):

$$T = k(S_n + S_\delta), \quad (7)$$

де S_n – сила початкового натягу паса, Н; S_δ – сила додаткового натягу паса внаслідок пропускання стебел через бральний рівчак; k – коефіцієнт, який для паса, що охоплює два ролика та згинається по бральному диску, рівний 0,09–0,10.

Силу початкового натягу паса визначимо з умови забезпечення необхідного тиску в бральному рівчаку за виразом (Хайліс, 2011):

$$S_n = qB_p R_p = qB_p \left(R + \frac{\Delta}{2} \right), \quad (8)$$

де R – радіус брального диска, м; Δ – товщина брального паса, м.

За значень $q = 60$ кПа, $B_p = 0,1$ м, $R_\delta = 0,16$ м та $\Delta = 0,01$ м матимемо за виразом (8): $S_n = 1$ кН. Оскільки один із роликів пасової передачі підпружинений, то для забезпечення натягу гілки паса S_n цей ролик повинен натягувати весь пас із зусиллям $F_n = 2S_n$.

У запропонованій конструкції бральної секції (рис. 2) натяжний ролик брального паса розташовано на важелі коромисла, а другий важіль коромисла впирається на пружину стискування. Плечі розташування осі ролика та осі пружини до центра обертання коромисла, відповідно, рівні $L_p = 0,1$ м та $L_{np} = 0,1$ м. Це значить, що пружина за робочої деформації повинна створювати силу:

$$F_{np} = \frac{F_n L_p}{L_{np}} = \frac{2S_n L_p}{L_{np}} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 0,1}{0,15} = 1,33 \text{ кН}. \quad (9)$$

Із використанням комп'ютерної програми «Компас» була вибрана пружина стискування з параметрами, що подані в таблиці.

Визначимо силу S_δ додаткового натягу брального паса внаслідок пропускання стебел через бральний рівчак. Коли у бральному рівчаку знаходиться шар стебел товщиною $\Delta_{ш}$, то гілка брального паса відходить від поверхні брального диска на цю величину за усією довжиною брального рівчака L . Тобто зона притискання стебел гілкою брального паса збільшиться на величину $\Delta L = \Delta_{ш} \alpha$ (де α – кут охоплення брального диска пасом, рад).

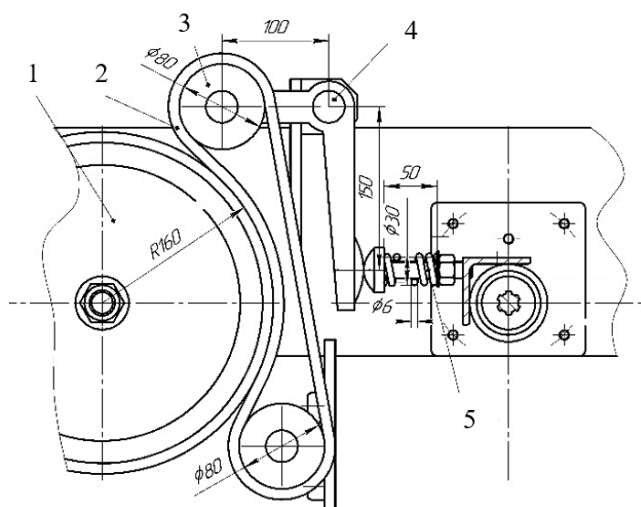


Рис. 2 – Конструкція натяжного механізму брального паса:

1 – бральний диск; 2 – бральний пас; 3 – натяжний ролик; 4 – коромисло; 5 – пружина стискування

Таблиця – Результати обчислень циліндричної пружини стискання за допомогою комп'ютерної програми Компас

Назва параметра	Позначення	Значення (властивість)
1	2	3
Матеріал	-	дріт Б-2А-П-6.20
Клас	-	2
Розряд	-	2
Відносний інерційний зазор	-	0,20
Зовнішній діаметр пружини, мм	d_1	30,0
Діаметр дроту, мм	d_1	6,2
Число робочих витків, шт	n	6,5
Повні кількість витків, шт	n_1	8,0
Сила пружини за попередньої деформації, Н	F_1	500,0
Сила пружини за робочої деформації, Н	F_2	1333,0
Сила пружини за максимальної деформації, Н	F_3	1667,3
Робочий хід пружини, мм	H	5,04
Довжина пружини, мм	L_0	56,57
Довжина пружини за попередньої деформації, мм	L_1	53,55
Довжина пружини за робочої деформації, мм	L_2	48,51
Довжина пружини за максимальної деформації, мм	L_3	46,50
Максимальна дотична напруга, МПа	τ_{\max}	603,56
Дотична напруга, що допускається, МПа	$[\tau]$	660,00
Модуль зсуву матеріалу, МПа	G	78500,0
Густина матеріалу, кг/м ³	ρ	8000,0
Маса пружини, кг	-	0,145
Довжина розгорнутої пружини, мм	-	600,0
Жорсткість пружини, Н/мм	-	165,463

Якщо припустити, що бральний пас не розтягується, тоді це збільшення буде компенсуватися переміщенням натяжного ролика на величину $\Delta L/2$. Відповідно, пружина натяжного механізму стиснеться на величину:

$$\Delta_{np} = \frac{\Delta L L_{np}}{2L_p}. \quad (10)$$

За значенням жорсткості пружини c знайдемо силу додаткового стиску пружини $F_{n,\delta} = c\Delta_{np}$ та силу додаткового натягу усього паса натяжним роликом:

$$F_{n,\delta} = \frac{F_{np} L_{np}}{L_p} = c \frac{\Delta L}{2} \cdot \frac{L_{np}^2}{L_p^2}. \quad (11)$$

Тоді сила S_δ додаткового натягу брального паса, з урахуванням Δ_{np} , становитиме:

$$S_\delta = \frac{F_{n,\delta}}{2} = \frac{c\Delta_{np} \alpha L_{np}^2}{4L_p^2}. \quad (12)$$

Товщина шару стебел льону-довгунця, які знаходяться в бральному рівчаку, визначається за виразом $\Delta_{uu} = v_{uu}/L$ (де v_{uu} – об'єм, який займають частини стебел, що затиснуті у бральному рівчаку). У випадку кубічного розташування стебел: $v_{uu} = i_L d_c^2$ (i_L визначається за виразом (2)). Товщина шару стебел льону:

$$\Delta_{uu} = \frac{v_{uu}}{L} = Bi_0 d_c^2 \frac{V_m}{V_p}. \quad (13)$$

За $B = 0,38$ м, $i_0 = 1600$ шт/м², $d_c = 1,5$ мм, $V_m = 2,01$ м/с та $V_p = 2,35$ м/с обчислюємо товщину шару стебел $\Delta_{ш} = 1,2$ мм, що менша за діаметр d_c . Це свідчить про те, що за таких параметрів роботи брального апарата стебла у бральному рівчаку розташовуються в один рядок і між стеблами можливі зазори, тому приймаємо $\Delta_{ш} = d_c = 1,5$ мм.

За виразом (12), знаючи жорсткість пружини $c = 165,5$ Н/мм обчислюємо $S_0 = 195$ Н. Тоді сила, що необхідно прикласти вздовж брального паса для подолання опорів, які виникають при його вигинах і терті в опорах роликів, буде: $T = 0,1 \cdot (1000 + 195) = 120$ Н. Потужність, що витрачається на подолання опорів у льонобральній секції, визначимо за виразом: $N_{оп} = TV_p = 2,35 \cdot 120 = 282$ Вт.

Визначимо потужність, що необхідна для витягування стебел льону з ґрунту бральною секцією. Урахуємо, що під час брання стебел льону задіяна потужність брального диска і тягова потужність машини. Робота брання не залежить від розташування стебел льону в елементарному пучку та рівна 0,166 Дж. У випадку, коли показник швидкісного режиму брального апарата $\mu = V_m / V_p = 0,85$, то під час брання стебел льону половина потужності припадає на тягову потужність переміщення льонозбиральної машини, а половина – на потужність брального апарата. Тобто робота, яка затрачається на витягування одного стебла льону-довгунця з ґрунту бральною секцією, рівна $A_{pc} = 0,083$ Дж.

Потужність, яка необхідна для брання стебел льону бральною секцією, визначається за виразом (Хайлис, 2011):

$$N_{\delta p} = A_{pc} B i_0 V_m. \quad (14)$$

Після підставлення числових значень у вираз (14), отримаємо $N_{\delta p} = 101,4$ Вт.

Визначимо потужність, що необхідна для транспортування стебел льону бральним рівчаком. Припускаючи, що центр ваги стебла льону, яке транспортується, знаходиться посередині брального рівчака, то потужність на транспортування стебла можна обчислити за виразом:

$$N_{mp.c} = F_{mp.c} V_p, \quad (15)$$

де $F_{mp.c}$ – проекція сили ваги G_c стебла льону

на площину брального апарата, нахиленого до горизонту під кутом β ($F_{mp.c} = G_c \sin \beta = m_c g \sin \beta$); m_c – маса стебла льону, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Знаючи скільки стебел i_L знаходиться одночасно у бральному рівчаку, за виразом (2) визначимо потужність, що необхідна для транспортування цих стебел:

$$N_{mp} = i_L N_{mp.c} = B i_0 L V_m m_c g \sin \beta. \quad (16)$$

Після підставлення значень у вираз (16), матимемо $N_{mp} = 3,7$ Вт.

Отже, загальна потужність, яку необхідно затратити на привод бральної секції або на привод брального диска:

$$N = N_{оп} + N_{\delta p} + N_{mp}. \quad (17)$$

Після підставлення значень у вираз (17), отримаємо: $N = 282 + 101,4 + 3,7 = 387 \approx 400$ Вт. Якщо конструкція брального апарата містить чотири льонобральні секції, тоді загальна потужність приводу бральних дисків складе 1,6 кВт.

Необхідна частота обертання брального диска визначається за виразом:

$$n = \frac{V_p}{2\pi R}. \quad (18)$$

Після підставлення значень у вираз (18), отримаємо: $n = 2,33$ об/с або $n = 140,3$ об/хв.

За відомими значеннями потужності та частоти обертання можна вибрати гідромотор для приводу бральної секції. Потужність, необхідна для приводу, обчислена для певного режиму роботи брального апарата. При виборі гідромотора потрібно враховувати можливе перевантаження льонобрального апарата. Для приводу вибираємо гідравлічний мотор-насос шестеренчастий МНШ-6-Е-3 (Федорець та ін., 1995). За габаритними розмірами мотор-насоса розроблено ескіз креслення приводу брального диска (рис. 3). Бральний диск закріплено на валу, що встановлено в консольно закріпленій на корпусі картера трубі. Через шліцьову муфту вал з'єднано із валом гідромотора. Гідромотор закріплено в корпусі картера. Відстань між бральним диском та картером складає 0,35 м.

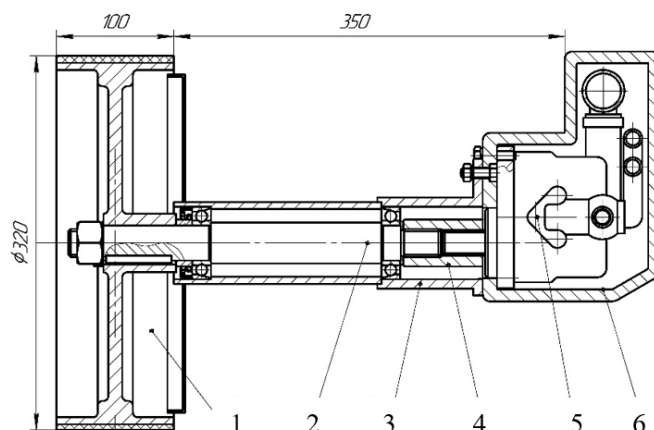


Рис. 3 – Конструкція приводу брального диска:

1 – бральних пас; 2 – вал; 3 – труба кронштейн; 4 – шліцьова муфта; 5 – гідромотор; 6 – картер

ВИСНОВКИ

У результаті проведення розрахунків було визначено потужність, що необхідна для приводу бральної секції дисково-пасового льнобрального апарата, яка склала 400 Вт. Також вибрано пружину стискання натяжного механізму брального паса та гідромотор приводу бральної секції.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

- Дацюк, Л. М., Хайліс, Г. А., & Юхимчук, С. Ф. (2012). *Механізація комбайнового і роздільного способів збирання льону (Mechanization of combine and two-phase methods of flax harvesting)*. Луцьк: РВВ ЛНТУ.
- Дідух, В. Ф., Ковалишин, С. Й., Дударев, І. М., & Тараймович, І. В. (2013). *Технології вирощування, збирання та переробки льону-довгуця (Technologies of cultivation, harvesting and processing of fibre flax)*. Львів: Львівський НАУ.
- Дударев, І. М. (2015). *Теоретичні основи модернізації машин для виробництва льону (Theoretical basis for the modernisation of flax production machinery)*. Луцьк: РВВ ЛНТУ.
- Федорець, В. О., Педченко, М. Н., Струтинський,

В. Б. та ін. (1995). *Гідроприводи та гідропневмоавтоматика (Hydraulic drives and hydro-pneumatic automation)*. Київ: Вища школа.

Хайліс, Г. А. (2011). *Теорія льноборочних машин (The theory of flax harvesters)*. Москва: Росинформагротех.

Хайліс, Г. А., & Федорусь, Ю. В. (2009). *Механіка рослинних матеріалів (Mechanics of plant materials)*. Луцьк: РВВ ЛНТУ.

Юхимчук, С.М., Толстушко, М.М., & Юхимчук, С.Ф. (2022a). Кінематика дисково-пасового льнобрального апарата (*Kinematics of the disc-belt flax pulling device*). *Сільськогосподарські машини*, 48, 81-87. <https://doi.org/10.36910/acm.vi48.865>

Юхимчук, С.М., Толстушко, М. М., Юхимчук, С. Ф., & Дацюк, Л. М. (2022b). Розробка конструкції дисково-пасового льнобрального апарата (*Development of the design of a disc-belt flax-pulling device*). *Наукові нотатки*, 73, 239-242. <https://doi.org/10.36910/775.24153966.2022.73.35>

DEHONDT Technologies. (n.d.). *La passion le lin*. Retrieved April 10, 2023, from <http://www.dehondt-lin.com/>

Union. (n.d.). *Onze machines*. Retrieved April 10, 2023, from <https://www.unionmachines.com/nl/machines>