

Методика розрахунку підбирача з бітерно-ножовим різальним апаратом

А.Д. Гарькавий, докт. техн. наук – Вінницький державний аграрний університет
В.Ф. Кузьменко, канд. техн. Наук – ННЦ "ІМЕСГ"
О.В. Холодюк, асистент - Вінницький державний аграрний університет

Наведена методика розрахунку підбирачів-ущільнювачів, що містять бітерно-ножові різальні апарати, встановлено залежності впливу конструктивних, кінематичних та фізико-механічних властивостей листостеблової маси на пропускну здатність, продуктивність роботи МТА та питомі витрати.

Проблема. Підбирачі-ущільнювачі, візки-підбирачі та прес-підбирачі (далі підбирачі) призначені для підбирання валків соломи, сіна, пров'яленої трави і навантаження їх з одночасним ущільненням та подрібненням (різанням) в причіп чи камеру пресування. У більшості підручників їх опис завершується будовою, принципом роботи і технічною характеристикою [1, 2, 3]. На сьогодні не існує систематизованого опису процесу роботи таких різальних апаратів та єдиної методики розрахунку, які б дозволили визначити пропускну здатність, продуктивність, енерговитрати та показники якості роботи такого типу апаратів.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Різальні (подрібнювальні) апарати – основні і досить енергомісткі робочі органи кормозбиральних комбайнів. Їх конструкція визначає технологічну схему комбайна, розташування основних вузлів. На сьогоднішній час використовують три основних типи різальних апаратів: барабаний, дисковий і бітерно-ножовий. Перший, здебільшого використовують у самохідних кормозбиральних комбайнах, що пояснюється головним чином, їх можливістю безперервного різання з постійним крутним моментом. Бітерно-ножові різальні апарати знаходять все більшого поширення у такій кормозбиральній техніці як, візки-підбирачі, рулонні та пакові прес-підбирачі [4].

Автори [5, 6, 7] лише частково розглядають розрахунок підбирачів, а саме, пропускну здатність, швидкості подачі рослинної маси, продуктивності та ін. Відсутність єдиної методики не дозволяє враховувати фізико-механічні властивості маси, тип та геометричні розміри різальних апаратів, експлуатаційні показники роботи МТА, умови руху, що в кінцевому результаті утруднює виконати розрахунок підбирачі, зокрема тих, що містять бітерно-ножовий різальний апарат.

Мета досліджень: розробка методики розрахунку підбирачів, що містять бітерно-ножовий різальний апарат, встановлення залежностей впливу конструктивних, кінематичних та фізико-механічних властивостей листостеблової маси на пропускну здатність, продуктивність роботи МТА та питомі витрати.

Методика досліджень – аналітичні дослідження розроблених математичних залежностей між конструктивно-технологічними параметрами.

Результати досліджень. Під пропускну здатністю q різального апарату розуміють кількість рослинної маси, що проходить через подрібнювач за одиницю часу, тобто кг/с.

На пропускну здатність, а відповідно і на продуктивність підбирачів, які містять бітерно-ножові різальні апарати впливають: об'ємна маса рослинної маси γ_m , геометричні розміри формуючого каналу b, h , швидкість подачі рослинної маси у зону різання V_n . Ці параметри визначаються відповідно урожайністю кормових культур U , шириною захвату машини, її кінематичними та конструктивними параметрами.

Пропускну здатність різального апарату підбирачів, яка характеризує технічні можливості (продуктивність) агрегату на підбиранні листостеблової маси матеріалів за одиницю часу розраховують за формулою:

$$q = \frac{q_n \cdot V_p}{3,6}, \text{ кг/с}, \quad (1)$$

де q_n – подача, кг на 1 м довжини проходу агрегату за його робочою шириною захвату;

V_p - робоча швидкість руху агрегату, км/год.

Подача матеріалу q_n при збиранні листостеблової маси є питомим показником. Якщо відома кондиційна урожайність культури U_k , то подачу матеріалу визначають за формулою:

$$q_n = 0,1 \cdot U_k \cdot B, \text{ кг/м}, \quad (2)$$

де U_k – кондиційна урожайність культури, т/га [5];

B - відстань між валками, м.

Такі технології заготівлі кормів як: заготівля сіна в розсипному вигляді, заготівля подрібненого сіна чи сінажу, передбачають виконання таких операцій як скошування або скошування з плющенням, ворущіння покосів, згрібання і обертання валків, підбирання валків без подрібнення або з одночасним подрібненням рослин, транспортування маси до місць згодовування чи зберігання. Тому при визначенні подачі матеріалу q_n , розрахункове значення робочої ширини захвату підбирачів слід приймати як для валкоутворювачів ГВК-6, ГВР-6Б, КЛААС Лайнер 350S, 430S, 680L, 3000 та ін.

Робоча швидкість руху МТА у складі якого підбирач, що містить бітерно-ножовий різальний апарат, не повинна перевищувати 5 – 9 км/год згідно агротехнічних вимог [6]. Тому при виборі передачі трактора, на якій буде виконуватись операція, необхідно враховувати її швидкісний режим і буксування ходових частин трактора.

Визначимо робочу швидкість руху агрегату виразивши її через швидкість подачі листостеблової маси у зону різання бітерно-ножового різального апарату підбирача. Для цього слід розглянути процес підбирання валка і параметри, що впливають на роботу барабанного підбирача.

Враховуючи те, що рух зубів граблини барабанного підбирача складається з поступального руху разом з підбирачем і обертального руху зуба разом з

барабаном відносно кожуха і коливального руху зуба відносно барабана підбирача, на процес підбирання валка суттєво впливатиме співвідношення між поступальною швидкістю МТА чи підбирача і коловою швидкістю зуба.

Припустивши, що на відріжку вирівнювання і зникнення зуб рухається паралельно самому собі, швидкість відведення $V_{від}$ буде рівна (рис. 1) [7]:

$$V_{від} = \omega \cdot r \cdot \cos \omega t, \text{ м/с}, \quad (3)$$

де ω – кутова швидкість барабана, с^{-1} ;

r - радіус кожуха підбирача, м;

ωt - кут повороту радіус-вектора кінця зуба, град.

Тоді при умові, що швидкість відведення на рівній частині відріжку рівна швидкості руху МТА ($V_{від} = V_p$) одержимо, що співвідношення швидкостей рівне:

$$\lambda = \frac{V_{від}}{V_k} = \frac{r \cdot \cos \omega t}{R}, \quad (4)$$

де $V_k = \omega \cdot R$ - колова швидкість кінця зуба до сходження граблини на скіс кулачка (при постійних ω і R), м/с;

R - радіус кінця пружинного зуба барабана, м.

На основі виразу (4) виходить наступне, що для забезпечення швидкості відведення рослинного матеріалу на відріжку вирівнювання і зникнення зуба в кожух, що рівна швидкості подачі валка, повинна значно перевищувати поступальну швидкість МТА. У дійсності це співвідношення коливається для різних підбирачів і для різних поступальних швидкостей в межах 0,6 – 1,5 [7]. В періоди вирівнювання і зникнення зубів граблин в кожух загальний рух піднятої рослинної маси уповільнюється, чим і пояснюються вказані коливання.

Підвищення значення λ обмежується границею допустимого розтягування валка рослинної маси [7].

Виразимо швидкість відведення $V_{від}$ листостеблової маси через конструктивні та кінематичні параметри різального апарату.

Основною умовою роботи різальної пари апарату є те, що кут защемлення χ між робочою крайкою бітера і лезом ножа повинен бути меншим або рівним сумі кутів тертя матеріалу по лезі ножа і робочій крайці пальця бітера [7].

$$\chi \leq \varphi'_1 + \varphi'_2, \quad (5)$$

де φ'_1, φ'_2 - відповідно кути тертя по лезі ножа і робочій крайці пальця бітера.

М.В. Сабліков [8] стверджує, що у тому випадку, коли φ'_1 і φ'_2 значно відрізняються один від одного, можливе ковзання матеріалу по поверхні із меншим кутом тертя, що буде супроводжуватись його перекочуванням, по поверхні з більшим кутом тертя і виштовхуванням із розствору пари. Тому при $\varphi'_1 > \varphi'_2$ величину кута защемлення слід розраховувати не сумою кутів тертя, а подвійним меншим кутом, тобто:

$$\chi = 2\varphi'_2, \quad (6)$$

У разі не виконання (5) і (6) умов бітерно-ножовий різальний апарат буде не працездатним.

Оскільки швидкість відведення рослинної маси $V_{від}$ зубом барабана на відрізку вирівнювання рівна коловій швидкості кінця пальця бітера V_{κ}^{δ} то впливає рівність, що:

$$V_{\kappa}^{\delta} = V_{від} = V_p, \text{ м/с}, \quad (7)$$

$$V_{\kappa}^{\delta} = \omega_{n\delta} \cdot R_{n\delta} = \frac{\pi \cdot n_{n\delta} \cdot R_{n\delta}}{30}, \text{ м/с}, \quad (8)$$

де $\omega_{n\delta}$ – кутова швидкість пальця бітера (постійна), с^{-1} ;

$R_{n\delta}$ - радіус пальця бітера, м;

$n_{n\delta}$ - частота обертання бітера, об/хв.

Величина діаметра обертання пальців бітера різального апарата різна і для конструкцій системи РОТО-КАТ таких зарубіжних фірм як: Pottinger, Mengerle, Claas, Krone, New Holland знаходиться у межах 0,4 – 1,0 м [9, 10].

Робоча величина пальця бітера є головним конструктивним параметром від якого залежить висота формуючого каналу та довжина пластинчатого ножа у радіальному перерізі (чи діаметр дискового ножа) (рис. 1). Виходячи з цього та позначень на рис. 1 висота каналу повинна бути меншою за радіус пластинчатого чи дискового ножів:

$$R_{n\delta} - r_m < R_{\delta n}, \text{ м}, \quad (9)$$

$$R_{n\delta} - r_m < R_{nn}, \text{ м}, \quad (10)$$

де r_m - радіус труби на якій закріплені пальці бітерів, м;

$R_{\delta n}$ – радіус дискового ножа, м;

R_{nn} – відстань у радіальному напрямку між поверхнею труби на якій закріплені пальці бітерів і віссю закрівлення ножа, м.

Встановлення дискового ножа на відстані l (рис. 1) відносно осі обертання бітера із пальцями у горизонтальній площині виконано з конструктивних і технологічних міркувань, що призводить до зменшення розмірів апарату у вертикальній площині.

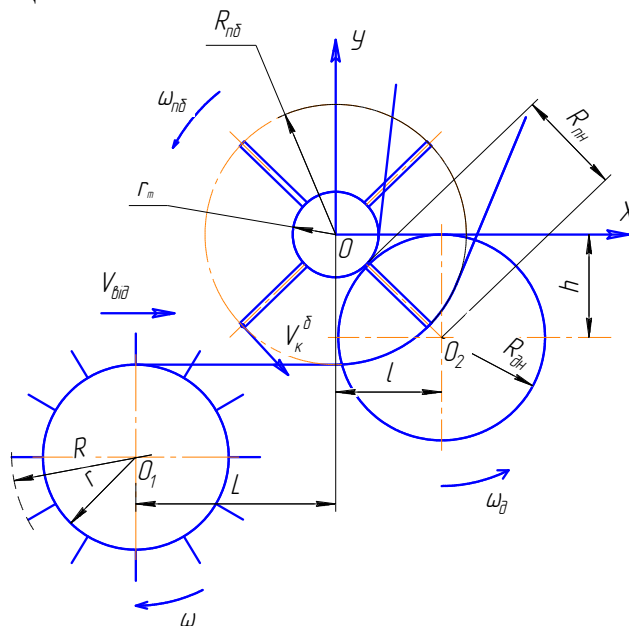


Рис. 1 Схема бітерно-ножового різального апарата

Використання дискового ножа порівнянно з пластинчатим у конструкціях різальних апаратів, пов'язане з тим, що під час його роботи кут ковзання γ не є постійною величиною, який задається співвідношенням колової V_{κ}^{∂} і поступальної V_n швидкостей, а й залежить від кута повороту α :

$$\gamma = \arctg\left(\frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha}\right), \quad (11)$$

де λ - кінематичний параметр дискового ножа;
 α - кут повороту ножа.

$$\lambda = \frac{V_{\kappa}^{\partial}}{V_n} = \frac{\omega_{\partial} \cdot R_{\partial}}{V_p}, \quad (12)$$

де V_{κ}^{∂} - колова швидкість дискового ножа, м/с;

$V_n = V_p$ - поступальна швидкість подачі матеріалу у зону різання, м/с;

ω_{∂} - кутова швидкість обертання дискового ножа, с⁻¹.

За результатами Яроцького В.А. [11] напрямком обертання дискових ножів, що співпадає з напрямком подачі матеріалу в зоні різання забезпечується зменшення енерговитрат та складових зусиль різання.

Найбільш доцільним є режими роботи дискових ножів з примусовим обертанням, при яких кінематичний параметр не перевищує $\lambda \leq 2$. Це дозволяє при незначному зростанні необхідної потужності для виконання технологічного процесу зменшити горизонтальну і вертикальну складові зусилля різання відповідно в 4 і 3 рази порівняно з нерухомими дисковими ножами.

Таким чином підставивши наведені формули (2, 8 і 12) у формулу (1) одержимо пропускну здатність бітерно-ножового різального апарату в залежності від кондиційної вологості матеріалу, теоретичної швидкості руху на заданій передачі МТА, умов руху і типу ходової частини трактора, кутової швидкості обертання пальців бітера і дискового ножа, радіуса пальця бітера і дискового ножа та кінематичного параметра:

$$q = \frac{U_{\kappa} \cdot B \cdot V_m}{36} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{100}\right), \text{ кг/с}, \quad (13)$$

$$q = \frac{U_{\kappa} \cdot B \cdot \omega_{n\partial} \cdot R_{n\partial}}{36}, \text{ кг/с}, \quad (14)$$

$$q = \frac{U_{\kappa} \cdot B \cdot \omega_{\partial} \cdot R_{\partial}}{36 \cdot \lambda}, \text{ кг/с}. \quad (15)$$

Пропускную здатність різального апарату підбирача, можна виразити також через площу поперечного перерізу формуючого каналу (рис. 2), а саме:

$$q = h \cdot b \cdot V_n \cdot \gamma_m, \text{ кг/с} \quad (16)$$

де h - висота формуючого каналу, м. $h = R_{n\partial} - r_m$;

b - ширина формуючого каналу, м;

γ_m - об'ємна маса листостеблового матеріалу, кг/м³.

Ширина формуючого каналу b обумовлена кількістю площин різання і відстанню між ними, а тому можна записати (рис. 2):

$$b = z \cdot a, \text{ м} \quad (17)$$

де z - кількість площин різання;

a - відстань між площинами різання (між пластинчатими чи дисковими ножами), м.

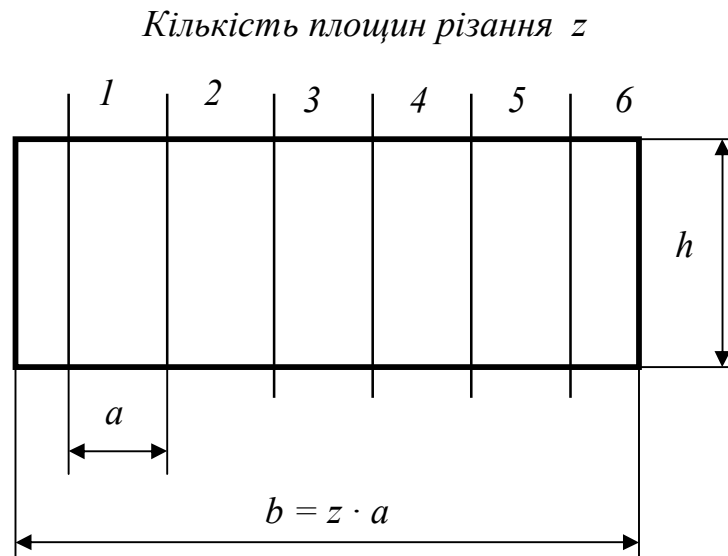


Рис. 2 – Схема визначення площі поперечного перерізу формуючого каналу різального апарату

Ширину формуючого каналу для більшості підбирачів приймають рівною конструктивній ширині захвату машини, тобто ширині захвату барабанного підбирача. Для забезпечення високої пропускної здатності збиральної машини потрібно формувати потужний валок шириною не менше 2 м або 15 – 20 кг/м.

Необхідна кількість площин різання z пропорційна параметру b і може бути визначена в залежності від необхідної довжини різання наступним чином:

$$z = \delta \cdot \frac{b}{l_\phi}, \quad (18)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує відношення фактичної (дійсної) і конструктивної довжини різання.

$$\delta = \frac{l_\phi}{l_k}, \quad (19)$$

де l_ϕ, l_k – відповідно фактична і конструктивна довжина різки, м. $l_k = a$.

Коефіцієнт δ залежить від розташування стебел у шарі рослинної маси і знаходиться у межах 1,4 – 2,2 [12, 13].

Слід також у формулі (16) врахувати нерівномірність об'ємної маси валка по всій довжині, який здебільшого залежить від урожайності, вологості та попередньо виконаних механізованих операцій (згрібання у валок, перевертання)

помноживши на коефіцієнт рівномірності шару валка на один погонний метр, який коливається у межах $\varepsilon = 0,7 - 0,9$ [6, 7].

Таким чином пропускна здатність різального апарата, яка містить один чи два ряди ножів буде рівна:

$$q = z \cdot a \cdot V_n \cdot (R_{n\bar{o}} - r_m) \cdot \gamma_m \cdot \varepsilon, \text{ кг/с}, \quad (20)$$

Продуктивність збирального агрегату за годину змінного часу W_{z3} розраховують за формулою:

$$W_z^{za} = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \text{ га/год}, \quad (21)$$

$$W_z^m = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot U_k \cdot \tau, \text{ т/год}, \quad (22)$$

де B_p – робоча ширина захвату машини, м;

τ – коефіцієнт використання часу зміни. Для різного складу МТА приймають в межах $\tau = 0,63 \dots 0,8$ або розраховують за методикою [6].

Витрати палива збирального агрегату визначають за формулою:

$$G_{za} = \frac{N_e \cdot g_{en}}{W_z^{za}}, \text{ кг/га}, \quad (29)$$

$$G_m = \frac{N_e \cdot g_{en}}{W_z^m}, \text{ т/га}, \quad (30)$$

де g_{en} – питома витрата палива двигуном трактора, кг/кВт·год. Для вітчизняних марок тракторів приймають в межах $0,240 \dots 0,260$ кг/кВт·год;

N_e – ефективна потужність двигуна трактора, кВт.

Затрати праці на одиницю виконаної роботи визначають за формулою:

$$Z_n^{za} = \frac{m}{W_z^{za}}, \text{ люд·год/га}, \quad (31)$$

$$Z_n^m = \frac{m}{W_z^m}, \text{ люд·год/т}, \quad (32)$$

де m – кількість працівників, що обслуговують агрегат.

Питома витрату енергії на одиницю виконаної роботи визначають за формулою:

$$A_n^{za} = \frac{N_e}{W_z^{za}}, \text{ кВт·год/га}, \quad (33)$$

$$A_n^m = \frac{N_e}{W_z^m}, \text{ кВт·год/т}, \quad (34)$$

У якості прикладу використання приведеної методики наведемо розрахунок підбирача-ущільнювача ПВ-6, який удосконалено встановленням активної батареї дискових ножів розробленим ННЦ "ІМЕСГ" лабораторією заготівлі кормів із трав.

Конюшину лучну підбирали агрегатом у складі МТЗ-82 + ПВ-6 + 2ПТС-4-887Б вологістю 32 %, урожайністю при другому скошуванні $U_{вл} = 14,5$ т/га на 3-й

передачі, для якої $V_m = 7,24$ км/год. Попередньо був сформований валок агрегатом МТЗ-82 + ГВР - 6Б.

Кондиційна врожайність конюшини при підбиранні вологістю 32 % склала $U_k = 3,2$ т/га, подача $q_n = 1,92$ кг/м, робоча швидкість руху агрегату $V_p = 6,44$ км/год. Розрахована пропускна здатність через робочу швидкість МТА (13) склала $q = 3,4$ кг/с, через площу поперечного перерізу (20) розмірами $h = 0,18$ м, $b = 1,8$ м, $\gamma_m = 40$ кг/м³ і $\varepsilon = 0,8$ склала $q = 23,1$ кг/с.

Продуктивність збирального агрегату за годину змінного часу, прийнявши коефіцієнт використання робочого часу зміни рівним $\tau = 0,65$, рівна $W_z^{ca} = 2,5$ га/год і $W_z^m = 8,04$ т/год, витрата палива при питомій $g_{en} = 0,250$ кг/кВт·год і використаній потужності $N_e = 18,0$ кВт рівна $G_{ca} = 1,8$ кг/га і $G_m = 0,56$ кг/т.

Затрати праці на одиницю виконаної роботи склали: $Z_n^{ca} = 0,4$ люд·год/га і $Z_n^m = 0,12$, люд·год/т, питома витрата енергії - $A_n^{ca} = 7,2$ кВт·год/га і $A_n^m = 2,2$ кВт·год/т.

Експериментальні дослідження показали, що якість подрібнення скошеної маси при заготівлі подрібненого сіна, яку визначали по відношенню маси частинок допустимих розмірів і частинок, які мають від них відхилення, до загальної маси наважки (0,2 кг) становила 87 %. Слід зазначити, що середньозважена довжина різки ($l_{cp} = 13,0$ см) перевищувала встановлену відстань між дисками ($l_T = 10,0$ см), що пояснюється хаотичною орієнтацією стебел у масі.

Висновки:

1. На основі аналітичних досліджень встановлено залежності, що дозволяють виконати розрахунок підбирачів-ущільнювачів листостеблової маси, які містять різальний апарат.

2. Наведена методика при розрахунку експлуатаційних показників МТА дозволяє враховувати фізико-механічні властивості листостеблової маси, конструктивно-технологічні та кінематичні параметри підбирача та різального апарата, умов руху та ін.

3. Наведений приклад розрахунку агрегату у складі МТЗ-82 + ПВ-6 + 2ПТС-4-887Б та визначені якісні показники подрібнювача.

Перспективою подальших розробок у даному напрямку є встановлення залежності питомих енерговитрат від форми поверхні бітера, кінематичних та конструктивних параметрів різальної пари.

Список літератури

1. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы. – М.: Машиностроение. 1983. 304 с.
2. Ясенецкий В.А., Гончаренко П.В. Машины для измельчения кормов: Под редакцией акад. ВАСХНИЛ Л.В. Погорілого. – К.: Техніка, 1990. – 160 с.

3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
4. Холодюк О.В. Існуючі технології заготівлі сіна та перспективи їх розвитку // Збірник наукових праць Вінницького державного сільськогосподарського університету. – Вінниця, 2002. – Вип. 11. - С. 218 – 222.
5. Довідник з експлуатації машинно-тракторного парку / В.Ю. Ільченко, П.І. Карасьов, А.С. Лімоніт та ін. – К.: Урожай, 1987. – 368 с.
6. Машиновикористання в землеробстві / В.Ю.Ільченко, Ю.П.Нагірний, А.П.Джолос та ін.; За ред. В.Ю.Ільченка і Ю.П.Нагірного. – К.: Урожай, 1996. – 384 с.
7. Резник Н.Е. Кормоуборочные комбайны. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1980. – 375 с.
8. Сабликов М.В. Сельскохозяйственные машины. Ч II. М., Колос, 1968.
9. Проспект Claas.
10. Проспект Pottinger.
11. Яроцький В.А. Обґрунтування режимів роботи різального механізму з дисковими ножами при подрібнюванні стеблових кормів // Механізація та електрифікація сіл. госп-ва. – К.:, 1992. – Вип. 76. – С. 26-28.
12. Гарькавий А.Д., Холодюк О.В., Кузьменко В.Ф., Логвин О.І. Активний протирізальний підпір у подрібнювальних апаратах // Вісник Інженерної академії України. – 2004. - № 1. – С. 16 – 21.
13. Протокол испытаний тележки-подборщика сена ТП-Ф-45. № 7-73-86, Западная МИС.

Method of calculation of pick-up of beater-knives vehicles is resulted

SUMMARY. The method of calculation of pick-up compressor which contain the cuttings of beater-knives vehicles is resulted, determined dependences of influencing of structural, kinematics and physico-mechanical properties of leafe-steam mass on a carrying capacity, productivity of MTA's work and specific charges.

Автори:

А.Д. Гарькавий

Академік ІА України, доктор технічних наук, заслужений винахідник України, завідувач кафедри ЕМТП і РМ Вінницького державного аграрного університету
м. Вінниця, вул. Келецька, 86, кв. 68
т. д. 8 (0432) 462-461

О.В. Холодюк

Асистент кафедри ЕМТП і РМ Вінницького державного аграрного університету
Вінниця, вул. Стельмаха 35, кв. 103
т. д. 8(0432) 51-25-99.