

tensioning drum working branches and drive drum which correspond to the optimal mode of movement of the bucket elevator. Based on the discovered laws of motion were built kinematical characteristics of the main parts of the elevator which are presented in the form of graphical dependencies for the optimal motion mode. The graphical dependencies of the effort changes in the traction body during clash on the drive drum and shrinkage from the tensioning drum also received. Based on the graphical dependencies established that during start-up bucket elevator at the optimal mode of motion there are small oscillating processes that are the smallest just in the optimization by the criterion of mean efforts in the traction body during clash on the drive drum.

Key words: *bucket elevator, dynamic model, mathematical model, motion mode, dynamic load, effort, oscillation*

УДК 631.171.634

ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ МАШИНИ ДЛЯ ВІДОКРЕМЛЕННЯ ВІДСАДКІВ

**С. Г. Фришев, доктор технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

**І. В. Тимошок, кандидат технічних наук
Інститут садівництва НААН
e-mail: fryshev@ukr.net**

Анотація. Відсутність ефективної механізованої технології для відокремлення відсадків є однією з основних причин, що стримують широке використання клонових підщеп для вирощування посадкового матеріалу. Опублікованих досліджень по обґрунтуванню схем і раціональних параметрів машин з дводисковим робочим органом у доступній літературі нема. Стаття містить основи теоретичного аналізу процесу відокремлення відсадків в маточниках з використанням дводискового робочого органу, а також методику обґрунтування його раціональних робочих параметрів.

На підставі теоретичних досліджень роботи дводискового робочого органу знайдені його раціональні параметри, при яких забезпечується необхідна якість виконання технологічної операції.

© С. Г. Фришев, І. В. Тимошок, 2017

Зменшення насамперед робочої швидкості руху машини, маси ножового механізму, діаметра ножів (у певних межах), а також відхилення рослин від прямолінійності посадки у рядах дозволяє знизити силове навантаження на рослини.

Ключові слова: *маточник клонових підщеп, відокремлення відсадків, дводисковий робочий орган, ефективність*

Постановка проблеми. У маточнику клонових підщеп до періоду осіннього відокремлення відсадки сформовані рядами з міжряддями від 0,9 до 2 м у вигляді кущів, складених з окремих пагонів – відсадків, які зростаються в єдиний стрижневий центральний корінь на деякій глибині в ґрунті. Ряди кущів, прямолінійні з їхнім відхиленням від осі ряду не більше 0,05 м. Ширина кущів у основи не перевищує 0,3 м. Кущі підгортаються ґрунтовим валком шириною підстави 0,6...0,7 м і висотою до 0,25...0,30 м.

У відповідності з агротехнічними вимогами машина повинна забезпечувати 95% якісний зріз вкорінених пагонів. Зрізання відсадків повинно відбуватись в ґрунтовому валку нижче зони їх вкорінення, на рівні розташування голови маточної рослини, з можливим відхиленням площини різання по вертикалі в межах 0,01 – 0,02 м. Коренева система маточних рослин використовується для поновлення відсадків шляхом їхнього відростання в період чергової вегетації й не повинна ушкоджуватися. Ушкодження відбувається за рахунок часткового або повного виривання коріння під час зрізу відсадків. Відомі дві технологічні схеми відокремлювачів відсадків: безпідпирне відокремлення однодисковим робочим органом, та з підпирним зрізом дводисковим робочим органом. Підпорне різання дводисковим робочим органом, як показує виробничий досвід, є більш раціональним способом. По-перше, в цьому випадку, на відміну від без підпирного різання однодисковим робочим органом, процес відокремлення відбувається без розкриття голови маточної рослини, що дозволяє виконувати технологічну операцію як навесні, так і восени, по-друге, дводисковий робочий орган не має обмежень що до віку маточників через можливість зростання діаметру зрізу у повновікових маточниках до 50 мм.

Відсутність ефективно механізованої технології для відокремлення відсадків є однією з основних причин, що стримують широке використання клонових підщеп для вирощування посадкового матеріалу. Опублікованих досліджень по обґрунтуванню схем і раціональних параметрів машин з дводисковим робочим органом у доступній літературі нема. Тому основним завданням даної роботи є обґрунтування раціональних

параметрів машин для відокремлення відсадків дводисковими робочими органами.

Аналіз останніх досліджень. Для відокремлення відсадків підпірним різанням запропонована схема пристрою [1, 2], яка відрізняється тим, що два зустрічно обертових дискових ножі, розташованих із взаємним перекриттям, змонтовані на консольних кінцях вертикальних валів, які разом із приводним редуктором закріплені на рухливому в поперечному напрямку брусі, зв'язаному поздовжніми шарнірними важелями з рамою. При контакті одного з ножів з рослиною, якщо вона відразу не потрапило в зону сходження ріжучих кромки, відбувається поперечний зсув ножів під дією реакції взаємодії одного з ножів з рослиною. Рослина попадає в між кромками ножів і зрізується.

Основними змінними параметрами дводискового відокремлювача відсадків є: розмір та форма ножів, маса рухливої частини ріжучого пристрою, швидкість руху машини, частота обертання ножів (колова швидкість різання).

Метою досліджень є підвищення ефективності технології відокремлення відсадків із застосуванням підпірного різання дводисковим робочим органом шляхом теоретичного обґрунтування його оптимальних параметрів та режимів роботи.

Для вирішення цього завдання програмою досліджень передбачалося зробити теоретичний аналіз процесу відокремлення відсадків.

Результати досліджень. Як зазначалось, основними параметрами дводискового різального пристрою є кути заточення φ_e і φ_n ріжучих кромки відповідно верхнього й нижнього ножів, їхній діаметр D_d , міжцентрова відстань A_d , частота обертання ножів n_d (колова швидкість різання v_d), поступальна швидкість переміщення ножів (швидкість подачі) u_d , маса рухливого бруса з ножами m_n (рис. 1). На підставі аналізу відомих робіт, присвячених різанню по способу ножиців, нами прийняті рекомендації проф. Л. П. Крамаренко для різання гілок дерев [3]. Відповідно до них різання повинне виконуватися за принципом ножа, але прийомом ножиць, тобто один дисковий ніж, верхній, має верхнє заточення з кутом загострення 20...30°, а інший має нижнє заточення зі значним по величині кутом загострення – 60...70°. При таких параметрах кутів загострення на початку різання ножове верхнє лезо ріже ковзаючи по рослині як ніж, при цьому лезо нижнього ножа підтримує рослину і, головним чином, відіграє роль протиріза, і лише наприкінці обидва леза працюють як ножиці з частковим перетискуванням рослини в місці її защемлення.

Другою технологічною функцією, виконуваною ножами, є підрізання ґрунтового валка й частковий розкид ґрунту в

поперечному напрямку. З погляду мінімальних витрат енергії, забезпечення кришення ґрунту й виключення утворення грудок, а також для усунення механічних ушкоджень маточних рослин, доцільно виконувати процес зі швидкістю різання 5...8 м/с [4, 5].

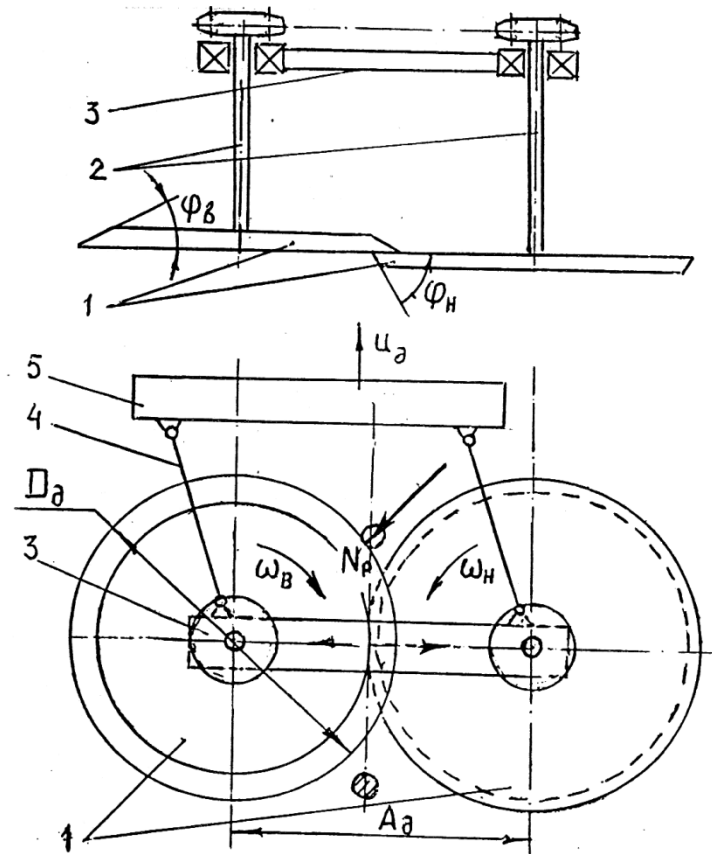


Рис. 1. Схема дводискового пристрою для підпорного зрізу відсадків: 1 – ножі, 2 – вали приводу ножів, 3 – рухомий брус, 4 – поздовжні шарнірні важелі, 5 – рама.

Діаметр ножів приймається з урахуванням умови, що виключає виштовхування рослини із зони різання. Для цього необхідно, щоб кут защемлення рослини χ був менше подвійного кута тертя φ рослини об сталь [5]:

$$\chi = \pi - 2 \arcsin \left[\frac{A_d}{(D_d + d_p)} \right].$$

Після перетворень знаходимо:

$$D_d \leq \frac{A_d}{\cos \varphi} - d_p, \quad (1)$$

Для умов, коли $A_d = 0,45$ м, діаметр відсадка $d_p = 0,025$ м і $\varphi = 30^\circ$, $D_d \leq 0,495$ м. Розглянемо взаємодію рослини з одним із ножів у загальному випадку, коли вісь рослини буде перебувати на відстані $x = a$ від поздовжньої осі симетрії дискових ножів. Щоб відбувся зріз, необхідно поперечний зсув ножів і всього механізму масою m_n до положення $x = 0$ під впливом реакції рослини на ніж.

Рух ножового механізму відбувається під дією таких зовнішніх сил: нормальної реакції рослини N_p , сили опору ґрунту F_n переміщенню ножів у поперечному напрямку, сили зчеплення $F_{сц}$, що утвориться в результаті контакту ножа з рослиною внаслідок їхнього взаємного тертя й визначається як:

$$F_{сц} = N_p \varphi_D,$$

де: φ_D – коефіцієнт тертя дерева по лезу дискового сталевого ножа.

Зробимо наступні припущення. З огляду на незначну масу поздовжніх шарнірних важелів кріплення ножового механізму до рами в порівнянні з масою валів і підшипників знехтуємо масою важелів. Вважаємо, що основний опір переміщенню ножів у поперечному напрямку створюється як за рахунок інерційних сил, які враховують розміщення на їхній поверхні шар ґрунту масою m_n , так і за рахунок опору шару, що підрізується.

Направимо осі X и Y, як зазначено на рис. 2, через центр маси ножів у точці O. Зміна кінетичної енергії механічної системи, що включає ножовий механізм, на деякому бічному його переміщенні на відстань "а" дорівнює сумі робіт зовнішніх сил, що діють на механізм на цьому переміщенні [6, 7].

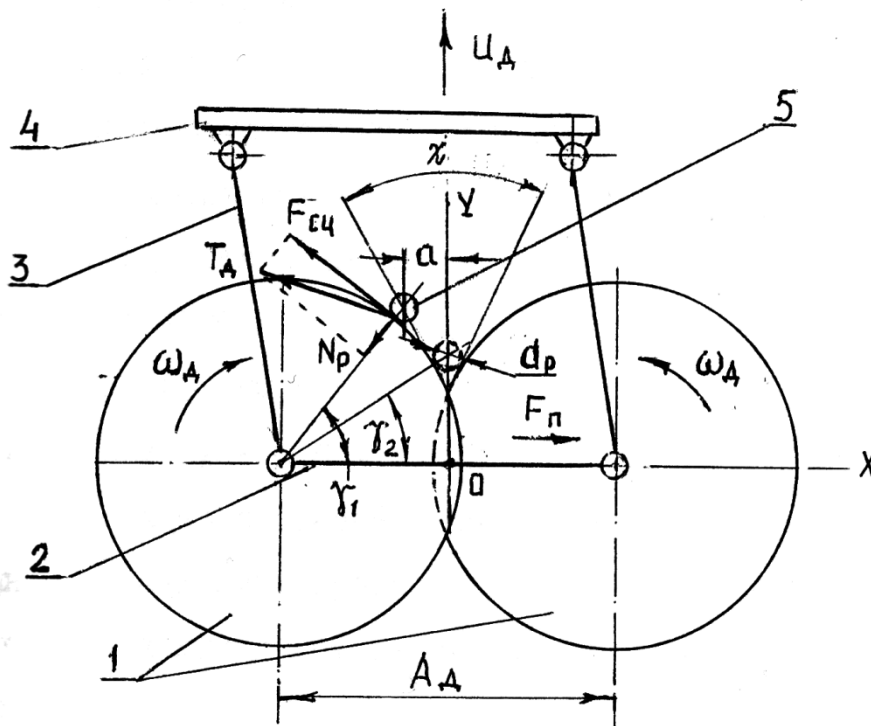


Рис. 2. Взаємодія дводискового пристрою з рослиною: 1 – дискові ножі, 2 – рухомий брус, 3 – шарнірний важіль, 4 – рама, 5 – рослина.

$$0,5(m_n + m_{п})v_x^2 = (N_p \cos \gamma_{ср} + F_{сц} \sin \gamma_{ср} - F_n)a, \quad (2)$$

де: v_x – швидкість поперечного переміщення ножового механізму;
 γ_{cp} – середнє значення кута, що визначає положення рослини при його переміщенні щодо ножового механізму.

У рівності (2) маємо:

$$\gamma_{cp} = 0,5(\gamma_1 + \gamma_2); \gamma_1 = \arccos\left(\frac{0,5A_d - a}{0,5(D_d + d_p)}\right); \gamma_2 = \arccos\frac{A_d}{D_d + d_p};$$

$$v_x = 0,5(D_d + d_p)\omega_p \sin\gamma_{cp};$$

де: ω_p – середня кутова швидкість ковзання рослини по лезу ножа.

Вона визначається як:

$$\omega_p = \frac{2(\gamma_1 - \gamma_2)u_d}{(D_d + d_p)(\sin\gamma_1 - \sin\gamma_2)}. \quad (3)$$

Загальне зусилля, що впливає на ніж з боку рослин дорівнює:

$$T_d = N_p \sqrt{1 + \varphi_d^2}. \quad (4)$$

Підставляючи отримані раніше значення в останню рівність, одержимо:

$$T_d = \frac{\left(0,5(m_n + m_r) \frac{(\gamma_1 - \gamma_2)^2 u_d^2 \sin^2 \gamma_{cp}}{(\sin \gamma_1 - \sin \gamma_2)^2} + F_n a\right) \sqrt{1 + \varphi_d^2}}{a(\cos \gamma_{cp} + \varphi_d \sin \gamma_{cp})}, \quad (5)$$

На рис. 3 показана відповідно рівності (5) залежність сили T_d від швидкості u_d , діаметра ножів D_d і маси ножового механізму m_n . Аналіз виконаний для максимального відхилення рослини $a = 0,05$ м і для різної маси m_n , рівної 80 і 30 кг, а також опору F_n , визначеного в ході наступних експериментів. Із графіка видно, що при зменшенні швидкості u_d від 0,7 до 0,3 м/с зусилля T_d знижується для $D_d = 0,5$ м від 1470 до 440 Н, для $D_d = 0,48$ м – від 1295 до 425 Н, для $D_d = 0,46$ м – від 1120 до 400 Н. Таким чином, основним фактором, що дозволяє знизити зусилля, а відповідно й потенційну механічну пошкоджуваність маточних рослин, є поступальна швидкість.

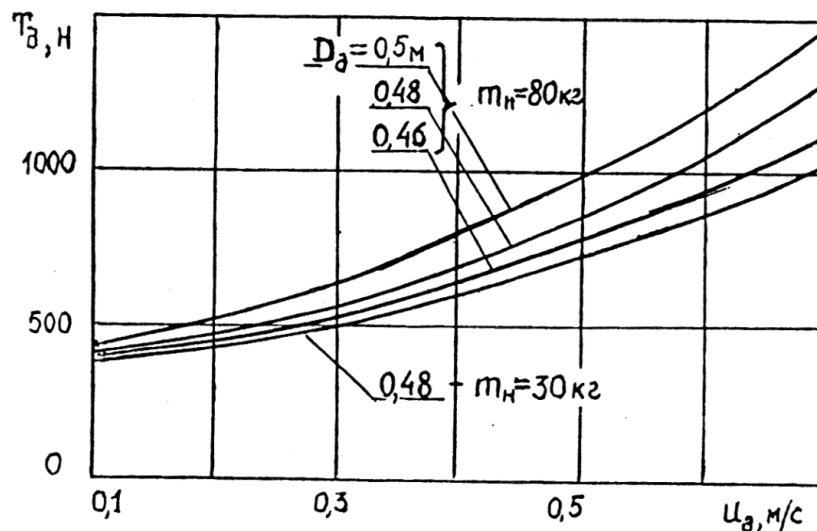


Рис. 3. Залежність сили T_d від швидкості u_d , діаметра ножів D_d і маси ножового механізму m_n .

Зменшення діаметра ножів з 0,5 до 0,46 м дає можливість знизити силовий вплив на рослини. Так, при $u_d = 0,5$ м/с сила T_d знижується від 1000 до 740 Н. Конструктивне зменшення маси ножового механізму, наприклад з 80 до 30 кг, дозволяє знизити силу з 1300 до 1020 Н при $u_d = 0,7$ м/с і при $D_d = 0,48$ м. Забезпечення прямолінійності посадки рослин у рядах дозволяє зменшити величину поперечного зсуву рослини, що зрізується, від поздовжньої осі симетрії дискових ножів і тим самим знизити силове навантаження на рослини.

Проведені експериментальні дослідження роботи дослідного зразка машини для механізованого відокремлення відсадків у маточниках клонових підщеп цілком підтвердили коректність отриманих результатів представлених розрахунків.

Висновки

1. Відмінною рисою розроблених технологічних процесів відокремлення відсадків і відповідних технічних засобів є додаткове переміщення робочих органів щодо рослини, яка зрізується, що дозволяє зменшити на неї силовий вплив і знизити механічне травмування маточних рослин. У пристрої із дводисковим робочим органом додаткове переміщення, що означає корекцію положення ножів, відбувається в поперечній площині за рахунок їхнього конструктивного зв'язку з рухливою ланкою паралелограмного механізму.

2. Теоретичним аналізом роботи дводискового робочого органу знайдені раціональні параметри робочого органу, при яких забезпечується необхідна якість виконання технологічної операції. Зменшення насамперед робочої швидкості руху машини, маси ножового механізму, діаметра ножів (у певних межах), а також прямолінійність посадки рослин у рядах дозволяє знизити силове навантаження на рослини.

Список літератури

1. А. с. 1521341 ССРСР, МПК А 01, Д 23/02. Устройство для отделения отводков от корней растений. Фрышев С. Г., Тарнопольский О. Е., Дмитриук А. А. (СССР). 4331032/30–15. Заявл. 24.11.87. Опубл. 15.11.89. Бюл. № 42.
2. А. с. 1625393 ССРСР. МПК А 01, Д 23/02. Устройство для отделения стеблей от корней. Фрышев С. Г., Коцюбейник А. С., Тарнопольский С. Б. (СССР). 4484097/15. Заявл. 20.09.88. Опубл. 07.02.91. Бюл. № 5.
3. *Крамаренко Л. П.* Уборочные машины. Теория, конструкция и расчет. Харьков. ГНТИ Украины. 1935. 339 с.
4. *Панов И. М.* Механико-технологические основы расчета и проектирования почвообрабатывающих машин с ротационными рабочими органами: автореф. дис. д-ра техн. наук. 05.20.01. ВИСХОМ им. В. П. Горячкина. Челябинск. 1984. 45 с.
5. *Горячкин В. П.* Теория соломорезки и силосорезки. Т.4. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин. Москва-Ленинград. 1936. С. 227—263.

6. Яблонский А. А. Курс теоретической механики. Москва. 1964. 375 с.
7. Фрышев С. Г., Войтик А. М. Обгрунтування і розробка технологічного комплексу машин для вирощування садивного матеріалу плодкових культур: монографія. Київ. 2008. 353 с.

References

1. Fryshev S. G., Tarnopolsky O.E., Dmitriuk A. A. (1989). Device for separating the layers from the roots of plants. 1521341 USSR, MPK A 01, D 23/02. Ustroystvo dlya otdeleniya otvodkov ot korney rasteniy. (SSSR). 4331032/30-15. Declared 15.11.89. N 42.
2. Fryshev S. G., Kotsyubeynik A. S., Tarnopolsky S. B. (1991). Device for separation of stems from roots. 1625393 USSR, MPK A 01, D 23/02. Ustroystvo dlya otdeleniya stebley ot korney. (SSSR). 4484097/15. Declared 07.02.91. N 5.
3. Kramarenko L. (1935) Uborochnyye mashiny. Teoriya, konstruktsiya i raschet [Harvesting machines. Theory, construction and calculation], GNTI Ukrainy. 339.
4. Panov I. M. (1984). Mekhaniko-tekhnologicheskkiye osnovy rascheta i proyektirovaniya pochvoobrabatyvayushchikh mashin s rotatsionnymi rabochimi organami [Mechanic-technological foundations of calculation and design of soil-cultivating machines with rotary working organs]. VISKHOM im. V.P. Goryachkina, Chelyabinsk. 45.
5. Goryachkin V. (1936). Teoriya solomarezki i silosorezki [The theory of straw cutting and silage cutting]. Moscow-Leningrad. 263.
6. Yablonsky A. (1964). Kurs teoreticheskoy mekhaniki [Course of Theoretical Mechanics] Moscow. Vysshaya shkola. 375.
7. Fryshev S, Voytik A. (2008). Obhruntuvannya i rozrobka tekhnolohichnoho kompleksu mashyn dlya vyroshchuvannya sadyvnoho materialu plodovykh kul'tur. Monohrafiya [Justification and development of complex technological machines for cultivation of planting material of fruit crops]. Kyiv. Ukraine. 353.

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВУХДИСКОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ ДЛЯ ОТДЕЛЕНИЯ ОТВОДКОВ

С. Г. Фрышев, И. В. Тимошок

Аннотация. *Отсутствие эффективной механизированной технологии для отделения отводков является одной из основных причин, сдерживающих широкое использование клоновых подвоев для выращивания посадочного материала. Опубликованных исследований по обоснованию схем и рациональных параметров машин с двухдисковым рабочим органом отсутствует в доступной литературе. Статья содержит основы теоретического анализа процесса отделения отводков в маточниках с использованием двухдискового рабочего органа, а также методику обоснования его рациональных рабочих параметров.*

На основании теоретических исследований работы двухдискового рабочего органа найдены его рациональные параметры, при которых обеспечивается необходимое качество выполнения технологической операции. Уменьшение прежде всего

рабочей скорости движения машины, массы ножевого механизма, диаметра ножей (в определенных пределах), а также отклонения растений от прямолинейности посадки в рядах позволяет снизить силовую нагрузку на растения.

Ключевые слова: маточник клоновых подвоев, отделение отводков, двухдисковый рабочий орган, эффективность

SUBSTANTIATION OF RATIONAL PARAMETERS OF DISC WORKING BODY OF MACHINE FOR SEPARATING CUTTINGS

S. G. Fryshev, I. V. Timoshok

Abstract. *The lack of an effective mechanized technology for separation of layers is one of the main reasons for the widespread use of clonal rootstocks for growing planting material. Published studies on the justification of schemes and rational parameters of machines with a two-disc working organ in the available literature do not. The article contains the fundamentals of the theoretical analysis of the process of separating the layers in the queen cells with the use of a two-disc working tool, as well as the method for substantiating its rational operating parameters.*

On the basis of theoretical studies of the work of a two-disc working organ, its rational parameters are found, under which the necessary quality of the technological operation is ensured. Reduction, first of all, of the working speed of the machine, the mass of the knife mechanism, the diameter of the blades (within certain limits), as well as the deviation of plants from the straightness of planting in the rows, reduces the force load on the plants.

Key words: *cells of clonal rootstocks, jigging separation, two-disc working body, efficiency*

УДК 624.87

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМА ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА

В. С. Ловейкін, С. Ф. Пилипака, доктори технічних наук

І. О. Кадикало, аспірант*

e-mail: lovvs@ukr.net

Анотація. *Дана робота присвячена визначенню динамічних навантажень в елементах привода механізму повороту стрілового крана. В статті наведена динамічна модель механізму повороту баштового крана та система диференціальних рівнянь,*

***Науковий керівник – доктор технічних наук В. С. Ловейкін**

© В. С. Ловейкін, С. Ф. Пилипака, І. О. Кадикало, 2017