

исследованию данной тематики. В статье описывается выполнение эксперимента по определению касательной составляющей силы резания при шлифовании древесины. Создана экспериментальная установка, на которой определялась касательная составляющая сила резания при изменяемом удельном давлении, которое регистрировалось с помощью динамометра. Предлагаемая методика позволяет с большей точностью определять касательную составляющую силы и мощность резания.

Abstract

TECHNIQUE OF DETERMINATION THE TANGENTIAL OF THE CUTTING FORCE AND RESULTS OF RESEARCHES WHEN GRINDING WOOD

Kostiuk O. I., Grishkevich A. A.

In the production the woodworking grinding equipment in the processing of wood and wood-based materials is widely used, what increases the interest to research this subject. The article describes how to perform an experiment to determine the tangential of the cutting force when grinding wood and wood materials. An experimental installation was created, where the tangential of the cutting force at a certain specific pressure was determined. The experimental installation on which the tangent of the cutting force in case of changeable unit pressure which registered by means of a dynamometer was defined is created. The offered technique allows to define a tangent of the cutting of force and power of cutting with a bigger accuracy.

УДК 631.358.42

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

О.М.Клендій, к.т.н.

(Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»)

У статті представлена схема роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра, проведений динамічний розрахунок її роботи. Представлені графічні залежності, за результатами яких можна дослідити вплив різноманітних параметрів системи на динамічні навантаження у привідних ланках конвеєра. Також представлений стенд для експериментальних випробувань механізму та проведено порівняння отриманих теоретичних та експериментальних досліджень роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра.

Вступ. Застосування гвинтових конвеєрів дає можливість здійснювати технологічні процеси з високою продуктивністю та надійністю при транспортуванні сипких та кускових матеріалів.

Однак, при роботі таких конвеєрів з кусковими та важко подрібнюваними матеріалами, досить часто виникає забивання робочого органу, що ускладнює виконання технологічного процесу.

Аналіз досліджень і публікацій. Реверсування заклиненого робочого органу можна виконати за допомогою планетарних запобіжних пристроїв, що забезпечують зворотне повертання шнека від незначного кута повороту до декількох повних обертів з наступним відновленням початкового положення. Також можливий спосіб осьового відведення заклиненого гвинтового робочого органу за допомогою кулькових запобіжних муфт з профільним виконанням лунок, як при виході із зачеплення, так і при їх входженні.

Аналіз відомих досліджень [1; 2; 3] показав, що основними недоліками існуючих запобіжних пристроїв, які забезпечують реверсування перевантажених робочих органів є їх конструктивна та технологічна складність, велика матеріаломісткість, ненадійність в роботі. Також вони мають значні габаритні розміри, а при їх роботі виникають великі динамічні навантаження, внаслідок значних сил інерції ведених ланок приводу та робочого органу з автоматичним відновленням його початкового положення.

Постановка завдання. З метою підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів розроблено конструкцію запобіжної муфти для гвинтового конвеєра, яка у випадку зникнення перевантаження забезпечить осьове відведення робочого органу в напрямку протилежному до напрямку транспортування матеріалу при автоматичному відновленні робочого стану.

Основний зміст. Для вирішення поставленої задачі розроблено конструкцію запобіжної муфти гвинтового конвеєра. На рис.1 показана схема її роботи. При заклиненні робочого органу відбувається основне розчеплення півмуфт, тобто здійснюється вихід кульок з лунок на величину h по лінії ab , що спричиняє розмикання кінематичного ланцюга приводу. Далі кульки переміщуються по похилих робочих канавках (з кутом нахилу β) веденої півмуфти (лінія bc), і таким чином здійснюється плавне «м'яке» осьове відведення гвинтового робочого органу на максимальну величину x_2 , що суттєво зменшує динамічне навантаження на привід конвеєра. Внаслідок подальшого обертання ведучої півмуфти кульки заходять у початкове положення, рухаючись при цьому по похилих зворотних канавках з кутом нахилу γ на торцевій поверхні веденої півмуфти (лінія de) і здійснюється переміщення шнека на величину x_3 , тобто відбувається плавне відновлення робочого стану гвинтового конвеєра.

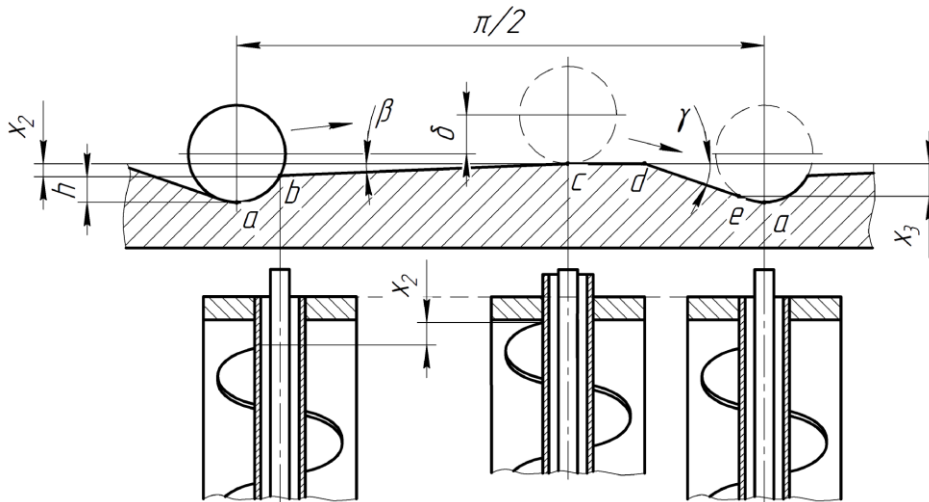


Рис. 1. Схема роботи запобіжної муфти

При визначенні конструктивних параметрів запобіжної муфти гвинтового конвеєра необхідно враховувати також дію динамічних навантажень, абсолютні значення яких будуть відрізнятися від статичних.

Для цього розглянемо динамічну модель привода, зображеного на рис. 2, що описується системою диференціальних рівнянь руху [4]:

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T_d - c_1(\varphi_1 - \varphi_2); \\
 J_{21} \ddot{\varphi}_2 &= c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - T_m; \\
 J_{22} \ddot{\varphi}_3 &= T_m - c_2(\varphi_3 - \varphi_4); \\
 J_3 \ddot{\varphi}_4 &= c_2(\varphi_3 - \varphi_4) - T_r,
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

де T_d - обертовий момент приводу; T_m - обертовий момент взаємодії півмуфт; T_r - момент опору на валу робочого органу; c_1 - приведена крутна жорсткість елементів приводу між двигуном і ведучою півмуфтою; c_2 - приведена крутна жорсткість елементів приводу між веденою півмуфтою і валом робочого органу; φ_1 - кут закручування валу приводу; φ_2 - кут закручування ведучої півмуфти; φ_3 - кут закручування веденої півмуфти; φ_4 - кут закручування валу робочого органу; J_1 - зведений момент інерції приводу; J_{21} - зведений момент інерції ведучої півмуфти; J_{22} - зведений момент інерції веденої півмуфти; J_3 - зведений момент інерції валу робочого органу.

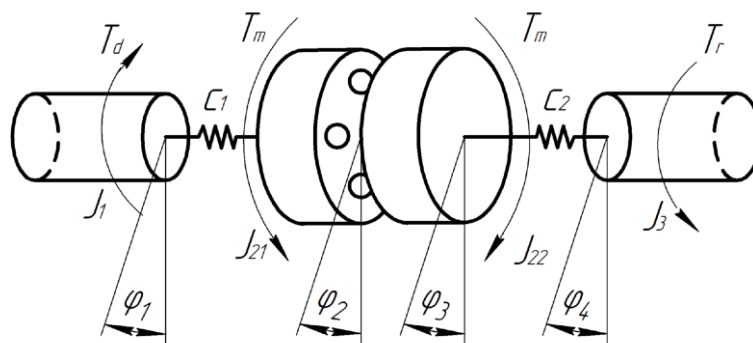


Рис. 2. Динамічна модель запобіжної муфти гвинтового конвеєра

Обертвий момент взаємодії півмуфт T_m визначається багатьма параметрами муфти: геометричними розмірами півмуфти та профілем елементів зачеплення; жорсткістю та початковим натягом притискної пружини; масою рухомої, в осьовому напрямку, частини півмуфти разом із шнеком та частиною вантажу; впливом сил тертя (проте, при якісному змащенні, він достатньо малий і ним можна знехтувати).

Встановлено, що залежність моменту визначається конструктивними, масовими та пружними характеристиками муфти, а також різницею кутів взаємного повороту півмуфт і їх похідними.

Після підстановок та відповідних перетворень отримано вираз для визначення обертового моменту T_m

$$T_m = \frac{A+B+C+D}{E}; \quad (1)$$

де складові виразу запишуться

$$A = \frac{m\left(\frac{D}{2}\right)^2 \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}{r^2 - \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2} \left[\frac{c_1(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{21}} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)}{J_{22}} \right]; \quad (2)$$

$$B = - \frac{m\left(\frac{D}{2}\right)^3 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]}{r^2 - \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}; \quad (3)$$

$$C = - \frac{m\left(\frac{D}{2}\right)^3 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^3}{\left\{ r^2 - \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2 \right\}^2}; \quad (4)$$

$$D = c \frac{D}{2} \left\{ \lambda_0 + h - r + \sqrt{r^2 - \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2} \right\} \frac{r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3)}{\sqrt{r^2 - \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}}; \quad (5)$$

$$E = 1 + \frac{m\left(\frac{D}{2}\right)^2 \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2}{r^2 - \left[r \sin \theta_0 - \frac{D}{2}(\varphi_2 - \varphi_3) \right]^2} \left(\frac{J_{21} + J_{22}}{J_{21} J_{22}} \right). \quad (6)$$

На рис. 3 зображені графіки зміни крутного моменту при провертанні півмуфт.

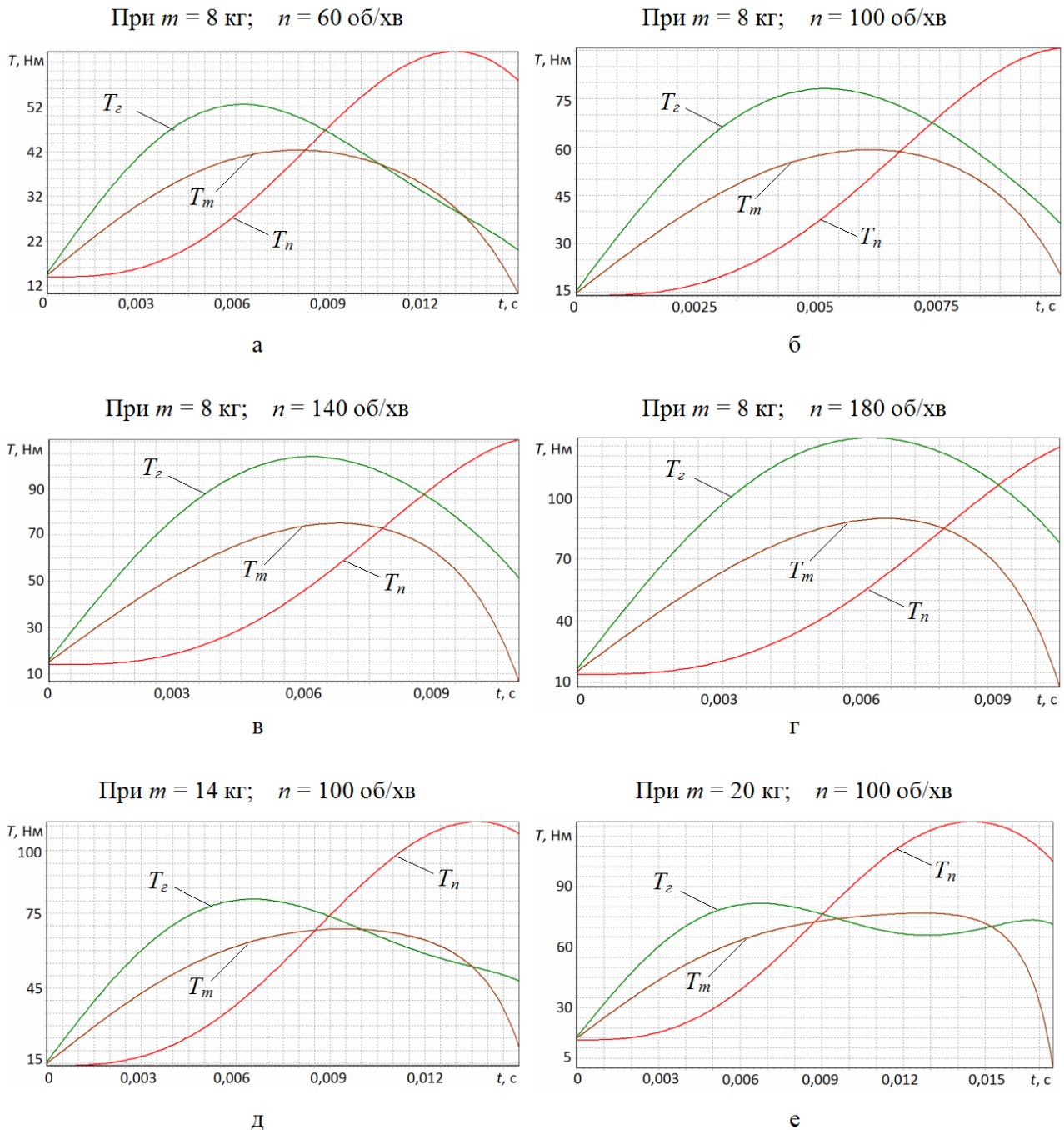


Рис. 3. Графіки зміни обертового моменту при провертанні півмуфт

Момент $T_n = c_1(\varphi_2 - \varphi_1)$ характеризує обертовий момент приводу; момент $T_z = c_2\varphi_3$ - це момент, який виникає в заклиненій веденій півмуфті та робочому органі. При проведенні досліджень були прийняті такі значення параметрів: $J_1 = 40$ кг·м²; $J_{21} = 0,0157$ кг·м²; $J_{22} = 0,00925$ кг·м²; $c_1 = c_2 = 1600$ Нм/рад; $c = 10000$ Н/м; $h = 4,6$ мм; $r = 12$ мм; $D = 115$ мм; $\delta_0 = 15$ мм. При цьому частота обертання n змінювалась в діапазоні 60...180 об/хв, а маса m - від 8 кг до 20 кг.

З графіків встановлено, що збільшення частоти обертання n призводить до зростання обертових моментів системи. При зміні частоти обертання від 60 об/хв до 180 об/хв обертовий момент T_n зростає на 52,3 %, T_z збільшується на 59,8 %, а T_m зростає на 51,9 %. Також встановлено, що збільшення маси рухомих ланок m призводить до зростання навантажень на привід. При збільшенні маси від 8 кг до 20 кг обертовий момент T_n зростає на 36,7 %, T_z - на 15,6 %, а T_m - на 34,5 %.

Для проведення досліджень розроблено експериментальний стенд для визначення параметрів та режимів роботи запобіжної муфти, який представлено на рис. 4. Він складається із рами 10, на якій розміщений гвинтовий конвеєр, що містить направляючу трубу 7, в якій розташований шнековий робочий орган 6. Зі сторони завантаження матеріалу встановлений бункер 5, а в зоні його вивантаження вікно з регульованою заслінкою 9 та гальма валу шнека 8. Привід робочого органу здійснюється від електродвигуна 3 через запобіжну муфту 4.

Для пуску двигуна та регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 і програмне забезпечення *Power Suite v.2.5.0*.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному [5]. Кусковий або сипкий матеріал завантажується у бункер із гвинтовим робочим органом і транспортується у зону вивантаження. Навантаження може задаватись як гальмівним елементом, так і перекриттям шиберної заслінки.

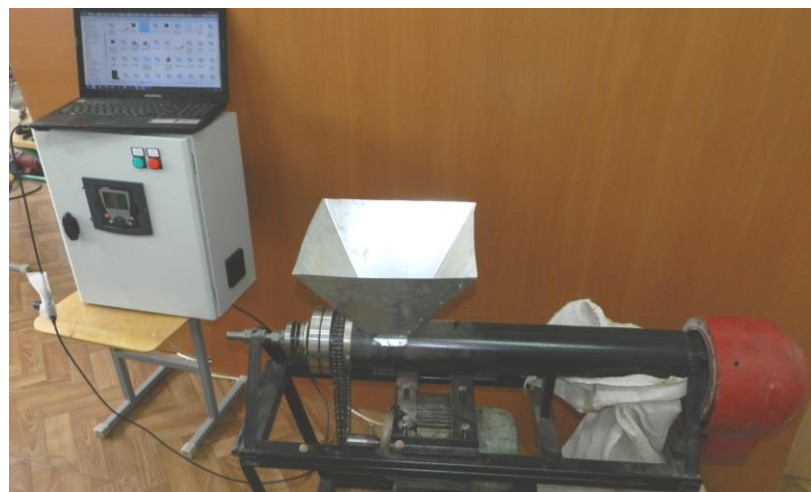
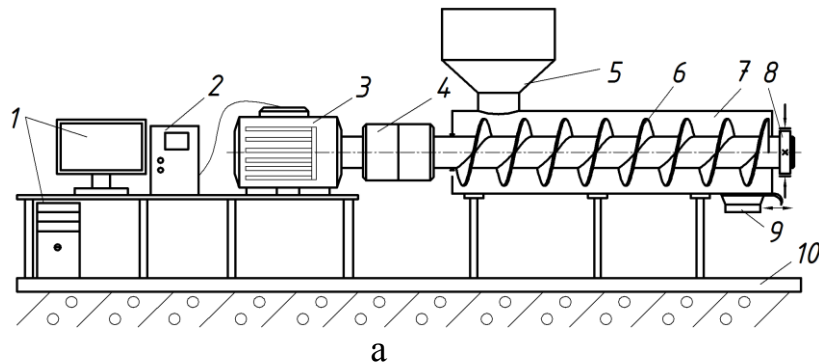


Рис. 4. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) стенду для дослідження конвеєра із запобіжною муфтою

Результати експериментальних досліджень при спрацюванні запобіжної муфти у вигляді кривих зміни частоти обертання привідного валу, крутного моменту та потужності фіксуються на дис-плеї комп'ютера. Змінюючи ті чи інші параметри встановлювали вплив на значення крутного моменту T та потужності двигуна N в залежності від частоти обертання робочого органу n при його перевантаженні. Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних. Досліди проводились для чотирьох частот обертання робочого органу, а саме: $n = 60; 100; 140$ і 180 об/хв.

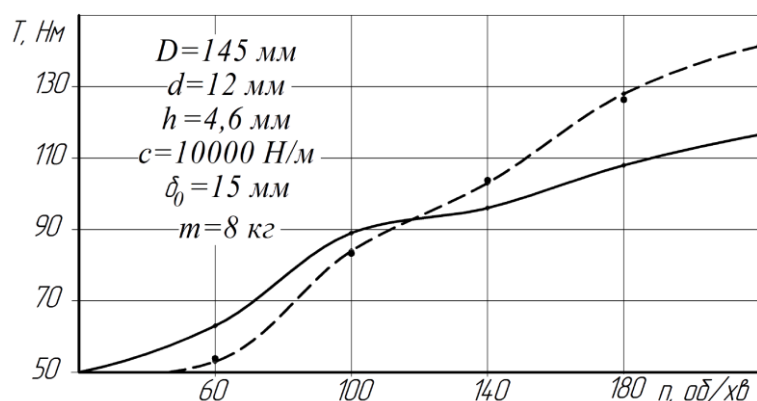


Рис. 5 - Графік зміни обертового моменту від зміни частоти обертання робочого органу гвинтового конвеєра

На рис. 5 представлені результати порівняння теоретичних (суцільна лінія) і (штрихова лінія) досліджень запобіжної муфти. Встановлено, що похибка між результатами проведених досліджень знаходиться в межах 4,5...18,6%.

Таким чином, за результатами порівняльних досліджень встановлено, що попередньо проведений динамічний розрахунок запобіжної муфти гвинтового конвеєра адекватно відображає реальні процеси спрацювання розробленої запобіжної муфти в екстремальних умовах експлуатації.

Висновки. На основі проведеного патентного огляду, та аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем запропоновано нову конструкцію запобіжної муфти гвинтового конвеєра яка у випадку виникнення перевантаження дозволяє здійснити осьове відведення шнека в напрямку протилежному до напрямку транспортування матеріалу при автоматичному відновленні робочого стану.

Представлена схема роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра, проведений динамічний розрахунок її роботи. На основі якого встановлено, що збільшення частоти її обертання n призводить до зростання обертових моментів системи. Так, при зміні частоти обертання муфти від 60 об/хв до 180 об/хв обертовий момент T_n зростає на 52,3 %, T_z збільшується на 59,8%, а T_m зростає на 51,9 %. Також встановлено, що збільшення маси рухомих ланок m призводить до зростання навантажень на привід. При збільшенні маси від 8 кг до 20 кг обертовий момент T_n зростає на 36,7 %, T_z - на 15,6 %, а T_m - на 34,5 %.

Також представлений стенд для експериментальних випробувань механізму та проведено порівняння отриманих теоретичних та експериментальних досліджень

роботи запобіжної муфти гвинтового конвеєра. Встановлено, що похибка між результатами проведених досліджень знаходиться в межах 4,5...18,6%.

Список літератури

1. Поляков В.С. Справочник по муфтам / Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховський О.А., – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
2. Силовий розрахунок шарнірних елементів гнучкого валу гвинтового робочого органу / Павлова І.О., Вітровий А.О. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. Том 8. - Тернопіль: ТДТУ, 2003. 44 – 49 с.
3. Гевко Б.М., Гевко Р.Б., Рогатынский Р.М. Сулимов В.К. Предохранительное устройство. БИ №2, 15.01.91. АС №1620399.
4. Гевко Р.Б. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера / Р.Б. Гевко, Ю.Б. Гладь, М.І. Шинкарик, О.М. Клендій // Вісник інженерної академії України. – К., 2014. – № 2. – С. 163–168.
5. Гевко Р.Б. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. – Випуск 24. – Луцьк: Ред.- вид. Відділ Луцького НТУ, 2013. – С. 67 – 75.

Аннотація

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

А.Н. Клендий

В статье представлена схема работы предохранительной муфты винтового конвейера, проведенный динамический расчет ее работы. Представлены графические зависимости, по результатам которых можно исследовать влияние различных параметров системы на динамические нагрузки в приводных звеньях конвейера. Также представлен стенд для экспериментальных испытаний механизма и проведено сравнение полученных теоретических и экспериментальных исследований работы предохранительной муфты винтового конвейера.

Abstract

DYNAMIC CALCULATION OF THE SAFETY CLUTCH OF SCREW CONVEYOR

O.M. Klendii

The article presents a scheme of the safety clutch of screw conveyor, the calculation carried out by a dynamic of its work. Graphically depending is present on the results of which can investigate the influence of various parameters of the system on the dynamic loads in the drive links of the conveyor. Also presented stand for the experimental test engine and a comparison of theoretical and experimental research work overload clutch of screw conveyor.