

Приведен способ уменьшения колебаний элементов ленточных ковшовых элеваторов во время переходных процессов путем оптимизации режима пуска приводного механизма по кинематическому критерию.

Динамическая модель, математическая модель, ковшовый элеватор, оптимизация, топливные гранулы.

The way to reduce the oscillations of machines elements during transients by means of driving mechanism's start-up mode optimization by cinematic criterion has been resulted.

Dynamic model, mathematical model, bucket elevator, optimization, fuel wood granules.

УДК 621.524.1

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ РОБОТИ В СПРЯЖЕННІ ПЛАСТИНА-СТАТОР РОТАЦІЙНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСУ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ ДОІЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

***С.І. Павленко, кандидат технічних наук
Інститут механізації тваринництва НААН України
В.Ю. Дудін, інженер
Дніпропетровський державний аграрний університет
Е.Б. Алієв, аспірант
Інститут механізації тваринництва НААН України***

Проведені теоретичні дослідження умов роботи в парі тертя пластина–статор ротаційного вакуумного насосу з тангенційним розміщенням пластин індивідуальної доїльної установки дали змогу обґрунтовано вибрати матеріал пластини, який може працювати в умовах сухого тертя.

Доїльна установка, ротаційний вакуумний насос, пластина, показник PV.

Постановка проблеми. Необхідність змащення поверхонь тертя ротаційного вакуумного насосу обумовлюється матеріалами пари тертя: текстоліт (пластина) – чавун (статор). При роботі без змащення в парі спостерігається досить високий коефіцієнт тертя та підвищений знос текстоліту, а висока температура, яка виникає в зоні контакту, призводить до незворотної деструкції пластин. При

цьому продукти термодеструкції мають високу твердість, що призводить до катастрофічного зносу внутрішньої поверхні статора.

Аналіз останніх досліджень. Деякі зарубіжні виробники ("Альфа-Лаваль", "Вестфалія") вирішують цю проблему шляхом використання лопаток на основі графітовмісних матеріалів, що значно зменшує коефіцієнт тертя в парі при сухому терті та дає змогу відмовитись від змащення. Однак використання таких матеріалів обмежено через дві причини: досить високий знос графітових лопаток та їх низька стійкість до динамічних навантажень, яка призводить до механічного руйнування під час перехідних режимів роботи насоса (пуск, зупинка). Тому наробіток таких лопаток досить низький, що потребує їх частоті заміни. Крім того застосування графітових лопаток передбачає високі вимоги до якості виконання поверхні статора, а це призводить до збільшення вартості його виготовлення.

Мета досліджень. В зв'язку з вищесказаним, нами пропонується знайти заміну загальноновживаним матеріалам пластин (в першу чергу це текстоліти), для чого необхідно знати умови в спряженні пластина – статор. В якості об'єкту досліджень виступав пластинчатий насос з наступними основними параметрами: діаметр статора $D=0,105$ м; діаметр ротора $d=0,088$ м; ширина ротора (пластини) $h =0,085$ м; товщина пластини $\delta=0,005$ м; частота обертання ротора $n=1460$ хв⁻¹.

Результати досліджень. Пластина вакуумного насосу здійснює складний поступально-обертальний рух (рис. 1). Швидкість руху пластини відносно ротора [1]:

$$v_{n^{\circ}/p} = \frac{d\rho}{dt} = -\frac{\rho}{\sqrt{\rho^2 - e^2}} \cdot e\omega \sin \varphi [1 + \lambda \cos \varphi], \quad (1)$$

де ρ – поточний радіус-вектор руху точки контакту з статором, м;

λ - відносний ексцентриситет;

e – ексцентриситет, м;

ω – кутова швидкість обертання ротора, рад⁻¹;

φ – кут повороту ротора.

Поточний радіус-вектор ρ руху точки контакту з статором можна визначити як:

$$\rho = R \left[1 + \lambda \cos \varphi - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \varphi \right], \quad (2)$$

де R – радіус статора, м.

Відносний ексцентриситет λ дорівнює:

$$\lambda = \frac{e}{R}. \quad (3)$$

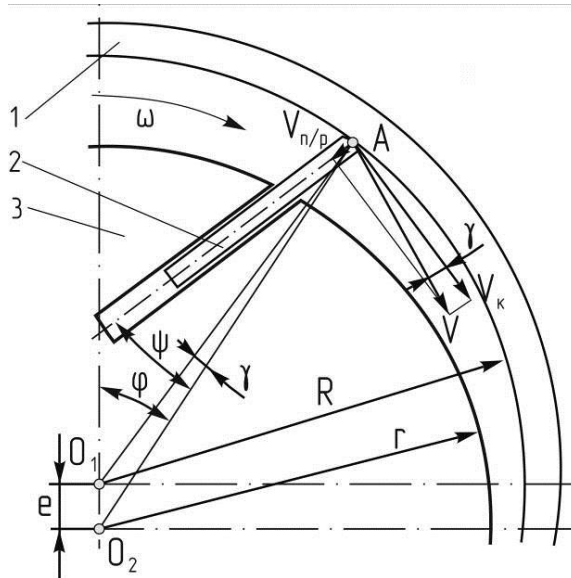


Рис. 1. Схема до визначення швидкостей в точці контакту пластини зі статором: 1 – статор; 2 – пластина; 3 – ротор.

Колова швидкість руху точки контакту пластини зі статором:

$$v_k = \omega \rho. \quad (4)$$

Враховуючи вирази (1)–(4) визначимо повну швидкість руху точки контакту пластини зі статором:

$$v = \frac{\cos \psi}{\cos(\psi \mp \gamma)} v_o, \quad (5)$$

де кут γ (рис. 1) змінюється зі зміною кута φ і визначається з виразу:

$$\gamma = \arcsin[\lambda \sin \varphi]. \quad (6)$$

У рівнянні (5) знак мінус для кута γ відповідає стороні стиску, а плюс – всмоктування.

Максимальне значення 9,83 м/с швидкість V набуває при значенні кута повороту ротора $217,5^\circ$, який знаходиться на боці всмоктування.

При рівномірному обертанні ротора на пластину діють прискорення у повздовжньому та поперечному напрямках (рис. 2).

Відцентрове прискорення j_c в точці С (центр мас пластини) визначаємо за формулою:

$$j_c = -\rho_c \omega^2, \quad (7)$$

де ρ_c – поточний радіус-вектор руху точки С, м, який визначаємо як:

$$\rho_c = \frac{1}{2} \sqrt{h^2 + 4\rho^2 - 4h\rho \cos \varphi}, \quad (8)$$

де h – висота пластини, м.

Прискорення пластини відносно ротора визначаємо як:

$$j_{n/p} = \frac{d^2 \rho}{dt^2} = -\frac{\rho e \omega^2 [\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi]}{\sqrt{\rho^2 - e^2}} + \frac{e^2 [\omega \sin \varphi [1 + \lambda \cos \varphi]]^2}{(\rho^2 - e^2) \sqrt{\rho^2 - e^2}}. \quad (9)$$

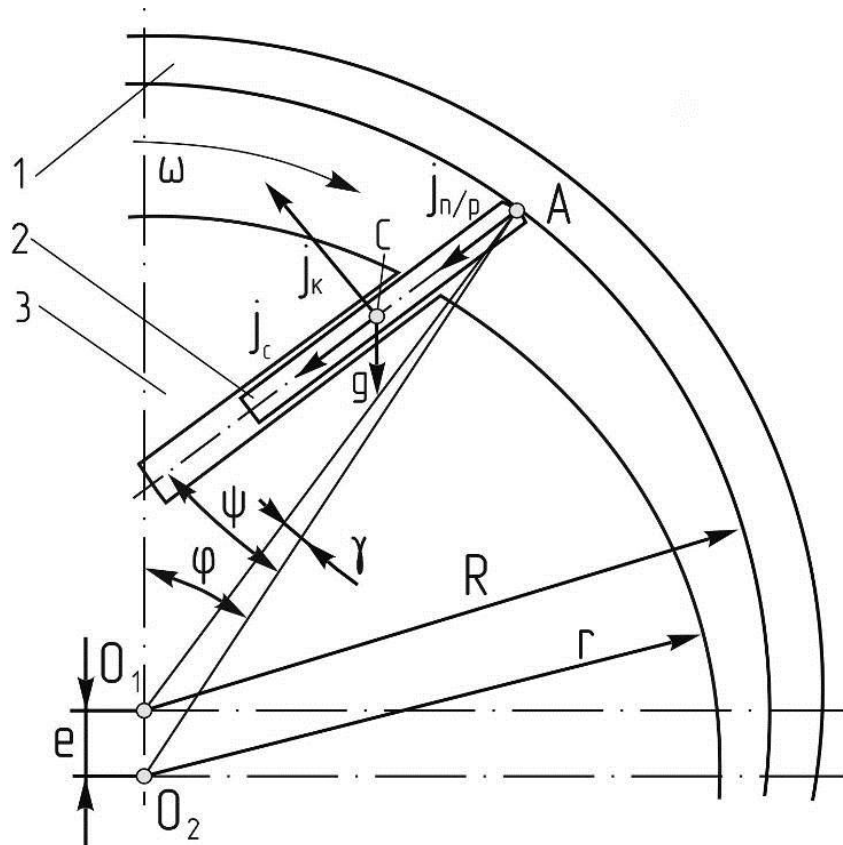


Рис. 2. Схема до визначення прискорень в точці контакту пластини зі статором: 1 – статор; 2 – пластина; 3 – ротор.

При постійній кутовій швидкості ротора та зміні положення центру мас пластини виникає поперечне прискорення (прискорення Кориоліса). Воно прикладене до центру мас пластини перпендикулярно до її поверхні та спрямоване проти напрямку обертання ротора.

$$j_k = -2e\omega^2 \sin \varphi [1 + \lambda \cos \varphi], \quad (10)$$

Аналізуючи отриману залежність [9], можна сказати, що прискорення пластини в пазу ротора змінює напрямок на протилежний вже на стороні стиску, при значенні кута повороту ротора $82,5^\circ$. Найбільші ж значення набуває доцентрове прискорення пластини, максимальне значення якого спостерігається в точці найбільшого віддалення ротора від статора, тобто при $\varphi=0$.

При роботі насоса на його пластину діють чотири види сил: сили інерції, реакції опор, сили тертя і газові зусилля. Поздовжню силу F , що діє уздовж пластини і спрямовану від центру ротора, можна розкласти на нормальну силу $F \cdot \cos \gamma$ і дотичну силу $F \cdot \sin \gamma$. Діючі на пластину сили можуть бути розкладені на поздовжній до осі пластини напрямком і поперечний їй. Схематичне розташування сил, що діють на пластину з боку корпуса при куті (повороту ротора, зображене на рис. 3.

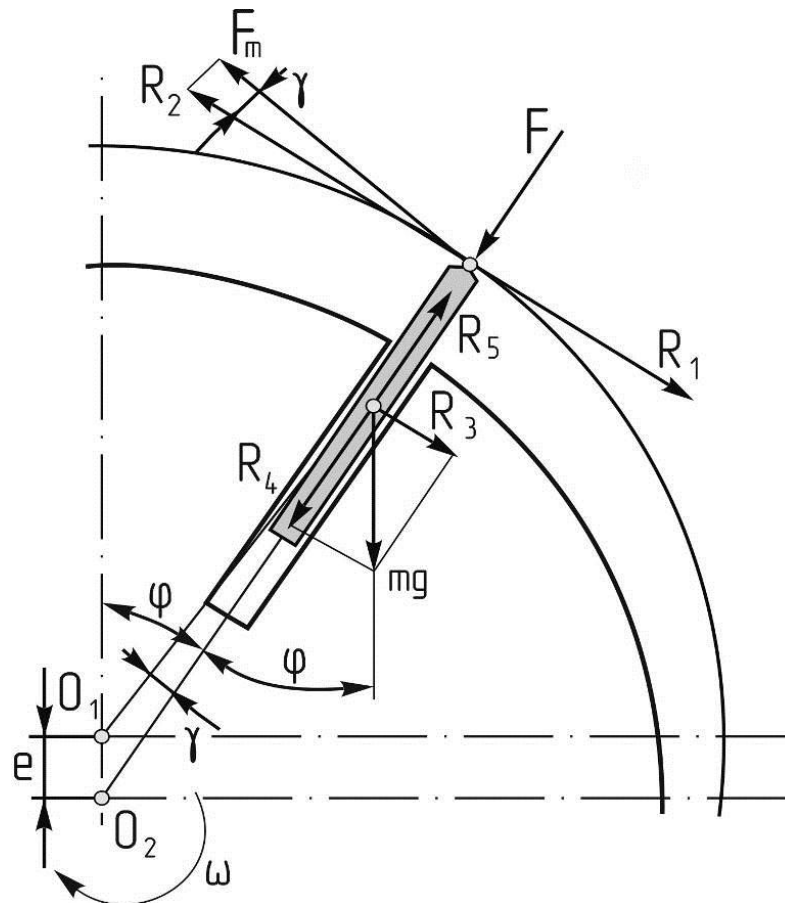


Рис. 3. Схема сил, які діють на пластину.

Приймаємо наступне правило знаків для сил: поперечна сила позитивна, якщо вона спрямована проти руху; поздовжня сила позитивна, якщо вона спрямована від центру ротора.

Поперечну складову від дотичної сили визначаємо за формулою:

$$R_1 = \pm F \cos \gamma \sin \gamma, \quad (11)$$

Знак «-» при куті повороту ротора від 0 до π , «+» - від π до 2π .

Сила F_T тертя спрямована убік, протилежний напрямку обертання ротора.

$$R_2 = F_m \cos \gamma. \quad (12)$$

Поперечна складова ваги пластини

$$R_3 = -m_{nl} g \sin \varphi, \quad (13)$$

де m – маса пластини, кг;

g – прискорення вільного падіння, $9,81 \text{ м/с}^2$.

Інтенсивність розвантаження від поперечних інерційних сил прискорення Кориоліса:

$$q_1 = \frac{-m_{nl} j_K}{h} = \frac{2m_{nl} e \omega^2 (\sin \varphi + \bar{\lambda} / 2 \sin 2\varphi)}{h}, \quad (14)$$

де h – ширина пластини, м.

Інтенсивність навантаження від перепаду тисків газу на виступаючу частину пластини:

$$q_2 = \Delta p L, \quad (15)$$

де Δp – різниця тисків між двома сусідніми камерами, Па.

Перепад тисків Δp між двома сусідніми камерами враховується тільки лише в процесі стиску газу і зворотного розширення. Часто в попередніх розрахунках перепад тисків на ділянці зворотного розширення приймають рівним нулю.

Різниця тисків між двома сусідніми камерами:

$$\Delta p = p \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \frac{\beta}{2} - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cos \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2 \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}} \right]^n - \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \frac{\beta}{2} - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cos \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2 \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}} \right]^n, \quad (16)$$

де n – показник політропи (для повітря $n = 1,4$).

Різниця тисків між двома сусідніми камерами, одна з яких з'єднана з всмоктуючим патрубком:

$$\Delta p = p \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \frac{\beta}{2} - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cos \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2 \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}} \right]^n - 1. \quad (17)$$

Різниця тисків між двома сусідніми камерами, одна з яких з'єднана з нагнітаючим патрубком:

$$\Delta p = p_n - p \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \frac{\beta}{2} - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cos \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2 \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}} \right]^n. \quad (18)$$

Реакції пластини в пазу ротора визначають із рівнянь статички, запропонованих в [2, 3]. Схема розташування сил наведена на рис. 4, де робоча камера перебуває на куту стиску газу.

Реакції пластин у точках A і B :

$$R_A = \frac{a}{h-a} \left[(q_1 h + R_3) \left(1 - \frac{h}{2a} \right) + q_2 \frac{a}{2} + (\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) F \right]; \quad (19)$$

$$R_B = \frac{h}{2(h-a)} \left[q_1 h + R_3 + q_2 a \frac{2h-a}{h} + 2(\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) F \right]; \quad (20)$$

де a – виступаюча з ротора частина пластини, м.

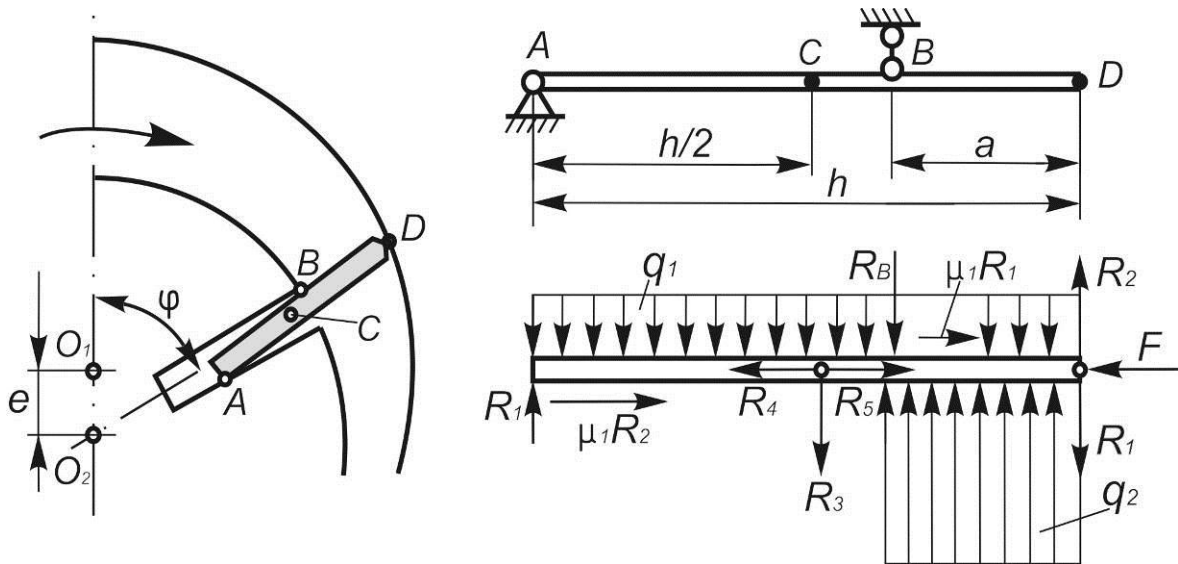


Рис. 4. Схема до розрахунку.

Поздовжня сила від доцентрового прискорення і прискорення пластини щодо ротора:

$$R_5 = -m_{nl}(j_C + j_{3/2}). \quad (21)$$

Поздовжня складова ваги пластини:

$$R_4 = -m_{nl}g \cos \varphi, \quad (22)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя пластини в пазу ротора.

$$F'_{mp} = \pm \mu_1 (|R_A| + |R_B|), \quad (23)$$

Знак «+» ставиться до кута повороту пластини від 0 до π , а знак «-» від π до 2π . Знак у формулі (23) ураховується коефіцієнтом $A = \sin \varphi / |\sin \varphi|$:

$$F'_{mp} = A \mu_1 (|R_A| + |R_B|). \quad (24)$$

Ця формула справедлива при всіх значеннях кута φ повороту ротора, за винятком $\varphi = 0$ і π . Однак при цих кутах повороту сила тертя $F'_{mp} = 0$, тому що швидкість переміщення пластин у пазах ротора $v_{32} = 0$.

Сумарна поздовжня сила визначається як сума сил:

$$F = R_4 + R_5 + F'_{mp}. \quad (25)$$

При $\varphi = 0$ та π поздовжня сила:

$$F = R_4 + R_5. \quad (26)$$

Підставивши значення R_A і R_B та вирішивши рівняння (24) відносно F , одержимо:

$$F = \frac{R_4 + R_5 + \mu_1 [a / (h - a)] (q_1 h + R_3) + \mu_1 [h / (h - a)] q_2 a}{1 - \mu_1 (\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \varphi) [(h + a) / (h - a)]}. \quad (27)$$

Необхідно відзначити, що в даному розрахунку через малі значення не враховують поздовжні сили: $\mu_2 F \cos \gamma \sin \gamma$ і $F \sin^2 \gamma$, а також моменти від сил тертя пластин у пазу ротора:

$$M_A = \mu_1 R_B \delta \text{ і } M_B = \mu_1 R_A \delta,$$

де δ – товщина пластини.

Визначимо невідомі складові рівняння (27) та побудуємо їх залежності від кута повороту ротора. На рис. 5 приведено залежності сил R_3 , R_4 та R_5 , які свідчать, що максимального значення набуває поздовжня сила від доцентрового прискорення і прискорення пластини щодо ротора R_5 при максимальному вильоті пластини з ротора, який спостерігається при $\varphi = 0$. Складові R_3 та R_4 змінюють свої напрямки, набуваючи максимальних значень, які складають біля 10 % максимального значення сили R_5 .

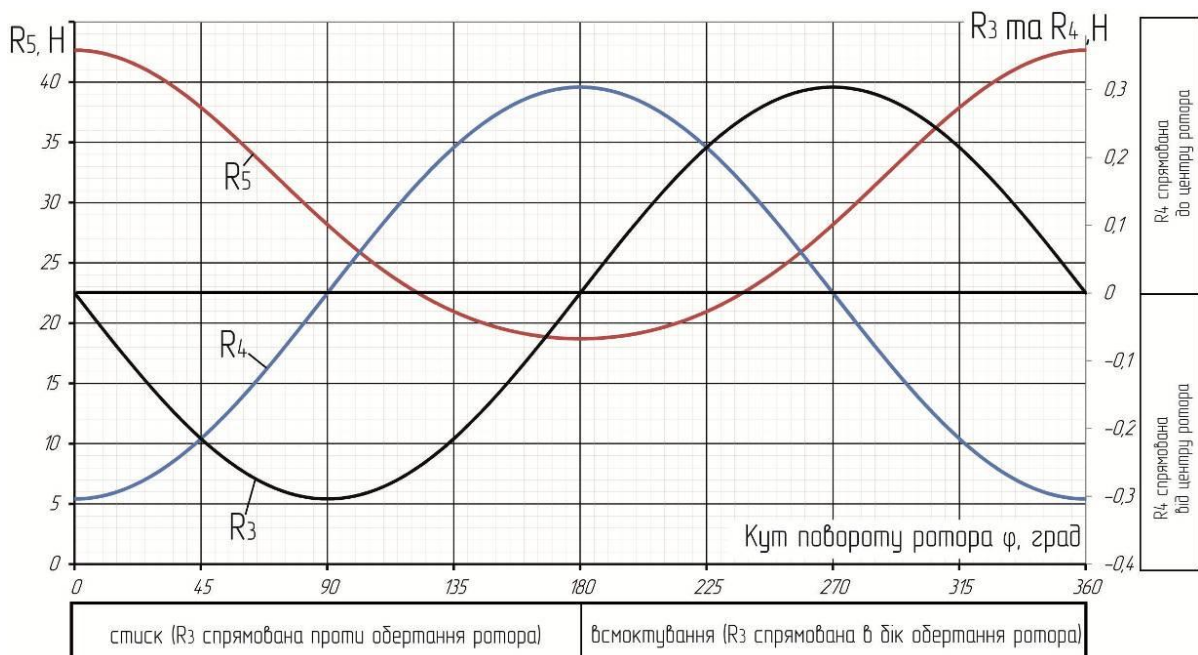


Рис. 5. Залежність зміни сил R_3 , R_4 та R_5 від кута повороту ротора.

Для визначення складової розподіленого навантаження q_2 нами побудовані залежності, приведені на рис. 6. Як свідчить отримана залежність максимального значення 200 кПа Δp набуває на ділянці 4. При цьому знак «-» свідчить про те, що тиск діє на пластину по ходу обертання. Проти обертання максимальне значення Δp складає 142 кПа, та спостерігається у точці В. Ця точка відповідає моменту, коли перша камера вже з'єднана з нагнітаючим вікном, а друга лише входить в зону стиску.

Для пояснення положення пластин, які відповідають тій чи іншій ділянці, нами розроблено наступні схеми (рис. 7).

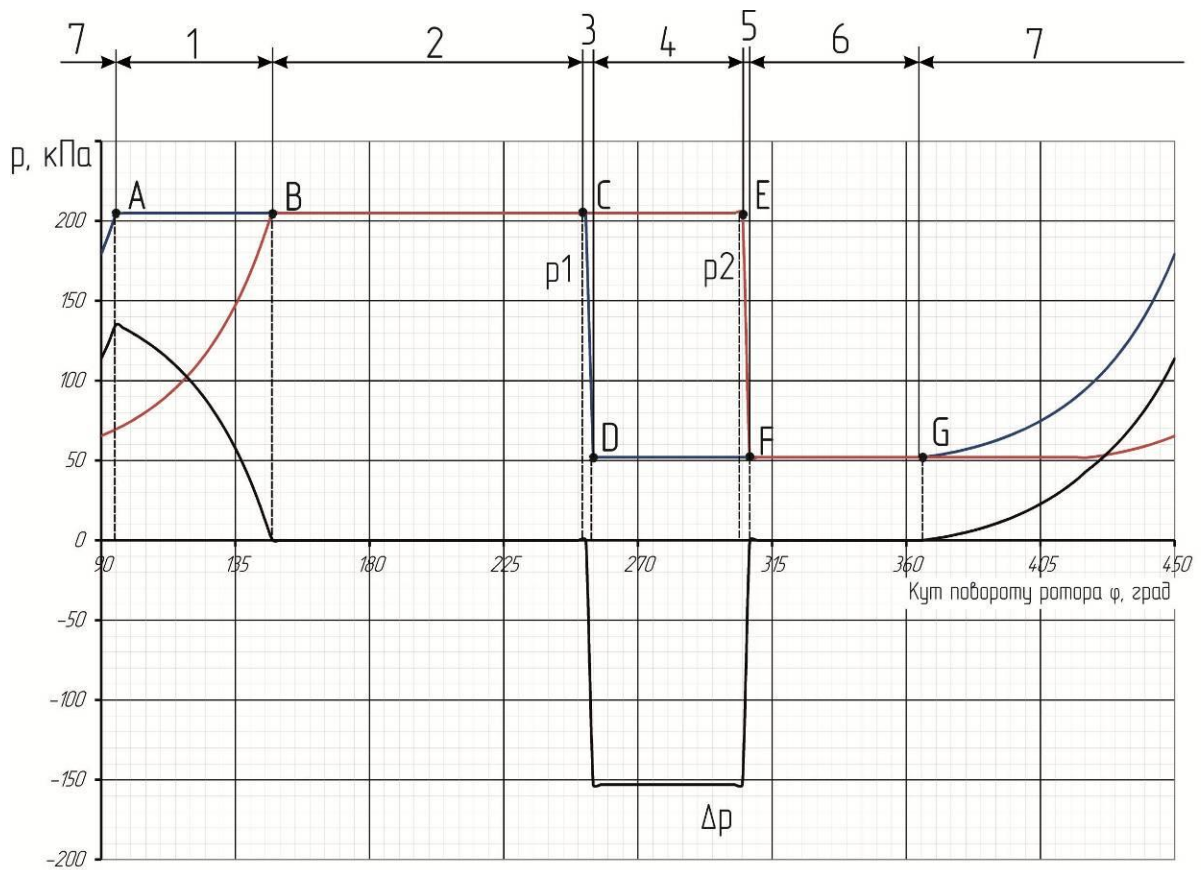


Рис. 6. Залежність зміни тисків в сусідніх камерах та різниці цих тисків від кута повороту ротора.

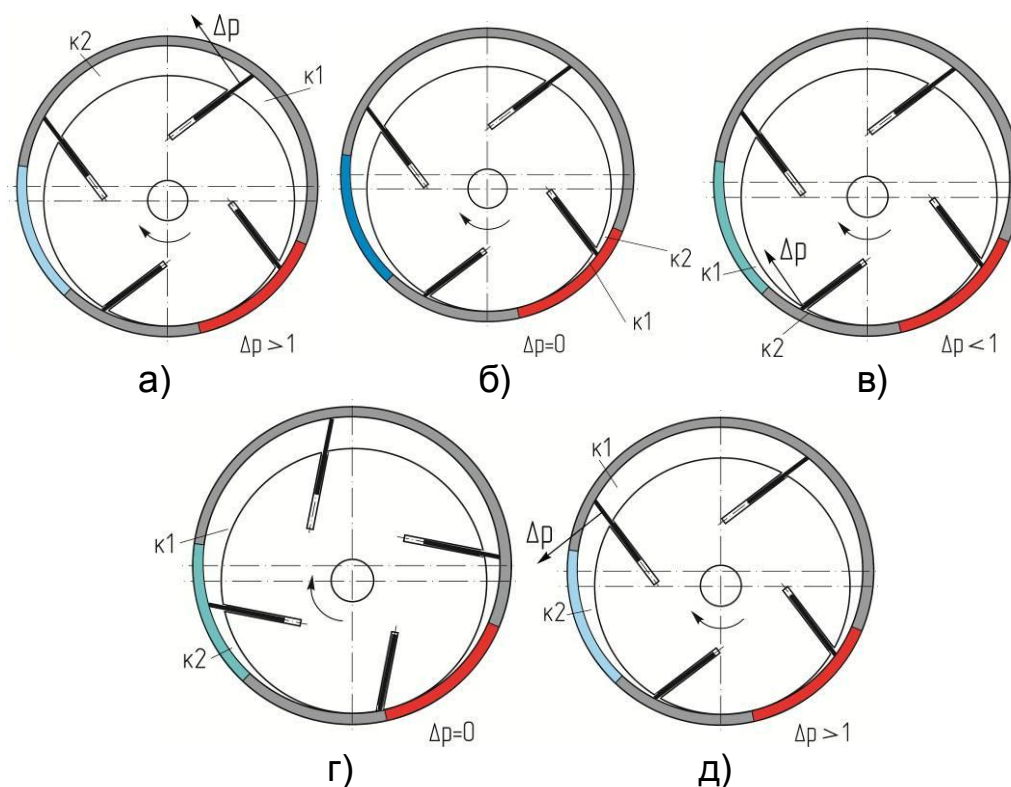


Рис. 7. Положення камер насоса, які відповідають ділянкам: а) – 1; б) – 2; в) – 4; г) – 6; д) – 7.

Треба сказати, що найбільшу дію на пластину буде створювати тиск на ділянках 7 та 1, з максимальним значенням у точці А, так як тут буде спостерігатися максимальний виліт пластини. На ділянці ж 4 пластина захована в пазу ротора.

Прийнявши до уваги, що коефіцієнти тертя пластини по матеріалу статора μ_1 та ротора μ_2 рівні і знаходяться в межах 0,15, визначимо результуючу силу F. Як видно з приведеної залежності, сила F набуває максимального значення 63,2 Н у точці А, яка характеризує момент роз'єднання робочої камери з всмоктувальним вікном. Точки В і С – характеризують відкриття та закриття нагнітаючого вікна, точка D – відкриття всмоктуючого.

Для обґрунтованого вибору матеріалу пластини з точки зору умов роботи в парі тертя краще використати питому характеристику її роботи PV– добуток тиску в парі на швидкість ковзання пластини по статору.

$$PV = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot F}{S_k} V = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot F}{h \cdot \delta} V, \quad (28)$$

де d – ширина зони контакту, м.

Прораховані з використанням раніше визначених сили F та швидкості V значення PV приведено на рис. 8. При цьому максимальне значення PV – в точці, яка відповідає 1,62 МПа·м/с в момент роз'єднання робочої камери з всмоктувальним вікном.

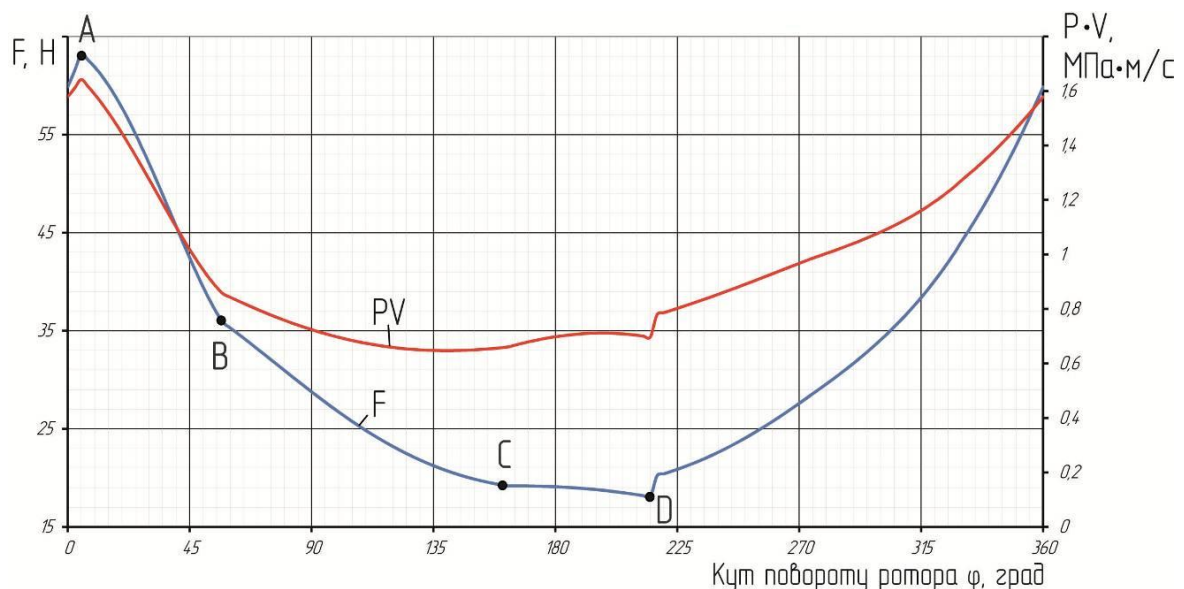


Рис. 8. Залежність результуючої сили F та показника PV в точці контакту пластини зі статором від кута повороту ротора.

Висновок. Крім визначених вище кінематичних параметрів під час вибору матеріалу необхідно також враховувати температурний режим роботи спряження. Враховуючи те, що робочі температури насосів, які працюють зі змащенням сягають 80 - 90° С, доцільно

обирати матеріал, який має високі характеристики по теплостійкості. До таких матеріалів можна віднести пресовані графіти [4], антифрикційні полімерні композиції на основі фторопласту 4 [4] та ароматичного поліаміду фенілон С-2 [5]. Перші два, поряд з високими трибологічними характеристиками, відрізняються низькою міцністю та не можуть працювати в умовах нерівномірних навантажень. Що стосується останнього, то маючи унікальні фізико-механічні властивості, він є досить дорогим. Крім того, композиції на основі фенілону мають дуже складну технологію приготування та переробки, тому малоприсадибні до масового або серійного виробництва. Як свідчить [6] полімерні композиційні матеріали (ПКМ) на основі фенол-формальдегідних смол (ФФС), армованих вуглецевим волокном, мають досить високу теплостійкість (до 200°C). Крім того, наявність вуглецевого волокна забезпечує високі трибологічні показники приведених матеріалів, тобто низьке зношування та малий коефіцієнт тертя. Додавання ж до ПКМ таких антифрикційних матеріалів як графіт, окис алюмінію і т.п. дозволяє забезпечити самозмащення зони контакту. Тому, з метою вивчення таких матеріалів в якості конструкційних для виготовлення пластин вакуумного насосу, необхідно провести ряд стендових випробувань ПКМ на основі ФФС, який містив 50-60 % вуглецевого волокна та 0-10 % графіту відповідно.

Список літератури

1. Мжельский Н.И. Вакуумные насосы для доильных установок / Н.И. Мжельский. – М.: Машиностроение, 1974. – 152 с.
2. Механические вакуумные насосы / [Е.С. Фролов, И.В. Автономова, В.И. Васильев и др.] – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.
3. Механические вакуумные насосы / [В.Д. Лубенец, В.И. Васильев, И.В. Автономова, Л.А. Беляев]. – М.: Машиностроение, 1980. – 53 с.
4. Буря А.И. Исследование влияния содержания углеродного волокна на свойства углепластика на основе фторопласта-4 / А.И. Буря, В.Ю. Дудин, Н.И. Аносов, В.И. Басистый // Материалы двадцать второй ежегодной международной научно-практической конференции "Композиционные материалы в промышленности", 1-5 июня 2002. – Ялта. – С. 20.
5. Буря А.И. Свойства углепластиков и опыт их применения в машиностроении / Буря А.И., Деркач А.Д., Дудин В.Ю. // Мир техники и технологий. – 2002. – № 12. – С. 30–31.
6. Burya A.I. Investigation of friction and wear of polymer compression materials based on phenol-formaldehyde resin / A.I. Burya, V.Yr. Dudin // 6th International Symposium Insycont'02 "New Achievements in Tribology", September 19th-21st. – Cracow, Poland. – P. 243–250.

Проведенные теоретические исследования условий работы в паре трения пластина-статор ротационного вакуумного насоса с тангенциально размещением пластин индивидуальной доильной установки позволили обоснованно выбрать материал пластины, который может работать в условиях сухого трения.

Доильная установка, ротационный вакуумный насос, пластина, показатель PV.

The theoretical study of working conditions in pair of friction plates, the stator of rotary vacuum pump with a tangential placement of plates allowed to reasonably choose material of plate, which can operate in conditions of dry friction.

Milking mashine, rotary vacuum pump, plate, index of PV.

УДК 631.358.44/45

СУЧАСНИЙ СТАН ВИРОБНИЦТВА КАРТОПЛІ В УКРАЇНІ

***В.М. Булгаков, доктор технічних наук, академік НААН України
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Т.Д. Гуцол, кандидат технічних наук
О.В. Грицюк, магістр
Подільський державний аграрно-технічний університет***

Розглянуто сучасний стан картоплярства, його проблеми та шляхи їх вирішення. Зроблено аналіз техніки яку використовують на даний час, а також розроблено мапу забезпечення новою картоплезбиральною технікою на території країни.

Картопля, вирощування, картоплезбиральна техніка, продукція, країна, ринок.

Постановка проблеми. Урядом України обрано стратегічний курс на розвиток в аграрно-індустріальному напрямку. Україна має унікальний природний потенціал, що дозволяє стати лідером по виробництву сільськогосподарської продукції в Європі. Проте, для успішного виходу на західні ринки необхідно забезпечити перш за все конкурентоспроможність власної продукції, яка досягається при комплексній механізації технологічних процесів, зниженні затрат праці, збільшенні врожайності та якості одержуваної продукції [1].

В нашій країні, на жаль, вирощування картоплі у багатьох випадках здійснюється за старою, традиційною технологією. Потрібно негайно оновлювати техніку, що морально застаріла та вкрай зношена. Також постає проблема удосконалення існуючих та винайдення нових перспективних робочих органів картоплезбиральної техніки.