

УДК 255:29.1

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ РОБОТИ ПНЕВМОДВИГУНА МОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З АВТОНОМНИМ ДЖЕРЕЛОМ ЖИВЛЕННЯ

М. М. Яцина, О. Ф. Саленко

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: JacinaKoljan@mail.ru

Розглянута концепція впливу показників, що характеризуються перетворенням виду руху вихідної ланки двигуна, його параметрів, затрати стиснутого повітря, на які впливає низка чинників, що здатні змінюватися в різні моменти часу. Обґрунтовано використання кільця ротора, направлено на врівноваження системи та зменшенню навантажень на притискний елемент при русі лопатки. Розглянуто термодинамічні процеси, що протікають в робочій камері роторного пневмодвигуна, що аналогічно процесам у порожнинах поршневого пневмодвигуна, але із більш складною системою зміни об'єму робочої камери, та дослідження процесів виділення теплоти при терті пелюстків по поверхні кільця. У результаті проведеного дослідження було виявлено вплив жорсткості та маси ротора на динаміку роботи пневмодвигуна, а також визначено, що при збільшенні моменту тертя, що виникає від притискного зусилля пелюстка для підвищення герметичності робочої камери, урівноважується робота системи.

Ключові слова: теплоємність, пневмодвигун, динаміка роботи, тиск робочої камери, момент інерції, крутний момент.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ РАБОТЫ ПНЕВМОДВИГАТЕЛЯ МОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С АВТОНОМНЫМ ИСТОЧНИКОМ ПИТАНИЯ

М. М. Яцина, А. Ф. Саленко

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: JacinaKoljan@mail.ru

Рассмотрена концепция влияния показателей, характеризующихся преобразованием вида движения выходного звена двигателя, его параметров, затраты сжатого воздуха, на которые влияет ряд факторов, способных изменяться в разные моменты времени. Обосновано использование кольца ротора, направленного на уравнивание системы и уменьшение нагрузок на прижимной элемент при движении лопатки. Рассмотрены термодинамические процессы, протекающие в рабочей камере роторного пневмодвигателя, аналогично процессам в полостях поршневого пневмодвигателя, но с более сложной системой изменения объема рабочей камеры, и вопрос в исследовании указанных процессов выделения теплоты в результате трения лепестков. В результате проведенного исследования было выявлено влияние жесткости и массы ротора на динамику работы пневмодвигателя, а также определено, что при увеличении момента трения, возникающего при увеличении прижимного усилия лепестка для повышения герметичности рабочей камеры, происходит уравнивание работы системы.

Ключевые слова: теплоемкость, пневмодвигатель, динамика работы, давление рабочей камеры, момент инерции, крутящий момент.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Основне призначення пневмопривода – перетворення механічної характеристики приводного двигуна відповідно до вимог навантаження, що характеризуються перетворення виду руху вихідної ланки двигуна, його параметрів, затрати стиснутого повітря, на які впливає ряд чинників, що здатні змінюватися в різні моменти часу.

Тому метою роботи є доведення можливості використання пневмодвигуна на мобільному транспортному засобі та необхідність дослідження впливу низки параметрів на роботу пневмодвигуна з урахування особливостей його експлуатації.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. Для визначення даних показників, що описують роботу пневморушії створено розрахункову схему для пневмоприво мобільного транспортного засобу з автономним джерелом живлення (рис. 1), що враховує умови та особливості експлуатації внутрішньозаводського транспорту. Нелінійне диференціальне рівняння, що відображає втрати тиску в магістралях силового приводу, матиме вигляд [1–7]:

$$p_1 - p_l = R_{el} G_n^2 + L_1 \frac{dG_n}{dt}, \quad (1)$$

де R_{el} – коефіцієнти еквівалентного пневматичного опору магістралей нагнітання та зливу; L_{el} – коефіцієнти інерційних утрат у магістралях, якими на першому етапі моделювання можна знехтувати; G_n – витрати стиснутого повітря через магістралі, які пов'язані між собою, а самі пневматичні реактивні опори визначені як

$$R_e = \frac{\rho}{2} \left(\sum_{j=1}^n \lambda_j \frac{l_j}{d_j s_j^2} + \sum_{k=1}^m \frac{\xi_k}{s_k^2} \right), \quad (2)$$

$$L_e = \rho \sum_{j=1}^n \frac{\xi_j}{s_j^2}, \quad (3)$$

де ρ – густина повітря; λ – коефіцієнт опору по довжині магістралі; l, d, s – довжина, діаметр та площа ділянки магістралі; ξ – коефіцієнт втрат тиску на місцевих опорах; s – прохідний перетин місцевих опорів; m, n – кількість опорів.

У цьому випадку загальний баланс витрат повітря через кромки золотникового розподільника при натисканні на керуючий орган-розподільник стиснутого повітря (рис. 1) становитиме (з урахуванням стискування повітря у порожнинах силового циліндра):

$$\begin{cases} G_1 = \mu\beta\Delta p \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_p} \left(\delta_p^{\frac{2}{k}} - \delta_p^{\frac{(k+1)}{k}} \right)} \\ G_2 = \mu\beta p_e \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_e} \left(\delta_e^{\frac{2}{k}} - \delta_e^{\frac{(k+1)}{k}} \right)} \\ G_1 - G_2 = sv_5 + \frac{sh_1}{E} \frac{dp_1}{dt} + \zeta_1 + \zeta_l \end{cases}$$

де p_e – тиск вихлопу, у загальному випадку $p_e \neq 0$; β – довжина дроселюючих щілин; p_l – тиск повітря у магістралі; δ_e – розузгодження при вихлопі через щілину глушника; δp – величина розузгодження при відкритті клапана; k – показник адіабати; μ – коефіцієнт витрати через щілини розподільника; h_1 – довжина впускного отвору; E – модуль пружності повітря; ζ_l – перетікання повітря внаслідок негерметичності порожнини, яке можна визначити за відомим співвідношеннями [2]:

$$\begin{cases} \zeta_l = 0, p_l > p_r \\ \zeta_l = 0.125 \lambda \pi d v_5 h, p_l < p_r \end{cases} \quad (4)$$

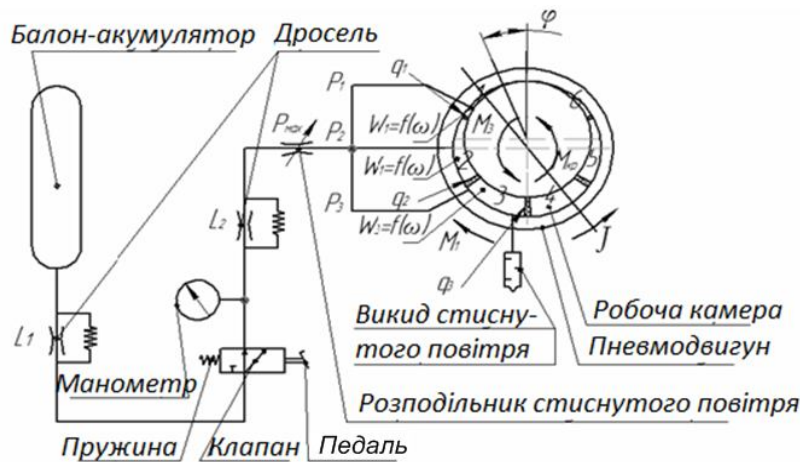


Рисунок 1 – Розрахункова схема пневмопривода транспортного засобу з автономним джерелом живлення.

Отже, розузгодження на чутливому елементі порушуватиме баланс витрат через робочі кромки. Це розузгодження виникає внаслідок подавання керуючого впливу на чутливий елемент.

У загальному випадку рівняння руху ротора матиме вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} = M - M_1 \text{sign } \omega - M_2 \quad (5)$$

де J – момент інерції мас, ω – кутовашвидкість ротора, φ – кут повороту ротора, M – рушійний момент, M_1 – момент сил тертя, M_2 – момент сил корисного опору.

На відміну від пелюсткового пневмодвигуна, пневмодвигун з кільцевим ротором має особливість в роботі кільця. Кільце призначене для врівноваження системи пелюсток – ротор та має свій крутний момент M_3 , що співпадає з напрямком рушійного моменту. Тоді рівняння руху ротора, без врахування сигнатури, матиме наступний вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} = M - M_1 - M_2 + M_3 \quad (6)$$

Рушійний момент, що виникає в i -й камері визначаємо з виразу:

$$M_i = l_k (p_i - p_{i+1}) \cdot (R_g^2 - R^2) / 2 \quad (7)$$

де l_k – висота кільця, R_g – радіус-вектор, R – радіус кільця, p_i – тиск в i -й камері, p_{i+1} – тиск в наступній камері по ходу руху ротора.

Радіус-вектор – величина, що характеризує зміну плеча прикладення сил, що спричиняють рушійний момент (рис. 2).

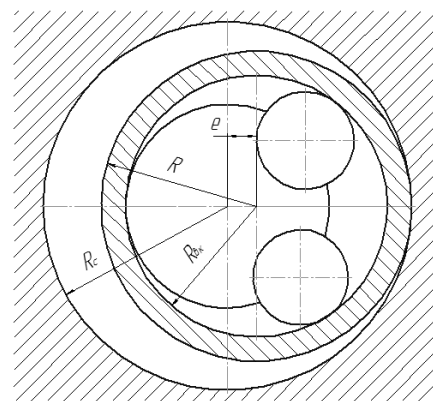


Рисунок 2 – Кінематична схема радіус-вектора Пневмодвигуна

$$R_e = R_c - e \cdot \cos \varphi_i, \quad (8)$$

де R_c – радіус статора.

Виразимо радіус статора через радіус кільця та ексцентриситет [4, 5]:

$$R_e = R + e \cdot (1 - \cos \varphi_i). \quad (9)$$

Таким чином, враховуючи, що момент інерції сталій, рівняння руху ротора отримає вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} = \left\{ l_k \cdot \left[\sum_{i=1}^{z-1} (p_i - p_{i+1}) \cdot ((e \cdot (1 - \cos \varphi_i) + R)^2 - R^2) + \sum_{i=1}^{z-1} (p_{i+1}) \cdot ((e \cdot (1 - \cos \varphi_i) + R)^2 - R^2) \right] - M_1 - M_2 + M_3 \right\}. \quad (10)$$

де z – кількість робочих камер пневмодвигуна.

Використання кільця ротора направлене на врівноваження системи та зменшення навантажень на притискний елемент при русі лопатки. Однак, при використанні такого конструктивного елемента, виявлено просковзування кільця відносно ротора. Момент просковзування кільця визначаємо з виразу

$$M_3 = m_k \frac{d\omega}{dt} \cdot R_e. \quad (11)$$

З урахування виразу (7) момент просковзування кільця в i -й камері отримає вигляд:

$$M_{3i} = m_k \frac{d\omega}{dt} \cdot (R + e \cdot (1 - \cos \varphi_i)) \quad (12)$$

Масу кільця m_k виразимо як добуток об'єму кільця на густину його матеріалу. Кінцевий вираз отримав наступний вигляд:

$$m_k = 2\pi \rho_k l (R^2 - R_e^2). \quad (13)$$

Тоді

$$M_{3i} = (2\pi \rho_k l_k (R^2 - R_e^2)) \frac{d\omega}{dt} \cdot (R + e \cdot (1 - \cos \varphi_i)) \quad (14)$$

де ρ – густина матеріалу кільця, $R_{ек}$ – внутрішній радіус кільця.

Таким чином, рівняння ротора буде мати остаточний вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} = \left\{ l_k \cdot \left[\sum_{i=1}^{z-1} (p_i - p_{i+1}) \cdot ((e \cdot (1 - \cos \varphi_i) + R)^2 - R^2) + \sum_{i=1}^{z-1} (p_{i+1}) \cdot ((e \cdot (1 - \cos \varphi_i) + R)^2 - R^2) \right] - M_1 - M_2 + \left(2\pi \rho_k l_k \cdot (R^2 - R_{ек}^2) \frac{d\omega}{dt} \cdot (R + e \cdot (1 - \cos \varphi_i)) \right) \right\}.$$

На основі даного рівняння побудовано залежність моменту інерції від кута поворота ротора для трьох основних типів конструкцій

пневмодвигуна (рис. 3), що показала найбільш ефективну конструкцію робочої камери пневмодвигу, а саме, використання кільцевого ротора та циліндричного пелюстка.

Робота, що виконується пневмодвигуном, визначається за формулою [1]

$$A = \frac{60 \cdot 7500 \cdot N}{K_1 \cdot Z \cdot \Pi \cdot \zeta} \quad (15)$$

де A – робота, що виконується пневмодвигуном, кг/см; N – потужність двигуна; z – кількість пелюсток; n – частота обертання ротора; ζ – коефіцієнт корисної дії пневмодвигуна.

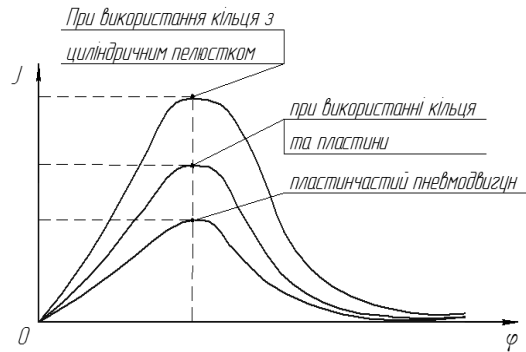


Рисунок 3 – графік залежності моменту інерції від кута поворота ротора

Приймаємо [1, 3] $\zeta = 0,85$; K_1 – коефіцієнт, що враховує вплив товщини лопаток на потужність пневмодвигуна:

$$K_1 = 1 - \frac{B \cdot Z}{2\pi \cdot \mathfrak{R}} \quad (16)$$

Термодинамічні процеси, що протікають в робочій камері роторного пневмодвигуна, аналогічно процесам в порожнинах поршневого пневмодвигуна, але із більш складною системою зміни об'єму робочої камери.

Однак найважливішим питання в дослідженні зазначених процесів є дослідження виділення теплоти при терті пелюстків пневмодвигуна.

Відповідно до першого закону термодинаміки енергія стиснутого повітря, що потрапляє в робочу камеру та теплота, що виділяється при терті пелюстків об кільце ротора йде на зміну внутрішньої енергії повітря в камері та здійсненні зовнішньої роботи.

$$kG_m C T_m dt + dQ_{mp} - dQ = W dp + kpdW, \quad (17)$$

де G_m – витрата повітря; R – газова постійна,

$C = 287 \frac{Дж}{кг \cdot K}$ при $T_m = 290 K$; T_m – температура повітря в магістралі; Q – енергія тепла стиснутого повітря; W – об'єм робочої камери.

Так як об'єм W є функція від кута повороту ротора α , тому вираз отримує вигляд:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k \left[K_1 f_1 \mu \sqrt{T_m} \cdot \varphi(\sigma_1) - \left(\frac{p \omega dW}{d\alpha} + \eta_m (k-1) M_1 \cdot \frac{\omega}{k} \right) \right]}{W(\varphi)} \quad (18)$$

Температуру в робочій камері можна визначити з рівняння стану ідеального газу після перетворення отриманого виразу в загальному вигляді з врахуванням витікання стиснутого повітря:

$$\frac{dT_i}{dT} = \frac{T_i \left[\left(\frac{p_i \omega dW_i}{d\alpha_i} \right) + \left(\frac{W_i dp_i}{dt} \right) - \left(\frac{K_1 p_m f_1 \mu T_i \varphi(\sigma_i)}{T_m} \right) + K_1 p_i f_1 \mu \sqrt{T_i} \varphi \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_i} \right) + K_1 p_r f_1 \mu \sqrt{T_r} \varphi \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_r} \right) \right]}{W_i p_i} \quad (19)$$

За допомогою проведеного розрахунку в розрахунковій програмі Mathcad отримали графіки, що характеризують динаміку руху ротора пневмодвигу при різних значення жорсткості (рис. 4,а), при зміні маси ротора зі сталою жорсткості (рис. 4,а) та при збільшенні моменту тертя (рис. 5,а,б).

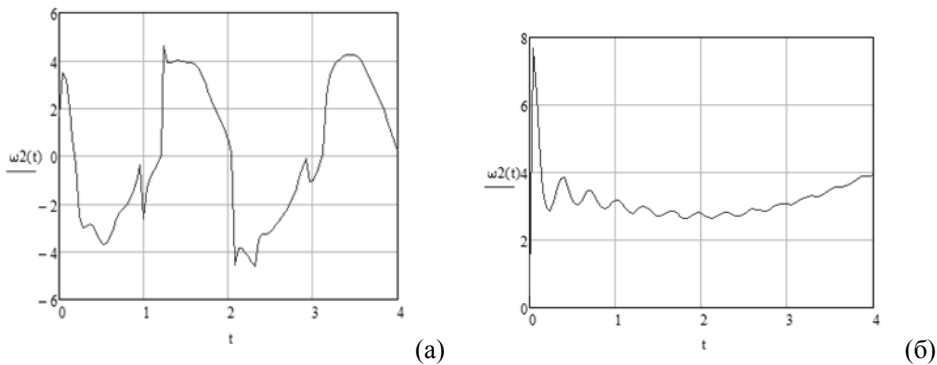


Рисунок 4 – Діаграма впливу жорсткості та маси ротора на динаміку роботи пневмодвигуна з автономним джерелом живлення

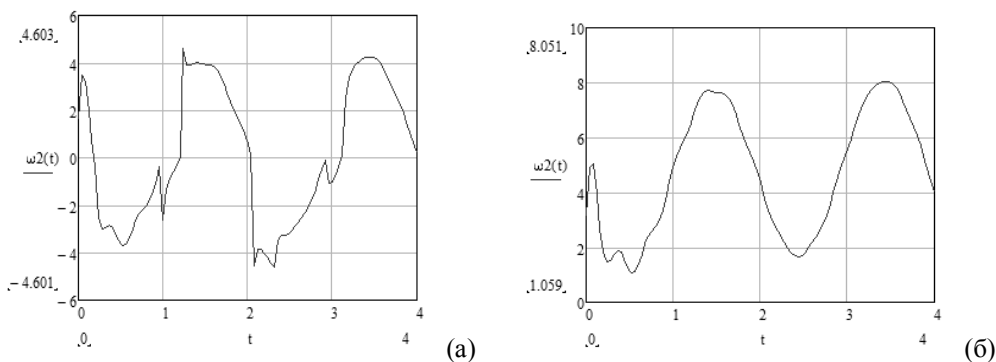


Рисунок 5 – Діаграма впливу моменту тертя на динаміку роботи пневмодвигуна з автономним джерелом живлення

ВИСНОВКИ. Таким чином, з отриманих результатів визначено, що при збільшенні жорсткості системи відбувається незначне врівноваження системи, однак при паралельному збільшенні маси ротора, система врівноважується значно швидше. Але, треба враховувати, що даний пневмодвигун використовується на транспорті з автономним джерелом живлення, тому збільшення ваги ротора повинно відбуватися в межах, передбачених в вимогах до транспортного засобу, а саме: дорожній просвіт, повна маса транспортного засобу.

Визначено найбільш ефективну конструкцію робочої камери пневмодвигу, а саме, використання кільцевого ротора та циліндричного пелюстка, на основі побудованої залежності моменту інерції від кута повороту ротора для трьох основних типів конструкцій пневмодвигуна.

Визначено, що зі збільшенням моменту тертя, робота система врівноважується, що позитивно впливає на енергоефективність пневмодвигуна, так як значною мірою момент тертя ротора залежить від притискної сили пелюстка, що безпосередньо забезпечує герметичність робочих камер.

ЛІТЕРАТУРА

1. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. Пневматические элементы и узлы в устройствах контроля состава и свойств веществ: учебное пособие. – ЭБ-Тамбов: Изд. ТГТУ, 2001. – 88 с.
3. Бондаренко В.Н. Пневматические системы управления технологическими машинами: учебное пособие: ЭБ-Белгород: Изд. БГТУ им. В.Г. Шухова, 2005. – 267 с.

4. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. – Київ, 2006. – 176 с.

5. Схиртладзе А.Г., Иванов В.И., Кареев В.Н. Гидравлические и пневматические системы. – М.: ИЦ МГТУ «Станкин», «Янус-К», 2003. – 544 с.

6. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: учебное пособие. – ЭБ-СПб: Политехн. ун-т, 2009. – 121 с.

7. Наземцев А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы. Часть 1. – М.: Форум, 2004. – 240 с.

ANALYSIS OF OPERATIONAL DYNAMICS OF WORK OF A PNEUMATIC MOTOR OF A MOBILITY TRANSPORT VEHICLE WITH AUTONOMOUS POWER SUPPLY

M. Yatsyna, O. Salenko

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine. E-mail: JacinaKoljan@mail.ru

The authors have examined the conception of influence of the indexes characterized by transformation of motion type of the motor's outlet link, its parameters, compressed air consumption, which are resulted from certain factors that can vary in the course of time. It is substantiated the usage of rotor hoop aiming to balance the system and reduce loadings onto the pressure element during the blade movement. The article considers the thermodynamic processes that take place in the working chamber of rotor pneumatic motor, resemble to the processes in chambers of piston pneumatic motor but with more complicated system of change of the working chamber capacity. Also, the problem of studying the processes of heat release resulted from the friction of petals mentioned above was examined. As a result of research, the authors have determined the impact degree of stiffness and mass of rotor onto the dynamics of pneumatic motor operation. Also, it was found that in case of friction moment increase, which occurs if enlargement of clamping effort of the petal and is aimed to increase air tightness of the working chamber, counterbalance work of the system takes place.

Key words: heat capacity, pneumatic motor, operational dynamics, pressure of the working chamber, inertia moment, torque.

REFERENCES

1. Hertz, E.V. (1985), *Dinamika pnevmaticheskikh system mashin* [Dynamics of automobile pneumatical systems], Mashinostroenie, Moscow, Russia.

2. Mordasov, M.M., Mordasov, D.M., Trofimov, A.V. (2001), *Prevmaticheskie elementy i uzly v ustroistvakh kontrolia sostava i svoistv veshchestv* [Pneumatic elements and units of control devices of composition and properties of substances], TGTU, Tambov, Russia.

3. Bondarenko, V.N. (2005), *Prevmaticheskie sistemy upravleniya tekhnologicheskimi mashinami* [Pneumatical control systems of technological machines], V.G. Shuchova BGTU, Belgorod, Russia.

4. Soltus, A.P. (2006), *Teoriya ekspluatatsiynykh vlastyvostei avtomobilia* [Theory of running characteristics of an automobile], Aristei, Kyiv, Ukraine.

5. Shitrladze, A.G., Ivanov, V.I. (2003), *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie pnevmaticheskie sistemy* [Hydraulic and pneumatical systems], Publ. centre of MGTU "Stankin", "Yanus-K", Moscow, Russia.

6. Donskoy, A.S. (2009), *Matematicheskoe modelirovanie protsessov v pnevmaticheskikh privodakh* [Mathematical modeling of processes in pneumo-drives], Polytekhnicheskii universitet, St.-Petersburg, Russia.

7. Nazemcev, A.S. (2004), *Pnevmaticheskie i gidravlicheskie sistemy* [Pneumatical and hydraulic drives and systems], part 1, Forum, Moscow, Russia.

Стаття надійшла 25.12.2013.