

### ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ПОЖЕЖНОГО НАСОСА З КРИВОЛІНІЙНО-ПРОФІЛЬОВАНИМИ РОТОРАМИ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У НАГНІТАЛЬНОМУ ТА ВСМОКТУВАЛЬНОМУ РУКАВАХ

Проведено аналіз навантажень, що сприймають функціональні механізми пожежного насоса з криволінійно-профільованими роторами з врахуванням динамічних процесів у нагнітальному та всмоктувальних рукавах. Результати аналізу теоретичних положень дозволяють змодельовати критичні навантаження і виявити їх вплив на надійність роботи пожежного насоса.

Розрахункова схема механічної частини досліджуваної пожежної установки представлена на рис. 1

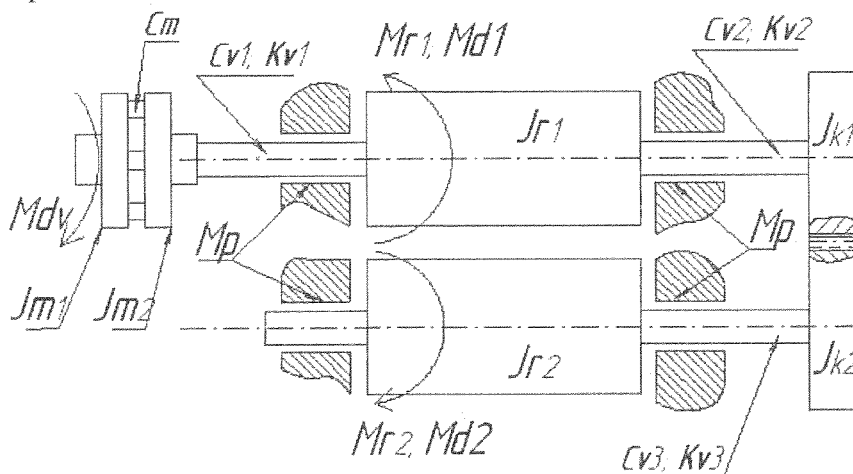


Рис. 1. Розрахункова схема пожежного насоса

Розрахункова схема механічної системи, що складається з двигуна, ротор якого розглядається як тверде тіло, муфти та насоса, подана на рис. 1, де  $J_{m1}$  – момент інерції ротора двигуна з ведучою півмуфтою ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ );  $J_{m2}$  – момент інерції веденої півмуфти ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ );  $J_{r1}$  та  $J_{r2}$  – моменти інерції роторів насоса ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ );  $J_{k1}$ ,  $J_{k2}$  – моменти інерції однакових зубчастих коліс ( $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ). Оскільки кутова жорсткість зубчастого зачеплення є значно вищою від кутової жорсткості валів роторів, передачу будемо вважати абсолютно жорсткою. Кутові жорсткості ділянок валів позначаємо як  $c_{v1}$ ,  $c_{v2}$  та  $c_{v3}$  ( $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ), а коефіцієнти дисипації цих ділянок – як  $k_{v1}$ ,  $k_{v2}$  та  $k_{v3}$  відповідно ( $\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ ). З двигуном насос з'єднується за допомогою пружної муфти, яка передає момент двигуна  $M_{dv}$  ( $\text{Нм}$ ), кутова жорсткість муфти –  $c_m$  ( $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$ ). На ротори діють моменти сил тиску на профільовані ротори  $M_{r1}$  та  $M_{r2}$  ( $\text{Нм}$ ), моменти сил тертя цих роторів об воду або повітря  $M_{d1}$  і  $M_{d2}$  ( $\text{Нм}$ ), а також моменти сил тертя в підшипниках  $M_{p1}$ ,  $M_{p2}$  ( $\text{Нм}$ ). Система рівнянь, що описує динаміку цієї системи під дією прикладених до неї моментів, буде аналогічною системі, описаній у [1].

В основу виводу залежностей, які враховують параметри процесів стиснутого повітря, покладено диференціальне рівняння [2]:

$$dQ = \left( \sum_{i=1}^n Q_{ic} - \sum_{j=1}^k Q_{jc} \right) dt, \quad (1)$$

або:

$$\frac{dQ}{dt} = \sum_{i=1}^n Q_{ic} - \sum_{j=1}^k Q_{jc}, \quad (2)$$

де  $Q_{ic}$  – масові витрати стиснутого повітря, яке поступає в камеру при її наповненні через  $i$ -й канал,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $Q_{jc}$  – масові витрати повітря, яке витікає з цієї ж камери через  $j$ -й канал,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Внаслідок того, що температура повітря, яке відкачується з нагнітального пожежного рукава та температура самого рукава є приблизно однаковими, а тривалість процесу всмоктування води є невеликою ( $t = 15 - 20$  с), процеси, що протікають в стиснутому (розрідженому) повітрі, можна вважати ізотермічними.

Для ізотермічного процесу справедлива залежність

$$dQ = \frac{1}{RT_k} (pdV + Vdp), \quad (3)$$

де  $R$  – газова стала, Дж/моль·К;  $T_k$  – абсолютна температура повітря, К;  $p$  – тиск повітря, Па;  $V$  – об'єм робочої порожнини (камери),  $\text{м}^3$ .

Тоді:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{RT_k} \cdot \frac{pdV + Vdp}{dt}, \quad (4)$$

де

$$\frac{pdV + Vdp}{dt} = \frac{d}{dt} (pV). \quad (5)$$

Підставивши вираз (5) в (4), замінивши  $dQ/dt$  його значенням із формули (2) та зробивши перетворення, отримуємо:

$$\frac{d}{dt} (pV) = RT_k \left( \sum_{i=1}^n Q_{ic} - \sum_{j=1}^k Q_{jc} \right), \quad (6)$$

де

$$Q_{ic} = \frac{\mu_i S_i \varphi_i}{\sqrt{RT_k}} p_{i-1}; \quad (7)$$

$$Q_{jc} = \frac{\mu_j S_j \varphi_j}{\sqrt{RT_k}} p_i. \quad (8)$$

Коефіцієнт витрат повітря через  $i$ -й канал визначається за формулою:

$$\mu_i = \frac{1}{\sqrt{1 + \sum \xi_{np}}}, \quad (9)$$

де  $\sum \xi_{np}$  – сума приведених до найменшого прохідного перерізу  $i$ -ї лінії коефіцієнтів окремих місцевих опорів та опорів прямих ділянок пожежного рукава;  $S_i, S_j$  – найменше прохідне сечення  $i$ -ї та  $j$ -ї ліній,  $\text{м}^2$ ;  $\varphi_i, \varphi_j$  – коефіцієнти витікання із  $i$ -тої та  $j$ -ї ліній.

Коефіцієнт  $\varphi_i$  – залежить від відношення тисків  $p_i/p_{i-1}$ , де  $p_{i-1} > p_i$ , а  $\varphi_j$  – від відношення тисків  $p_j/p_i$ , де  $p_i > p_j$ .

При відношеннях тисків:

$$\beta_i = \frac{p_i}{p_{i-1}} \geq \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k+1}} = \beta_{кр} = 0,528, \quad (10)$$

які відповідають області надкритичного витікання повітря (показник адиабати  $k = 1,41$ ), коефіцієнт  $\varphi_i$  має максимум і визначається за формулою

$$\varphi_{\max} = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \left[ \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{2}{k+1}} - \left(\frac{k+1}{2}\right) \right]} \quad (11)$$

В цьому випадку витікання повітря здійснюється з максимальною швидкістю, рівною швидкості звуку.

Якщо відношення тисків  $\beta_i < \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k+1}}$  відповідає докритичній області, коефіцієнт витікання – величина змінна, що змінюється в межах від  $\varphi_{\max}$  до 0 і визначається за формулою:

$$\varphi_i = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \left[ (\beta_i)^{\frac{2}{k}} - (\beta_i)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (12)$$

Слід врахувати, що тиск і об'єм камер нагнітання та всмоктування є залежними (змінними) від часу величинами. Наприклад  $V_{vsm} = (0,0012 \cdot F_i + c) \cdot L_{rot}$ , де константа  $c$  залежить від ділянки фазового простору, тоді формула (5) набуде такого вигляду:

$$\frac{dp}{dt} V_{vsm} + \frac{dV_{vsm}}{dt} = \sqrt{RT_k} (\mu_i S_i \varphi_i p_{i-1} - \mu_j S_j \varphi_j p_i). \quad (13)$$

Враховуючи те, що:

$$\frac{dV_{vsm}}{dt} = -0,0012 \frac{d\varphi_r}{dt} L_{rot} = -0,0012 \omega_r L_{rot}, \quad (14)$$

де  $\omega_r$  – кутова частота обертання ротора, об/с.

Остаточно рівняння для визначення тиску виглядатимуть таким чином:

$$\frac{dp_{vsm}}{dt} = \frac{\sqrt{RT_k} (\mu_i S_i \varphi_i p_{i-1} - \mu_j S_j \varphi_j p_i) - 0,0012 \omega_r L_{rot} p_i}{V_{vsm}}, \quad (15)$$

і аналогічно для порожнини нагнітання:

$$\frac{dp_{nag}}{dt} = \frac{\sqrt{RT_k} (\mu_i S_i \varphi_i p_{i-1} - \mu_j S_j \varphi_j p_i) + 0,0012 \omega_r L_{rot} p_i}{V_{nag}}. \quad (16)$$

Щодо локалізованої порожнини, то її об'єм постійний:

$$\frac{dp_{loc}}{dt} = \frac{\sqrt{RT_k} (\mu_i S_i \varphi_i p_{i-1} - \mu_j S_j \varphi_j p_i)}{V_{loc}}. \quad (17)$$

З урахуванням вище викладеного, навантаження пожежного насоса з врахуванням динамічних процесів у нагнітальному рукаві можна визначити за допомогою системи рівнянь:

$$\begin{aligned}
 J_{m1} \frac{d^2 \varphi_{m1}}{dt^2} &= \left( Mdv - Cm(\varphi_{m1} - \varphi_{m2}) - km \left( \frac{d\varphi_{m1}}{dt} - \frac{d\varphi_{m2}}{dt} \right) \right) \\
 J_{m2} \frac{d^2 \varphi_{m2}}{dt^2} &= \left( Cm(\varphi_{m1} - \varphi_{m2}) + km \left( \frac{d\varphi_{m1}}{dt} - \frac{d\varphi_{m2}}{dt} \right) - Cv1(\varphi_{m2} - \varphi_{r1}) - kv1 \left( \frac{d\varphi_{m2}}{dt} - \frac{d\varphi_{r1}}{dt} \right) \right) \\
 J_{r1} \frac{d^2 \varphi_{r1}}{dt^2} &= \left( Cv1(\varphi_{m2} - \varphi_{r1}) + kv1 \left( \frac{d\varphi_{m2}}{dt} - \frac{d\varphi_{r1}}{dt} \right) - Cv2(\varphi_{r1} - \varphi_{k1}) - kv2 \left( \frac{d\varphi_{r1}}{dt} - \frac{d\varphi_{k1}}{dt} \right) - Mr1 - Mdl \right) \\
 J_{k1} \frac{d^2 \varphi_{k1}}{dt^2} &= \left( Cv2(\varphi_{r1} - \varphi_{k1}) + kv2 \left( \frac{d\varphi_{r1}}{dt} - \frac{d\varphi_{k1}}{dt} \right) + Cv3(\varphi_{k2} - \varphi_{r2}) + kv3 \left( \frac{d\varphi_{k2}}{dt} - \frac{d\varphi_{r2}}{dt} \right) \right) \\
 J_{k2} \frac{d^2 \varphi_{k2}}{dt^2} &= \left( -Cv2(\varphi_{r1} - \varphi_{k1}) - kv2 \left( \frac{d\varphi_{r1}}{dt} - \frac{d\varphi_{k1}}{dt} \right) - Cv3(\varphi_{k2} - \varphi_{r2}) - kv3 \left( \frac{d\varphi_{k2}}{dt} - \frac{d\varphi_{r2}}{dt} \right) \right) \\
 J_{r2} \frac{d^2 \varphi_{r2}}{dt^2} &= \left( Cv3(\varphi_{k2} - \varphi_{r2}) + kv3 \left( \frac{d\varphi_{k2}}{dt} - \frac{d\varphi_{r2}}{dt} \right) + Mr2 + Md2 \right) \\
 \frac{dp_{nag}}{dt} &= \frac{\sqrt{RT_k} (-Q_{nag} - Q_{vtr\_v1} - Q_{vtr\_v2} - Q_{vtr\_p} - Q_{vtr\_t}) + 0.0012 \frac{d\varphi_{r1}}{dt} L_{rot} p_{nag}}{V_{nag}} \\
 \frac{dp_{loc}}{dt} &= \frac{\sqrt{RT_k} (Q_{vtr\_v1} - Q_{vtr\_ll})}{V_{loc}} \\
 \frac{dp_{vsm}}{dt} &= \frac{\sqrt{RT_k} (Q_{vsm} + Q_{vtr\_ll} + Q_{vtr\_v2} + Q_{vtr\_p} + Q_{vtr\_t}) - 0.0012 \frac{d\varphi_{r1}}{dt} L_{rot} p_{vsm}}{V_{vsm}} \\
 \frac{dp_{ruk}}{dt} &= -\frac{\sqrt{RT_k} Q_{vsm}}{V_{ruk}} \\
 \frac{dh_{ruk}}{dt} &= \frac{Q_{vsm\_vody}}{F_{ruk}}
 \end{aligned} \tag{18}$$

Тоді отримаємо:

- витрати повітря на виході з пожежного насоса:

$$Q_{nag} = \frac{\mu_{nag} S_{nag} k \varphi_{nag}}{\sqrt{RT_k}} p_{nag}, \tag{19}$$

де  $k=1,41$  – показник адіабати;  $\mu_{nag} = 0,95$  (формула 2.34);  $S_{nag} = \pi d_{nag}^2/4$ ;  $d_{nag}$  – діаметр нагнітального пожежного рукава;

- витрати повітря на вході в насос:

$$Q_{vsm} = \frac{\mu_{vsm} S_{vsm} k \varphi_{vsm}}{\sqrt{RT_k}} p_{ruk}, \tag{20}$$

де  $\mu_{vsm} = 0,82$ ;  $S_{vsm} = \pi d_{vsm}^2/4$ ;  $d_{vsm}$  – діаметр всмоктувального пожежного рукава;  $p_{ruk}$  – тиск у нагнітальному пожежному рукаві;

- витрати повітря на радіальних зазорах:

$$Q_{vtr\_v1} = Q_{vtr\_v2} = \frac{\mu_v s_v L_{rot} k\phi_v}{\sqrt{RT_k}} P_{nag}, \quad (21)$$

де  $\mu_v = 0,35$ ;  $s_v = 0,00025$  – радіальний зазор;

- втрати повітря на радіальних зазорах зі сторони порожнини нагнітання:

$$Q_{vtr\_v1} = Q_{vtr\_v2} = \frac{\mu_v s_v L_{rot} k\phi_v}{\sqrt{RT_k}} P_{nag}, \quad (22)$$

де  $\mu_v = 0,35$ ;  $s_v = 0,00025$  – радіальний зазор;

- втрати повітря на радіальному зазорі зі сторони локалізованої порожнини

$$Q_{vtr\_ll} = \frac{\mu_v s_v L_{rot} k\phi_v}{\sqrt{RT_k}} P_{loc}, \quad (23)$$

де  $\mu_v = 0,35$ ;  $s_v = 0,00025$  – радіальний зазор;

- втрати повітря на профільному зазорі:

$$Q_{vtr\_p} = \frac{\mu_p s_p L_{rot} k\phi_p}{\sqrt{RT_k}} P_{nag}, \quad (24)$$

де  $\mu_v = 0,45$ ;  $s_p = 0,0005$  – радіальний зазор;

- втрати повітря на торцевих зазорах:

$$Q_{vtr\_t} = \frac{\mu_t s_t 3R_{rot} k\phi_t}{\sqrt{RT_k}} P_{nag}, \quad (25)$$

де  $\mu_t = 0,48$ ;  $s_t = 0,0005$  – сумарний торцевий зазор.

Висоту піднімання води пожежним насосом у всмоктувальному пожежному рукаві  $h_{vsm}$  зручно визначити, визначивши похідну від швидкості води в рукаві (формула 14). Швидкість води визначається діленням об'ємних витрат  $Q_{vsm}$  на площу всмоктувального пожежного рукава.

Об'ємні витрати води у всмоктувальному рукаві визначаються за формулами: при ламінарному режимі:

$$Q_{vsm\_vody} = \frac{P_{at} - P_{vsm} - \rho g h_{vsm}}{\frac{128}{\pi} \nu \rho \frac{L_{vsm}}{d_{vsm}^4}}; \quad (26)$$

при турбулентному режимі:

$$Q_{vsm\_vody} = \sqrt{\frac{(P_{at} - P_{vsm} - \rho g h_{vsm}) \cdot \pi^2 \cdot d_{vsm}^4}{8\rho\lambda L_{vsm}}}. \quad (27)$$

Слід відмітити, що на практиці висоту піднімання води зменшують через наявність кавітаційних явищ, які виникають при падінні тиску всмоктування до тиску насиченої пари води. З цієї ж причини “стандартний” рівень забору води безпосередньо пожежними насосами становить лише 7 метрів.

Оскільки тертя роторів об повітря суттєво менше від тертя об воду, то величиною моментів дисипації знехтуємо, тобто  $M_{d1} = M_{d2} = 0$ , що може відобразитися на амплітуді кутових коливань роторів. Тут же слід відмітити, що менші значення тисків в процесі всмоктування рідини породжуватимуть менші величини моментів навантаження  $M_t$ , що в свою чергу повинно зменшувати амплітуди кутових коливань роторів.

Система диференціальних рівнянь (18) розв'язана з допомогою багатокрокового чисельного методу Рунге-Кутта 4-го та 5-го порядків точності (в середовищі MatLab - функція ode45) з відносною похибкою  $\delta \leq 1 \times 10^{-6}$  та абсолютними значеннями похибок  $\Delta \leq 1 \times 10^{-6}$  рад для кутових переміщень;  $\Delta \leq 1 \times 10^{-6}$  рад./с для кутових швидкостей роторів та  $\Delta \leq 1 \times 10^{-6}$  Па для тисків.

Аналіз вищенаведених залежностей дозволив встановити, що крутні моменти пожежного насоса, які виникають на ділянках привідного і веденого валів між роторами і зубчастими колесами, мають коливальний характер і коливання ці є періодичними, стаціонарними з однаковими амплітудами та протилежними фазами з частотою приблизно 40 Гц, що при середній кутовій швидкості роторів дорівнює приблизно 140 рад/с, і вказує на подвійну частоту збудження коливань відносно частоти обертання роторів. Однакові протифазні коливання роторів взаємно поглинаються і не передаються на вхідну ділянку вала між ротором та муфтою.

Результати дослідження математичної моделі у формі графічної залежності відносних кутових коливань роторів від часу показують, що вже при напорі 25 м амплітуда відносних коливань роторів є більшою від 0,1 мм, що співрозмірне із технологічно-досяжними значеннями профільних зазорів. З цього випливає, що вплив кутових коливань роторів на величину мікроторного зазору є не менш важливим від впливу температурних деформацій, що підкреслює важливість цієї проблеми для нормального функціонування конструкції пожежного насоса з криволінійно-профільованими роторами.

Вплив дисипації енергії коливальної системи на амплітуду її коливань практично відсутній. З цього можна зробити висновок, що основними (небезпечними) коливаннями роторів є коливання в процесі нагнітання рідини, а не всмоктування, тобто небезпечнішим є режим роботи у якості насоса, а не компресора. Допустимою швидкістю гідродару води обротори є 1,5+1,7 м/с. Збільшення швидкості удару до 2 м/с впливає на надійність експлуатації підшипників, подальше збільшення – на міцність елементів конструкції (рукавів, корпусу) через раптове зростання тиску. Тому необхідно зменшувати оберти привідного вала пожежного насоса в процесі всмоктування рідини і виходити на номінальні значення лише після досягнення відповідного рівня.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Дворянин І. В., Харченко Є. В. *Причини динамічних навантажень елементів привода при експлуатації роторного насоса типу Рутс // Пожежна безпека. - Львів: ЛІПБ, 2002. - № 2. - С. 106-111.*
2. Потураев В.Н., Белобров В.И., Михайличенко Б.И. *Анализ динамики механических систем на аналоговых ЭВМ. - Киев: Техніка, 1982. - 168 с.*

#### ФІЗИКА ДЛЯ ВСІХ

(відгук на підручник Павла Микитовича Воловика

„Фізика для університетів. Повний курс в одному томі ”)

*„В науці необхідна уява, бо вона не вичерпується цілком ні математикою, ні логікою, в ній є щось від краси і поезії”*

Марія Мітчел  
(American Astronomer, 1860)

„Фізика”, що в перекладі з грецької означає „природа”, поряд з іншими природничими науками вивчає властивості та будову матерії, закони взаємодії і руху матеріальних тіл, а тому значення вивчення предмету „фізика” в програмах вищої школи, особливо у вищих технічних закладах, важко переоцінити.