

УДК 621.671-253:53.092

П.М. Калініченко, О.В. Супрун

ОСЬОВЕ РОЗВАНТАЖЕННЯ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ДРОСЕЛЮЮЧИМ БАР'ЄРОМ

Вступ

Сучасний рівень розвитку науки і техніки потребує розширення діапазону робочих параметрів насосного устаткування при жорсткіших вимогах до надійності і ефективності його роботи.

На ротор відцентрового насоса діє складна система сил, з яких найбільшою за величиною є осьова сила. Її фізична природа пов'язана з несиметричністю епюру тиску, що діють на основний і покривний диски робочого колеса. Осьова сила пропорційна напору, що розвивається насосом. У багатоступінчастих насосів вона може досягати значних величин. Для урівноваження осьової сили застосовують різні розвантажувальні пристрої, на яких втрачається до 10 % потужності насоса.

Зараз найбільш поширеним способом урівноваження осьової сили є використання розвантажувальних поршнів і гідроп'ят. Ці пристрої мають ряд недоліків. Так, розвантажувальний поршень врівноважує осьову силу лише на розрахунковому режимі роботи насоса. На нерозрахункових режимах залишкова сила сприймається упорним підшипником. Гідроп'ята є автоматичним врівноважуючим пристроєм. Вона працює при значній витраті рідини, що знижує ККД насоса. На перехідних режимах часто мають місце випадки відмов гідроп'ят внаслідок задирів і механічного зносу торцевих поверхонь. Також необхідні спеціальні заходи для боротьби з пароутворенням внаслідок великих механічних втрат на тертя, що ускладнюють конструкцію п'яти [1–3]. Звідси маємо, що вузол осьового розвантаження ротора відцентрового насоса має резерв підвищення ефективності і надійності машини. Тому задача конструю-

вання врівноважувальних пристроїв є актуальною як з наукової, так і з технічної точок зору.

Постановка задачі

Мета статті – запропонувати нове конструктивне рішення врівноважувального пристрою (дроселюючого бар'єра), що має підвищену надійність і ефективність, розробити методику розрахунку, виконати апробацію на живильному насосі, отримати основні характеристики.

Опис конструкції і принципу роботи врівноважувального пристрою

Дроселюючий бар'єр є системою двох послідовно розташованих торцевих дроселів 1 і 2 (рис. 1). Перший знаходиться в задній пазусі останнього ступеня насоса, а другий утворений розвантажувальним диском 3 і рухливим в осьовому напрямі кільцем 4. Для розкриття зазору в другому дроселі при пуску насоса на торцевій поверхні кільця 4 зроблено сходинку. Кільце підпружинено елементом 5. Саморегулювання зазору 2 виконується внаслідок гідродинамічного ефекту торцевої пари.

Осьова сила врівноважується силою тиску, що діє на розвантажувальний диск 3 і, частково, за рахунок зміни епюру тиску в торцевому дроселі 1. Зміна осьової сили приводить до зсуву ротора, змінюючи зазор у дроселі 1. При збільшенні осьової сили ротор зміщується вліво, розкриваючи зазор, при зменшенні – вправо, закриваючи його. Зазор 2 між рухливим

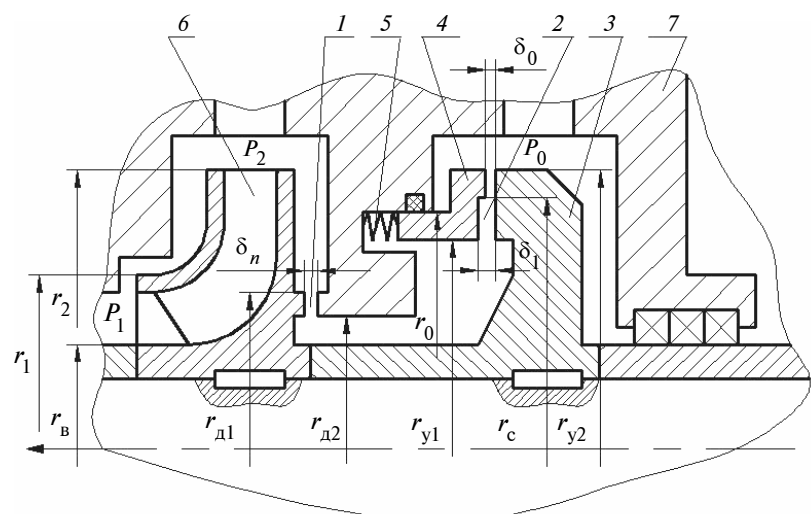


Рис. 1. Розрахункова схема дроселюючого бар'єра: 1, 2 – торцеві дроселі; 3 – розвантажувальний диск; 4 – рухливе кільце; 5 – пружина; 6 – робоче колесо; 7 – корпус насоса

кільцем 4 і розвантажувальним диском 3 при зміні режиму роботи насоса практично не змінюється. Зміна провідності торцевого дроселя 1 веде до зміни тиску в камері розвантажувального пристрою і відновлення рівноваги ротора. Вузол дроселюючого бар'єра є системою автоматичного врівноваження осьової сили на всіх режимах роботи насоса.

Використання в системі дроселюючого бар'єра саморегульованого ущільнення дає можливість зменшити зазор торцевої пари порівняно із зазором у традиційних врівноважувальних пристроях, а отже, помітно понизити об'ємні втрати рідини [4]. Ефективність запропонованого конструктивного рішення також зумовлена зниженням механічних втрат через зменшення площі поверхонь тертя. Згідно з балансними дослідженнями, використання в системі осьового розвантаження дроселюючого бар'єра дає змогу підвищити ККД насоса на 1–1,5 % [5, 6].

Методика статичного розрахунку

Дроселюючий бар'єр є системою осьового розвантаження, що має два ступеня свободи. Тому розрахунок ґрунтується на спільному розв'язанні системи двох рівнянь осьової рівноваги – ротора і кільця.

Витрата рідини через вузол осьового розвантаження ротора визначається таким чином.

Витрата рідини через дросель 1 знаходиться за формулою

$$q_d = g_d \sqrt{p_{d1} - p_{d2} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{d2}^2 - r_{d1}^2)}, \quad (1)$$

де g_d – провідність дроселя:

$$g_d = 2\pi r_{d1} \delta_n \left(\frac{\rho}{2} \zeta_d \right)^{-0,5};$$

ζ_d – коефіцієнт гідравлічного опору дроселя:

$$\zeta_d = \zeta_{вх} + \frac{\lambda}{2\delta_n} r_{d1}^2 \left[\frac{1}{r_{d2}} - \frac{1}{r_{d1}} \right] + \zeta_{вих} \frac{r_{d1}^2}{r_{d2}^2}.$$

Витрата рідини через дросель 2 знаходиться за формулою

$$q_y = g_y \sqrt{p_{y1} - p_{y2} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{y2}^2 - r_{y1}^2)}, \quad (2)$$

де g_y – провідність дроселя ущільнення:

$$g_y = 2\pi r_{y2} \delta_0 \left(\frac{\rho}{2} \zeta_y \right)^{-0,5};$$

ζ_y – коефіцієнт гідравлічного опору дроселя:

$$\begin{aligned} \zeta_y = & \left[\zeta_{вх} + k \left\{ 1 - \frac{r_{y1}}{r_c} \right\}^2 \right] \left[\frac{r_{y2} \delta_0}{r_{y1} (\delta_0 + \Delta)} \right]^2 + \\ & + \frac{\lambda \delta_0^2}{2(\delta_0 + \Delta)^3} r_{y2}^2 \left(\frac{1}{r_{y1}} - \frac{1}{r_c} \right) + \\ & + \left[0,5 \left\{ 1 - \frac{\delta_0}{\delta_0 + \Delta} \right\} + k \left\{ 1 - \frac{r_c}{r_{y2}} \right\}^2 \right] \frac{r_{y2}^2}{r_c^2} + \\ & + \frac{\lambda}{2\delta_0} r_{y2}^2 \left(\frac{1}{r_c} - \frac{1}{r_{y2}} \right) + \zeta_{вих}. \end{aligned}$$

З рівняння балансу витрат

$$q = q_d = q_y \quad (3)$$

вираз для тиску в камері розвантажувального пристрою має такий вигляд:

$$\begin{aligned} p_{d2} = & \frac{g_d^2 (p_{d1} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{d2}^2 - r_{d1}^2))}{g_d^2 + g_y^2} + \\ & + \frac{g_y^2 (p_{y2} - \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{y2}^2 - r_{d2}^2))}{g_d^2 + g_y^2}. \end{aligned} \quad (4)$$

З (1) і (4) визначається витрата рідини через вузол розвантаження

$$\begin{aligned} q = & \frac{g_d g_y}{\sqrt{g_d^2 + g_y^2}} \sqrt{p_{d1} - p_{y2} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{y2}^2 - r_{d1}^2)} = \\ = & g_e \sqrt{p_2 - p_{y2} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{y2}^2 - r_2^2)}, \end{aligned}$$

де g_e – еквівалентна провідність системи двох послідовно розташованих дроселів.

Виразивши перепад тиску через повний і статичний напори робочого колеса ступеня насоса, матимемо

$$q = g_e \sqrt{\gamma (H_1 [n-1] + H_1^p) + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{y2}^2 - r_2^2)}. \quad (5)$$

Рівняння осьової рівноваги ротора насоса запишемо у вигляді

$$\bar{F}_i(n-1) + \bar{F}_{o.c} + \bar{F}_d = 0, \quad (6)$$

де F_i – осьова сила, що діє на i -й ступінь насоса; $F_{o.c}$ – осьова сила, що діє на останній ступінь насоса; F_d – осьова сила, що діє на врівноважувальний диск.

Осьова сила, що діє на i -й ступінь насоса, визначається за формулою [7]

$$F_i = \pi(r_1^2 - r_b^2) \left((p_2 - p_1 - \frac{\rho\omega^2}{8} \left[r_2^2 - \frac{r_1^2 + r_b^2}{2} \right]) - \rho QV; \right.$$

тут ρQV – динамічна складова осьової сили, зумовлена поворотом потоку рідини в каналах робочого колеса; r_b – радіус вала.

Осьову силу, що діє на останній ступінь насоса, виразимо таким чином:

$$F_{o.c} = -\pi p_1(r_1^2 - r_b^2) - \int_{r_1}^{r_2} p_1(r)2\pi r dr + \int_{r_{d1}}^{r_2} p_1(r)2\pi r dr + \int_{r_{d2}}^{r_{d1}} p_d(r)2\pi r dr + \int_{r_b}^{r_{d2}} p_2(r)2\pi r dr - \rho QV. \quad (7)$$

Розподіли тиску по бічних поверхнях робочого колеса визначаються формулами:
розподіл тиску в пазухах ступеня насоса

$$p_1(r) = p_2 + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - r_2^2);$$

розподіл тиску в дроселі 1

$$p_d(r) = p_2 + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - r_2^2) - \frac{\rho q^2}{8\pi^2 r_{d1}^2 \delta_n^2} \left(\alpha \frac{r_{d1}^2}{r^2} + \zeta_{вх} + \frac{\lambda}{2\delta_n} r_{d1}^2 \left[\frac{1}{r} - \frac{1}{r_{d1}} \right] \right);$$

розподіл тиску нижче дроселя 1

$$p_2(r) = p_2 + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - r_2^2) - \frac{\rho q^2}{8\pi^2 r_{d1}^2 \delta_n^2} \zeta_d.$$

Сила, що діє на розвантажувальний диск, визначається формулою

$$F_d = - \int_{r_b}^{r_{y1}} p_3(r)2\pi r dr - \int_{r_{y1}}^{r_c} p_{y1}(r)2\pi r dr -$$

$$- \int_{r_c}^{r_{y2}} p_{y2}(r)2\pi r dr + \int_{r_b}^{r_{y2}} p_4(r)2\pi r dr. \quad (8)$$

Розподіли тиску по бічних поверхнях розвантажувального диска визначаються за формулами:

розподіл тиску до ущільнення

$$p_3(r) = p_{y2} + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - r_{y2}^2) + \frac{\rho q^2}{8\pi^2 r_{y2}^2 \delta_0^2} \zeta_y;$$

розподіл тиску в більшому торцевому зазорі ущільнення

$$p_{y1}(r) = p_{y2} + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - r_{y2}^2) + \frac{\rho q^2}{8\pi^2 r_{y2}^2 \delta_0^2} \times \left[\left[-\alpha + k \left\{ 1 - \frac{r}{r_c} \right\}^2 \right] \left[\frac{r_{y2} \delta_0}{r(\delta_0 + \Delta)} \right]^2 + \frac{\lambda \delta_0^2}{2(\delta_0 + \Delta)^3} r_{y2}^2 \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_c} \right) + \left[0,5 \left\{ 1 - \frac{\delta_0}{\delta_0 + \Delta} \right\} + k \left\{ 1 - \frac{r_c}{r_{y2}} \right\}^2 \right] \frac{r_{y2}^2}{r_c^2} + \frac{\lambda}{2\delta_0} r_{y2}^2 \left(\frac{1}{r_c} - \frac{1}{r_{y2}} \right) + \zeta_{вих} \right], \quad (9)$$

r_c – радіус сходитки;

розподіл тиску в меншому торцевому зазорі ущільнення

$$p_{y2}(r) = p_{y2} + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - r_{y2}^2) + \frac{\rho q^2}{8\pi^2 r_{y2}^2 \delta_0^2} \left(\left[-\alpha + k \left\{ 1 - \frac{r}{r_{y2}} \right\}^2 \right] \frac{r_{y2}^2}{r^2} + \left(\frac{\lambda}{2\delta_0} r_{y2}^2 \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_{y2}} \right) + \zeta_{вих} \right) \right); \quad (10)$$

розподіл тиску на зворотній поверхні розвантажувального диска

$$p_4(r) = p_{y2} + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - r_{y2}^2).$$

Для отримання розгорнутої форми рівняння осьової рівноваги ротора (6) необхідно проінтегрувати розподіли тиску на бічних поверхнях останнього ступеня насоса і розвантажувального диска згідно з виразами (7) і (8).

Рівняння осьової рівноваги рухливого кільця має вигляд

$$\bar{F}_R + \bar{F}_L + \bar{F}_K = 0, \quad (11)$$

де F_R – сила тиску, що розкриває зазор в ущільненні; F_L – зовнішня сила тиску; F_K – сила пружності заздалегідь стислих пружин, $F_K = \text{const}$.

Виразивши сили, які діють на кільце, через тиск рідини, отримуємо

$$\int_{r_{y1}}^{r_c} p_{y1}(r)2\pi r dr + \int_{r_c}^{r_{y2}} p_{y2}(r)2\pi r dr - \pi p_{y1}(r_0^2 - r_{y1}^2) - \pi p_{y2}(r_{y2}^2 - r_0^2) - F_K = 0.$$

Враховавши (9) і (10), рівняння осьової рівноваги кільця (11) перетворимо таким чином:

$$\begin{aligned} & -\pi \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{y2}^2 - r_{y1}^2) \left(\frac{r_{y2}^2 + r_{y1}^2}{2} - r_0^2 \right) + \frac{\rho q^2}{8\pi r_{y2}^2 \delta_0^2} \times \\ & \times \left(\left[-2\alpha \ln \frac{r_c}{r_{y1}} + k \left\langle 2 \ln \frac{r_c}{r_{y1}} - 4 \frac{r_c - r_{y1}}{r_c} + \frac{r_c^2 - r_{y1}^2}{r_c^2} \right\rangle + \right. \right. \\ & \quad \left. \left. + \frac{\lambda}{2(\delta_0 + \Delta)} \frac{(r_c - r_{y1})^2}{r_c} \right] \left\{ \frac{r_{y2} \delta_0}{\delta_0 + \Delta} \right\}^2 + \right. \\ & \quad \left. + \left[0,5 \left\{ 1 - \frac{\delta_0}{\delta_0 + \Delta} \right\} + k \left\{ 1 - \frac{r_c}{r_{y2}} \right\} \right]^2 \frac{r_{y2}^2}{r_c^2} + \right. \\ & \quad \left. + \frac{\lambda}{2\delta_0} r_{y2}^2 \left(\frac{1}{r_c} - \frac{1}{r_{y2}} \right) + \zeta_{\text{вих}} \right] \{ r_c^2 - r_{y1}^2 \} + \left\{ -2\alpha \ln \frac{r_{y2}}{r_c} + \right. \\ & \quad \left. + k \left\langle 2 \ln \frac{r_{y2}}{r_c} - 4 \frac{r_{y2} - r_c}{r_{y2}} + \frac{r_{y2}^2 - r_c^2}{r_{y2}^2} \right\rangle \right\} r_{y2}^2 + \\ & \quad \left. + \frac{\lambda}{2\delta_0} r_{y2}^2 \frac{(r_{y2} - r_c)^2}{r_{y2}} - \zeta_y (r_0^2 - r_{y1}^2) \right) - F_K = 0, \quad (12) \end{aligned}$$

де q – витрата рідини через систему урівноваження, визначується формулою (5).

Розглянемо послідовність розв'язання задачі.

Розрахунок вузла осьового розвантаження заснований на виборі основних геометричних параметрів з умови забезпечення допустимих торцевих зазорів і витрати рідини у всьому діа-

пазоні роботи насоса. Всього потрібно визначити дев'ять невідомих: $r_{d1}, r_{d2}, r_{y1}, r_c, r_0, r_{y2}, \delta_0, \delta_n, \Delta$. Оскільки рівнянь рівноваги два – (6) і (11), то вони дають можливість визначити тільки два замикаючих параметри, але спочатку потрібно задати інші параметри з додаткових умов. За таку умову можна взяти максимально можливу гідростатичну жорсткість пристрою та мінімальну втрату рідини. Деякі параметри можна задати з конструктивних міркувань, наприклад:

1) для забезпечення мінімуму витрати рідини зазори вибираються найменшими, які можливі технологічно; для гідростатичного ущільнення – це порядку 50 мкм, для додаткового дроселя – 100 мкм;

2) максимальна гідростатична жорсткість пристрою матиме місце при мініальному розмірі сходинки $\Delta = 0,2\delta_0$ і радіусі r_c , максимально близькому до r_{y2} ($r_c = r_{y2} - 5$ мм);

3) нижній радіус додаткового дроселя r_{d1} вибирається мінімальним, на 3–5 мм більше радіуса вала r_b ;

4) з чотирьох параметрів ($r_{d2}, r_{y1}, r_0, r_{y2}$), що залишилися, два задаються довільно, а два інших знаходяться з рівнянь рівноваги. Для вибору раціонального рішення необхідно розрахувати кілька варіантів геометрії;

5) за отриманими розмірами пристрою будуються його характеристики, за якими вибирається найбільш раціональне рішення (мінімум витрат рідини і мінімальна зміна зазору в додатковому дроселі при зміні режиму роботи).

Апробація дроселюючого бар'єра на насосі ПЭ 600-300

Насос ПЭ 600-300 – пускорезервний живильний насос, що входить до складу групи живильних насосів парових казанів з тиском 25 МПа, призначений для подачі живильної води в казан.

Вихідні дані для розрахунку: розміри робочого колеса: $r_b = 0,075$ м; $r_{\text{вх.н}} = 0,075$ м; $r_{\text{вх.в}} = 0,096$ м; $r_1 = 0,0975$ м; $r_2 = 0,1575$ м; $n = 6$. Частота обертання ротора і густина рідини: $\omega = 659,7$ с⁻¹; $\rho = 909,3$ кг/м³. Виходячи з конструкційних міркувань, беремо такі геометричні параметри дроселюючого бар'єра: $r_{d2} = 0,0775$ м;

Таблиця. Результати розрахунків дроселюючого бар'єра

Варіант конструкції	Параметр	Подача насоса Q , м ³ /с				
		0,00	0,10	Номінальна	Оптимальна	0,22
<i>A</i> $r_0 = 0,090608$ м $r_{y2} = 0,097829$ м	δ_0 , мкм	50	50	50	50	50
	δ_n , мкм	92,73	90,37	80,715	75	71,1
	q , л/с	2,964	2,853	2,71	2,62	2,552
<i>B</i> $r_0 = 0,089438$ м $r_{y2} = 0,096115$ м	δ_0 , мкм	50	50	50	50	50
	δ_n , мкм	179	160,38	116	100	91,11
	q , л/с	3,249	3,126	2,967	2,866	2,791
<i>C</i> $r_0 = 0,088958$ м $r_{y2} = 0,09541$ м	δ_0 , мкм	—	—	50	50	50
	δ_n , мкм	—	—	168,1	125	108,4
	q , л/с	—	—	3,092	2,986	2,907
<i>D</i> $r_0 = 0,0895$ м $r_{y2} = 0,096$ м	δ_0 , мкм	48,53	48,53	48,53	48,53	48,53
	δ_n , мкм	161,84	147,57	110,29	95,9	87,72
	q , л/с	3,144	3,026	2,871	2,775	2,702

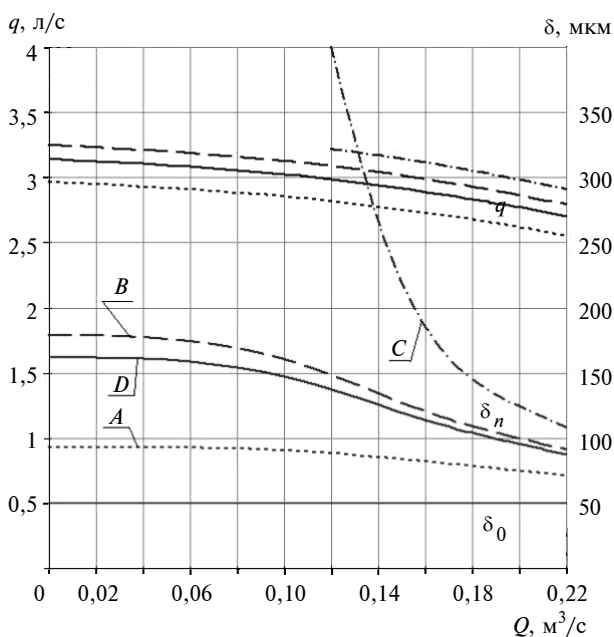


Рис. 2. Робоча характеристика розвантажувального пристрою

$r_{d1} = 0,0825$ м; $r_{y1} = 0,08$ м; $r_c = r_0 + 0,001$ м;
 $\delta_0 = 0,05 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta = 0,05 \cdot 10^{-3}$ м; $F_K = 50$ Н.

Знайшовши розв'язок системи рівнянь (6) і (11) з врахуванням (5), отримуємо замикаючі розміри врівноважувального пристрою при різних значеннях зазору змінного дроселя δ_n . Результати розрахунків зведені в таблицю. Характеристики розвантажувального пристрою з різними розрахунковими параметрами наведені на

рис. 2. Використовуючи метод вибору раціонального рішення, остаточно беремо таку геометрію врівноважувального пристрою (варіант D): $r_{d2} = 0,0775$ м; $r_{d1} = 0,0825$ м; $r_{y1} = 0,08$ м; $r_0 = 0,0895$ м; $r_c = 0,0905$ м; $r_{y2} = 0,096$ м; $\Delta = 0,05 \cdot 10^{-3}$ м; $F_K = 50$ Н; значення зазорів при цих розмірах становлять: $\delta_n = 0,096 \cdot 10^{-3}$ м; $\delta_0 = 0,0485 \cdot 10^{-3}$ м.

Висновки

У статті розглянуто нову конструкцію врівноважувального пристрою для відцентрового насоса – дроселюючий бар'єр, виконано статичний розрахунок та дано послідовність розв'язання задачі проектування. Запропонована конструкція вузла розвантаження ротора має такі переваги:

1) працює при менших у два-три рази витратах рідини, ніж розвантажувальний барабан і гідроп'ята;

2) у конструкції не застосовується циліндричний дросель, який у традиційних пристроях має довжину порядку 150 мм, що зменшує механічні втрати на тертя;

3) при збільшенні осьової сили рівноваги ротора досягається за рахунок збільшення зазору в дроселі 1, а в гідроп'яті, навпаки, збільшення осьової сили веде до зменшення торцевого зазору. В дроселі 2 зазор не змінюється за

рахунок саморегульованого кільця, тому ризик пошкодження торцевих поверхонь у дрослюючого бар'єра менший;

4) даний вузол врівноважує осьову силу на всіх режимах роботи насоса та є автоматичним і не потребує додаткових упорних підшипників чи віджимних пристроїв.

Таким чином, дрослюючий бар'єр забезпечує автоматичне осьове врівноваження ротора насоса у всьому діапазоні його роботи, економічний і має підвищену надійність. Подальші дослідження будуть спрямовані на вдосконалення запропонованого методу врівноваження ротора відцентрового насоса.

П.М. Калиниченко, А.В. Супрун

ОСЕВАЯ РАЗГРУЗКА РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ДРОССЕЛИРУЮЩИМ БАРЬЕРОМ

Предложено новое конструктивное решение уравновешивающего устройства, обладающего повышенной надежностью и эффективностью. Оно получило название дросселирующего барьера. Уход от громоздкого и ненадежного узла осевой разгрузки ротора насоса, которым является гидропята, к осевому уравновешиванию с помощью дросселирующего барьера позволяет заметно повысить общий КПД насоса. Разработана методика расчета, выполнена апробация на питательном насосе.

P.M. Kalinichenko, O.V. Suprun

AXIAL RELIEF OF THE CENTRIFUGAL PUMP ROTOR BY THE THROTTLING BARRIER

This paper describes a novel construction of the equilibrating device with the enhanced reliability and performance, called the throttling barrier, for multistage centrifugal pumps. The application of the axial equilibration by the throttling barrier instead of the hydraulic balancing device, a bulky and unreliable unit of the axial relief of the pump spindle allows drastically increasing a net efficiency of the pump. Furthermore, we elaborate its calculation procedure and test it on a feed pump.

1. *Чегурко Л.Е.* Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1978. – 160 с.
2. *Марцинковский В.А., Ворона П.Н.* Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
3. *Павленко И.В., Корчак А.* Оценка средней наработки до отказа автоматических уравновешивающих устройств центробежных машин // *Вісн. СумДУ. Технічні науки.* – 2007. – № 2. – С. 11–12.
4. *Калиниченко П.М., Супрун А.В.* Самоустанавливающееся уплотнение и методика его расчета // *Вест. машиностроения.* – 2010. – № 7. – С. 43–45.
5. *Калиниченко П.М., Супрун А.В., Чебаненко Р.И.* Сравнительный анализ осевой разгрузки ротора насоса гидроплатой и дросселирующим барьером // *Сучасні технології в промисловому виробництві: Матер. Всеукраїнської міжвузівської наук.-техн. конф.* – Сумы: СумГУ, 2010. – С. 29–30.
6. *Калиниченко П.М., Супрун А.В.* Бесконтактное торцовое уплотнение. Методика расчета // *Там же.* – С. 42–43.
7. *Черкасский В.М.* Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

Рекомендована Радою
Механіко-машинобудівного інституту
НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
5 липня 2010 року