

УДК 614.846.5

*О.М. Ларін, д-р техн. наук, професор, В.В. Чигрин*

## **ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА ВАЛУ ВІДЦЕНТРОВИХ ПОЖЕЖНИХ НАСОСІВ**

У статті розглядається питання визначення величини радіального навантаження на підшипниковий вузол при появі дисбалансу в робочому колесі відцентрового пожежного насоса. Величину дисбалансу збуджує щабінь (розмір, вага), який заклинює на радіальній відстані в порожнинні робочого колеса. Збільшення величини дисбалансу приводить до зменшення строку служби підшипників, а отже і до зменшення залишкового ресурсу відцентрового пожежного насоса (ПН).

*Ключові слова:* відцентровий насос, робоче колесо, вібрація насоса, відцентрова сила, кільця підшипника.

*A. Larin, Doctor of Sc. Tech., V. Chygryn*

## **ESTIMATION OF REMAINING RESOURCE OF BEARING KNOT OF BILLOW OF FIRE CHEMPUMPS**

In the article the question of determination of size of the radial loading is examined on a bearing knot at appearance of disbalance in the driving wheel of centrifugal fireman nasosu. The size of disbalance is excited by a macadam (size, weight) which wedges on radial distance in cavernous driving wheel. The increase of size of disbalance results in diminishing of term of service of bearings, and consequently and to diminishing of remaining resource of centrifugal fireman nasosu (PN).

*Keywords:* centrifugal pump impeller, vibration pump, centrifugal force, the bearing ring.

Однією з причин передчасного виходу насоса зі строю при гасінні пожежі може бути вібрація. Вона виникає в результаті: дисбалансу робочого колеса; кавітації; зламу, обриву лопаток робочого колеса; нещільного прилягання основи підшипникових опор; послаблення кріплення ПН до рами автомобіля. При проведенні технічного обслуговування (ТО) ПН не передбачена операція, яка могла б виявити підвищений (не нормативний) рівень вібрації того або іншого з'єднання, вузла, а також оцінити його залишковий ресурс [1].

У роботі [2] була розглянута вібрація насоса, яка виникла в результаті дисбалансу приводу електродвигуна або руйнування фундаменту. Були запропоновані методи і засоби контролю і моніторингу технічного стану насосних агрегатів по спектральних параметрах вібрації. У даній роботі не було розглянуто питання виникнення дисбалансу в результаті потрапляння в порожнину насоса стороннього предмету та вплив його на довговічність підшипникового вузла.

Метою роботи є визначення величини радіального навантаження на підшипниковий вузол та розрахунок його на довговічність при появі дисбалансу робочого колеса.

Принцип роботи відцентрового насоса заснований на дії відцентрової сили  $F_v$ , що виникає на робочому колесі під час подачі рідини.

$$F_v = a_n \cdot m = \frac{dV}{dt} \cdot m, \quad (1)$$

де:  $V$  – швидкість обертання;  $m$  – вага води.

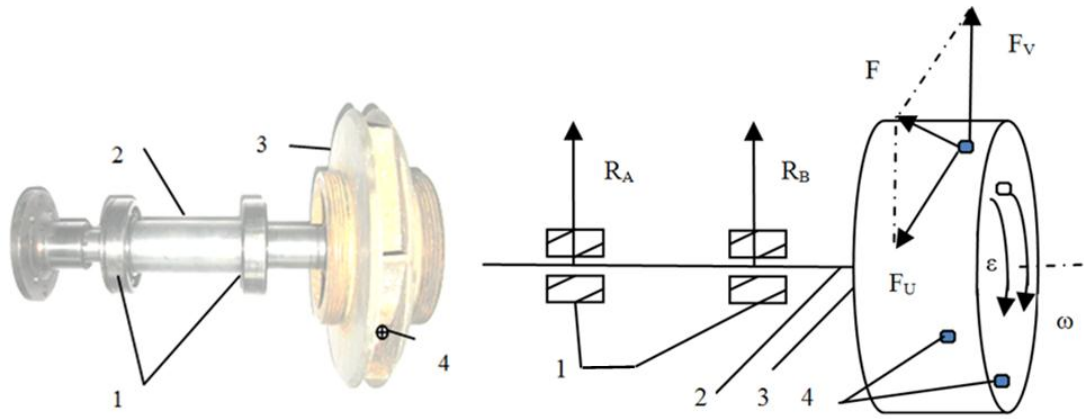


Рисунок 1 – Розрахункова схема відцентрового пожежного насосу  
1 – підшипники, 2 – вал, 3 – робоче колесо, 4 – щєбїнь (сторонній предмет)

Величина нормального прискорення  $a_n$  залежить від кутової швидкості обертання робочого колеса –  $\omega$ , рад/с та радіусу робочого колеса –  $R$ , мм.

Таким чином величина відцентрової сили залежить від радіуса робочого колеса, квадрата кутової швидкості (або частоти обертання) і маси води, що знаходиться між лопатками колеса [3].

Знаючи сумарну величину сил, що діють на підшипник ми зможемо прогнозувати його довговічність та залишковий ресурс. Для цього складаємо розрахункову схему (рис. 1) та визначаємо радіальні опорні реакції для кожної опори  $R_A$  та  $R_B$ .

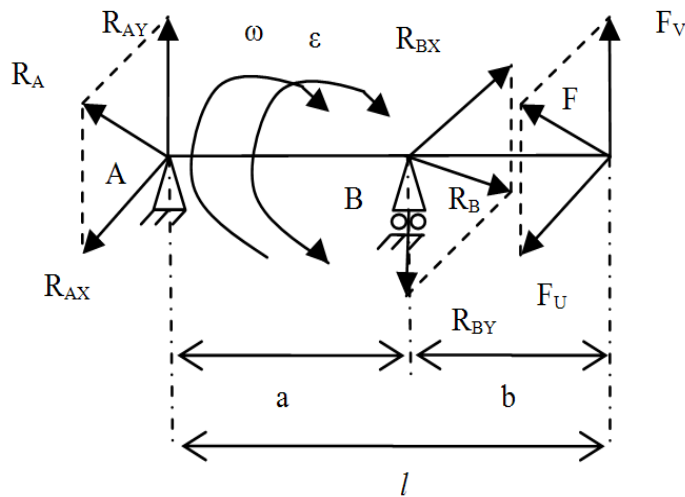


Рисунок 2 – Розрахункова схема радіально опорних реакцій

Розглядаємо варіант, коли у нас система статично не урівноважена, тобто відцентровий пожежний насос працює з потрапляння щєбеню в порожнину робочого колеса без наявності води у всмоктувальній порожнині. Величина радіально опорної реакція в т. А знаходиться при вирішені наступної системи рівнянь (рис. 2)

$$\sum M_A(F_K) = 0. \tag{2}$$

Шляхом математичних перетворень знаходимо  $R_{AX}$  і  $R_{AY}$ :

$$R_{AX} = \frac{F_u \cdot l}{a} - F_u = \frac{b \cdot m \cdot \delta^2 \cdot \varepsilon}{a};$$

$$R_{AY} = \frac{F_v \cdot l}{a} - F_v = \frac{b \cdot m \cdot \omega^2 \cdot \delta}{a}, \quad (3)$$

де,  $a$  – відстань між підшипниками, м ( $a=0,137$  м);  $b$  – відстань від підшипника до робочого колеса, м ( $b=0,099$  м);  $l=a+b$  – довжина валу, м;  $\omega$  – кутова швидкість обертання ( $\omega=2700$  об/хв. при граничному режимі роботи,  $\omega=2200$  об/хв. при оптимальному режимі роботи), рад/с;  $\varepsilon$  – кутове прискорення;  $\delta$  – відстань від центра робочого колеса до стороннього предмета, м;  $m$  – вага стороннього предмету, кг;  $F_u$  – сила інерції, Н. Всі розміри та значення відносяться до ПН-40 УА.

Остаточне значення величини радіально опорної реакція в т. А визначаємо за формулою 4

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{\left(\frac{b \cdot m \cdot \delta^2 \cdot \varepsilon}{a}\right)^2 + \left(\frac{b \cdot m \cdot \omega^2 \cdot \delta}{a}\right)^2} = \sqrt{\frac{b^2 \cdot m^2 \cdot \delta^4 \cdot \varepsilon^2 + b^2 \cdot m^2 \cdot \omega^4 \cdot \delta^2}{a^2}}. \quad (4)$$

Аналогічно шляхом очевидних перетворень знаходимо величина радіально опорної реакція в т. В

$$R_{BX} = \frac{F_u \cdot l}{a} = \frac{m \cdot \delta^2 \cdot \varepsilon \cdot l}{a};$$

$$R_{BY} = \frac{F_v \cdot l}{a} = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot \delta \cdot l}{a}. \quad (5)$$

Остаточне значення величини радіально опорної реакція в т. В визначаємо за формулою 6

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{\left(\frac{l \cdot m \cdot \delta^2 \cdot \varepsilon}{a}\right)^2 + \left(\frac{l \cdot m \cdot \omega^2 \cdot \delta}{a}\right)^2} = \sqrt{\frac{l^2 \cdot m^2 \cdot \delta^4 \cdot \varepsilon^2 + l^2 \cdot m^2 \cdot \omega^4 \cdot \delta^2}{a^2}}. \quad (6)$$

Тобто при потраплянні щебеню в порожнину насоса при розрахунку радіально опорної реакції в площинах X та Y з'являється додаткова сила інерції  $F_u$ , яка суттєво вплине на величину опорних реакцій в точці А і В (рис. 3).

Довговічність підшипника  $L_h$  визначають в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \left(\frac{C}{P}\right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \left(\frac{C}{(X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot 0,6 \cdot P \cdot \pi \cdot (R_1^2 + R_2^2)) \cdot K_\delta \cdot K_T}\right)^m, \quad (7)$$

де  $n_3$  – частота обертання кільця підшипника, об/хв.;  $C$  – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;  $P$  – еквівалентне (приведене) розрахункове навантаження на підшипник, Н;  $m$  – показник ступеня,  $m = 3$  для шарикопідшипників;  $R_r$  – радіальне навантаження на підшипник, Н;  $R_a$  – осьове навантаження на підшипник, Н;  $X$  – коефіцієнт радіального навантаження ( $X=0,56$ );  $Y$  – коефіцієнт осьового навантаження;  $V$  – коефіцієнт обертання, ( $V=1$  при обертанні внутрішнього кільця);  $K_\delta$  – коефіцієнт безпеки ( $K_\delta=1,3$ );  $K_T$  – температурний

коефіцієнт ( $K_T=1$  – робоча температура підшипника менше 100 °С),  $F_o$  - осьова сила, Па;  $P$  - тиск на насосі, Па ( $P=10^6$  Па,  $P=6 \cdot 10^5$  Па – при граничному та оптимальному режимах роботи);  $R_I$  - радіус усмоктувального отвору робочого колеса, м ( $R_I=0,091$  м);  $R_e$  - радіус вала насоса, м ( $R_e=0,018$  м).

Враховуючи вище перелічене отримуємо залежність (точка А формула 8, точка В формула 9) у вигляді

$$L_h = \frac{10^5}{6 \cdot n_3} \left( \frac{C}{0,728 \cdot \sqrt{\frac{b^2 \cdot m^2 \cdot \delta^4 \cdot \varepsilon^2 + b^2 \cdot m^2 \cdot \omega^4 \cdot \delta^2}{a^2}} + 0,0118 \cdot P} \right)^3; \quad (8)$$

$$L_h = \frac{10^5}{6 \cdot n_3} \left( \frac{C}{0,728 \cdot \sqrt{\frac{l^2 \cdot m^2 \cdot \delta^4 \cdot \varepsilon^2 + l^2 \cdot m^2 \cdot \omega^4 \cdot \delta^2}{a^2}} + 0,0118 \cdot P} \right)^3, \quad (9)$$

Дані розрахунки приведені для ситуації коли щебінь заклинив у всмоктувальній порожнині відцентрового пожежного насосу, він працює без подачі води, але при постійному кутовому прискоренню  $\varepsilon=3,2$  рад/с. На основі отриманих результатів та за допомогою програмного забезпечення MAPLE 10 була побудована залежність довговічності підшипників -  $L$  від ваги щебеню -  $m$  та відстані на якій він заклинив –  $\delta$  (рис. 3,а), а також отримана закономірність (формула 10 при частоті обертання кільця підшипника  $n_3=2700$  об/хв та формула 11 при частоті обертання кільця підшипника  $n_3=2200$  об/хв)

$$f(L_h) = 14065 \cdot \delta^2 - 2713,6 \cdot \delta + 15413 \cdot m^2 - 3044,5 \cdot m + 24625 \cdot \delta \cdot m + 1071,7; \quad (10)$$

$$f(L_h) = -15955 \cdot \delta^2 + 2514,5 \cdot \delta + 52987 \cdot m^2 - 4716,2 \cdot m - 88183 \cdot \delta \cdot m + 5396,8. \quad (11)$$

Двигун пожежного автомобілю може розвивати швидкість обертання валу пожежного насосу від 700 до 2700 об/хв. Проаналізувавши формулу 8, 9 можна прогнозувати як зміниться залишковий ресурс підшипника в залежності від частоти обертання валу насосу. Довговічність підшипника знизиться приблизно на 40%.

Під час експлуатації ПН при гасінні пожежі 80% його роботи відбувається при частоті обертання валу  $\omega = 2200$  об/хв. Тобто найбільша вірогідність виходу з ладу підшипника саме на оптимальному режимі роботи ПН. Проаналізувавши вище сказане можна стверджувати, що довговічність підшипників ПН складає  $L_h = 5480,1$  год.

Було визначено точку екстремум даної функції, а саме точку  $\min$ , при котрій значення довговічності підшипника -  $L_h = 929,05$  год буде найменшим (для граничного режиму роботи насосу) та  $L_h = 5257,76$  год (для оптимального режиму роботи насосу). Встановлено, що при зміні швидкості обертання валу насосу довговічність підшипника буде змінюватися за лінійною залежністю (рис. 3,б).

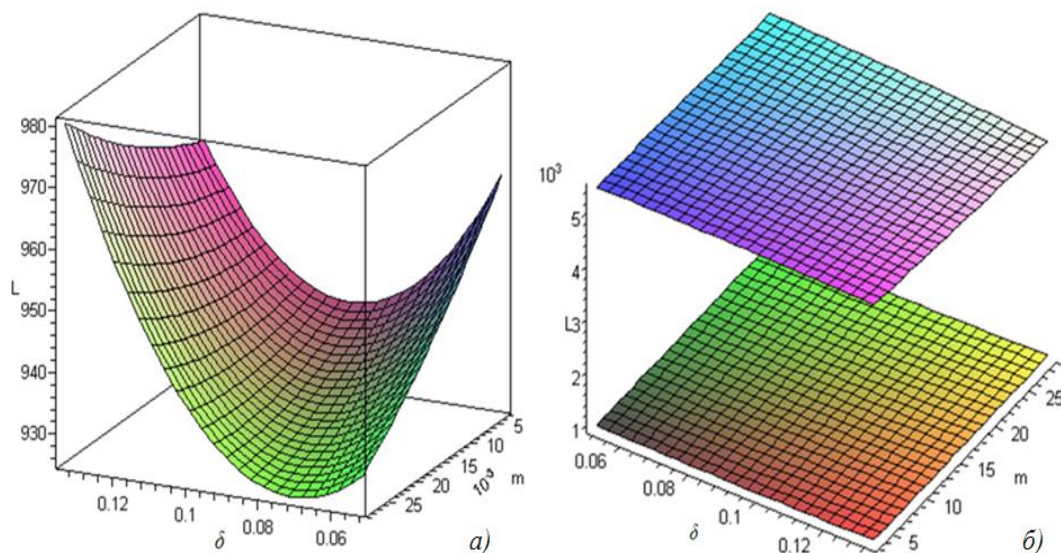


Рисунок 3 – Залежність довговічності підшипників -  $L$  від ваги щебеню -  $m$  та відстані на якій він заклинив -  $\delta$

В даній ситуації відбувається лише накопичення пошкодження та зменшення строку служби підшипникового вузла, але насос ще в змозі виконувати свою основну функцію. Не допустима ситуація коли пожежний насос перестане працювати при гасінні пожежі. Тому подальші дослідження необхідно спрямувати на визначення довговічності підшипникового вузла пожежного насосу при подачі води та наявності у всмоктувальній порожнині стороннього предмету.

Висновок. Отримані в результаті розрахунку дані дозволили зробити висновок, що поява дисбалансу в робочому колесі насосу призводить до зменшення довговічності підшипників (рис. 3). Були отримані залежності довговічності підшипників при граничному (формула 10) і оптимальному (формула 11) режимах роботи насосу. Встановлено, що при потраплянні тах розміру щебеню при граничному режимі роботи насосу довговічність підшипника зменшилась на 2,5 % порівняно з потраплянням тієї ж розміру щебеню без врахування вібраційно – динамічних навантажень.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Настанова з експлуатації транспортних засобів в підрозділах МНС: за станом на 8 серпня 2007 р / МНС. – Офіц. вид. – К.: - МНС, 2007. - 101 с. – (Бібліотека офіційних видань).
2. Костюков А.В., Бойченко С.Н., Костюков В.Н. Диагностика насосно-компрессорных агрегатов путем мониторинга трендов вибропараметров //Диагностика оборудования и трубопроводов: Труды XVII междунар. тематического семинара. - Одесса: РАО «Газпром», 1997. - С. 187-194.
3. Эксплуатация пожарной техники [Яковенко В.Ф., Зайцев А.И., Кузнецов Л.М., Кузнецов Ю.С., Пивоваров В.В., Плосконосов В.Г.]. - М.: Стройиздат, 1991.-416 с.

