

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ВАЛА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ПОЖАРНЫХ НАСОСОВ

Баркалов В.Г., Кривошей Б.И., к.т.н., доцент,
Ларин А.Н., д.т.н., профессор,
Чигрин В.В.

Национальный университет гражданской защиты Украины,
г. Харьков

Одной из причин преждевременного выхода насоса из строя, при тушении пожара, может быть вибрация. Она возникает в результате: дисбаланса рабочего колеса; кавитации; излома, обрыва лопаток рабочего колеса; неплотного прилегания основы подшипниковых опор; ослабление крепления пожарного насоса (ПН) к раме автомобиля. При проведении технического обслуживания ПН не предусмотрена операция, которая могла бы обнаружить повышенный уровень вибрации того или иного соединения, узла, а также оценить его остаточный ресурс [1].

В работе [2] была рассмотрена вибрация насоса, которая возникала в результате дисбаланса привода электродвигателя или разрушения фундамента. Были предложены методы и средства контроля и мониторинга технического состояния насосных агрегатов по спектральным параметрам вибрации. В данной работе не был рассмотрен вопрос возникновения дисбаланса в результате попадания в полость насоса постороннего предмета и влияние его на долговечность подшипникового узла.

Целью работы является определение величины радиальной нагрузки на подшипниковый узел и расчет его на долговечность при появлении дисбаланса рабочего колеса.

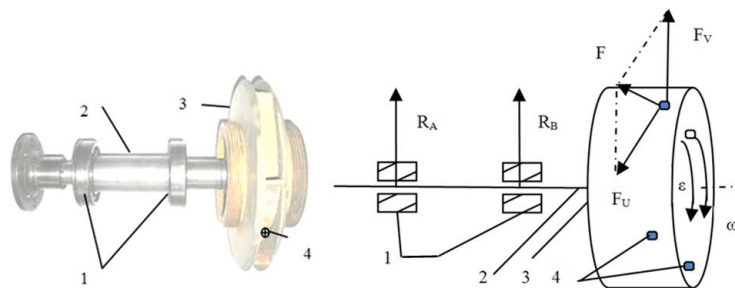


Рисунок 1 - Расчетная схема центробежного пожарного насоса
1 - подшипники, 2 - вал, 3 - рабочее колесо, 4 - щебень (инородное тело)

Зная суммарную величину сил, действующих на подшипник, мы сможем прогнозировать его долговечность и остаточный ресурс. Для этого составляем расчетную схему (рис. 1) и определяем радиальные опорные реакции для каждой опоры R_A и R_B .

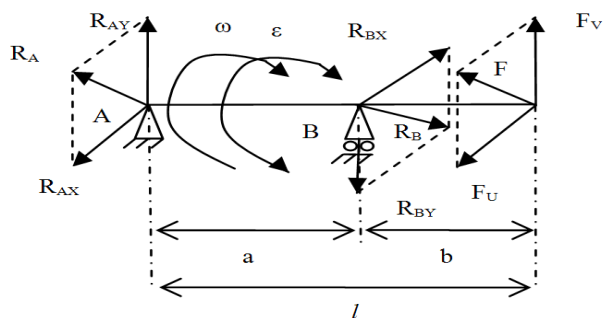


Рисунок 2 - Расчетная схема радиально опорных реакций

Рассматриваем вариант, когда система статически не уравновешена, а центробежный пожарный насос работает с попаданием щебня в полость рабочего колеса без наличия воды во всасывающей полости. Величина радиально опорной реакция в т. А находится при решении следующей системы уравнений (рис. 2)

$$\sum M_A(F_K) = 0. \quad (1)$$

Путем математических преобразований находим величины радиально опорных реакций в т.А и т. В:

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

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

То есть, при попадании щебня в полость насоса, при расчете радиально опорной реакции в плоскостях X и Y появляется дополнительная сила инерции F_u , которая существенно влияет на величину опорных реакций в точке А и В.

Учитывая вышеперечисленное получаем зависимость долговечности подшипника L_h для т. А формула 3, т. В формула 4 в виде

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

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

Расчеты приведены для ситуации когда щебень заклинил во всасывающей полости центробежного пожарного насоса работающего без подачи воды, но при постоянном угловом ускорению $\varepsilon=3,2$ рад/с. На основе полученных результатов и с помощью программного обеспечения MAPLE 10 была получена закономерность (формула 5 при $n_3 = 2700$ об/мин и формула 6 при $n_3 = 2200$ об/мин)

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

$$f(L_h) = -15955 \cdot \delta^2 + 2514,5 \cdot \delta + 52987 \cdot m^2 - 4716,2 \cdot m - 88183 \cdot \delta \cdot m + 5396,8. \quad (6)$$

Нами определена точка экстремума данной функции, а именно точка min, при которой значение долговечности подшипника - $L_h = 929,05$ ч будет наименьшим (для предельного режима работы насоса) и $L_h = 5257,76$ ч (для оптимального режима работы насоса). Установлено, что при изменении скорости вращения вала насоса долговечность подшипника изменятся по линейной зависимости.

Полученные в результате расчета данные позволили сделать вывод, что появление дисбаланса в рабочем колесе насоса приводит к уменьшению долговечности подшипников. Были получены зависимости долговечности подшипников при предельном (5) и оптимальном (6) режимах работы насоса. Выяснено, что при попадании max размера щебня при предельном режиме работы насоса долговечность подшипника уменьшилась на 2,5% в сравнении с попаданием min размера щебня без учета вибрационно - динамических нагрузок.

Список литературы

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.