

**Хлопенко Н.Я.,
Сидорика И.Н.**

Национальный университет
кораблестроения имени адм. Макарова,
г. Николаев, Украина
E-mail: igor.sidorika@yandex.ua

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА ПРИ РАЗБАЛАНСИРОВКЕ ВАЛА

УДК 621.671: 621.822.2

Исследовано влияние торцовых биений гребня на работоспособность масляной пленки упорного подшипника скольжения многоступенчатого центробежного питательного насоса. На конкретном примере показано, что при разбалансировке ротора насоса подшипник выходит из строя из-за разрушения масляного слоя торцовыми биениями гребня.

Ключевые слова: насос центробежный, подшипник скольжения упорный, разбалансировка вала, работоспособность.

Введение

При скоростях вращения вала, характерных для многоступенчатых центробежных питательных насосов, возникают знакопеременные усилия на самоустанавливающиеся подушки упорного подшипника скольжения (УПС), вызванные действием периодических сил, возникающих при торцовых биениях зеркала гребня вследствие разбалансировки вала, вызванной различного рода неуравновешенностями (дисбалансами масс). Это приводит к нарушению гидродинамического режима трения и, как следствие, к преждевременному износу рабочих поверхностей трения, а в ряде случаев и к выходу подшипника из строя. Поэтому представляется *актуальным* исследование работоспособности УПС с самоустанавливающимися подушками многоступенчатого центробежного питательного насоса при торцовых биениях гребня.

Целью настоящей работы является исследование работоспособности УПС многоступенчатого центробежного питательного насоса при разбалансировке вала.

Для исследования работоспособности УПС многоступенчатого питательного центробежного насоса при разбалансировке вала предложены зависимости для расчета динамических нагрузок на подушки. Они получены из общего случая, приведенного в работе [1]. Критерием работоспособности насоса служило отношение амплитудного значения динамической нагрузки, возбуждаемой торцовыми биениями гребня, к статическому усилию на подушку. Для нормальной работы подшипника это отношение не должно превышать значения 0,5. Расчеты проводились применительно к УПС насоса ПЭ 600-300-4. Показано, что при значениях динамической жесткости масляной пленки [2, 3], не превышающих коэффициента жесткости тонкого подкладного кольца (ТПК) под точками опор подушек, подшипник выходит из строя из-за разрушения масляного слоя, вызванного торцовыми биениями гребня при разбалансировке вала.

Конструктивная схема насоса и основные расчетные формулы

Конструктивная схема многоступенчатого центробежного насоса представлена на рис. 1.

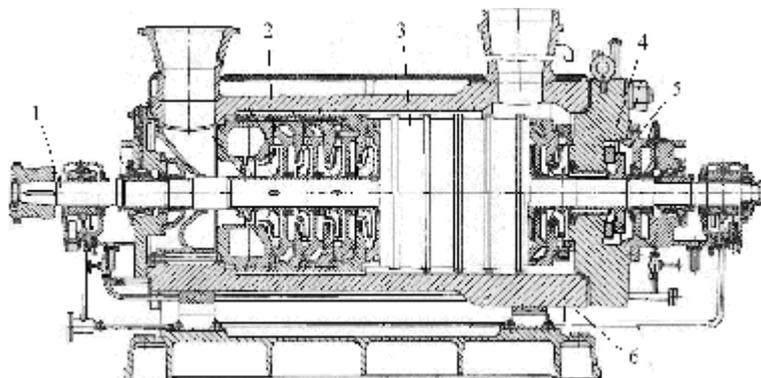


Рис. 1 – Конструктивная схема насоса:
1 – вал; 2 – рабочее колесо;
3 – корпус внутренний; 4 – подушки;
5 – гребень; 6 – корпус наружный

Основными его деталями являются внутренний 3 и наружный 6 корпуса, вал 1 с жестко закрепленными на нем рабочими колесами 2 и гребнем 5, образующим с самоустанавливающимися подушками 4 упорный подшипник скольжения (УПС).

При работе насоса на рабочие колеса (см. поз. 2) действуют силы, образующиеся за счет поворота потока жидкости, поступающей в межлопаточные каналы. На установившемся режиме работы подшипника осевая составляющая равнодействующей этих сил уравнивается равнодействующей гидродинамических реакций масляных пленок подушек, а радиальная – обычно приводит к разбалансировке вала вследствие технологических погрешностей изготовления рабочих колес.

Торцовые биения зеркала гребня, возникающие при разбалансировке вала, вызывают знакопеременные нагрузки на подушки со сдвигом по фазе. Эти нагрузки при аппроксимации торцовых биений гармонической функцией $A_z \cos \omega t$ с угловой частотой вращения вала ω рассчитываются по формулам

$$N_i = k_{\partial i} \left(-\omega \left((\beta_{f_i} + A_z \sin \gamma_i) \cos \omega t + (\alpha_{f_i} - A_z \cos \gamma_i) \sin \omega t \right) \right) + \left(i = \overline{1, z_n} \right), \\ + k_{\text{ж}i} \left((\alpha_{f_i} - A_z \cos \gamma_i) \cos \omega t - (\beta_{f_i} + A_z \sin \gamma_i) \sin \omega t \right),$$

где

$$\alpha_{f_i} = \alpha_i + \alpha; \quad \beta_{f_i} = \beta_i + \beta;$$

A_z – амплитуда торцового биения гребня под точками опор подушек;

$\gamma_i = 2\pi(i-1)/z_n$ – начальная фаза для i -й подушки;

z_n – число подушек;

t – время;

величины α , β , α_i , β_i определяются в процессе решения системы алгебраических уравнений

$$\left(-m_1 \omega^2 + \sum_{i=1}^{z_n} k_{\text{ж}i} \right) \alpha - \omega \beta \sum_{i=1}^{z_n} k_{\partial i} + \sum_{i=1}^{z_n} k_{\text{ж}i} \alpha_i - \omega \sum_{i=1}^{z_n} k_{\partial i} \beta_i = \\ = \omega A_z \sin \gamma_i \sum_{i=1}^{z_n} k_{\partial i} + A_z \cos \gamma_i \sum_{i=1}^{z_n} k_{\text{ж}i}; \\ \left(\omega \sum_{i=1}^{z_n} k_{\partial i} \right) \alpha + \left(\sum_{i=1}^{z_n} k_{\text{ж}i} - m_1 \omega^2 \right) \beta + \omega \sum_{i=1}^{z_n} k_{\partial i} \alpha_i + \sum_{i=1}^{z_n} k_{\text{ж}i} \beta_i = \\ = \omega A_z \cos \gamma_i \sum_{i=1}^{z_n} k_{\partial i} - A_z \sin \gamma_i \sum_{i=1}^{z_n} k_{\text{ж}i}; \\ k_{\text{ж}i} \alpha - k_{\partial i} \omega \beta + (c_n + k_{\text{ж}i} - m_2 \omega^2) \alpha_i - k_{\partial i} \omega \beta_i = \\ = k_{\text{ж}i} A_z \cos \gamma_i + \omega k_{\partial i} A_z \sin \gamma_i; \\ k_{\partial i} \omega \alpha + k_{\text{ж}i} \beta + k_{\partial i} \omega \alpha_i + (c_n + k_{\text{ж}i} - m_2 \omega^2) \beta_i = \left(i = \overline{1, z_n} \right) \\ = k_{\partial i} \omega A_z \cos \gamma_i + k_{\text{ж}i} A_z \sin \gamma_i,$$

где m_1 , m_2 – соответственно масса вала и подушки;

c_n – коэффициент жесткости ТПК под точками опор подушек.

Эта формула получена из работы [1]. Она учитывает динамические характеристики масляных пленок подушек – коэффициенты эффективной упругости $k_{\text{ж}i}$ и демпфирования $k_{\partial i}$ и перекос корпуса подшипника, при помощи которого определяются эти характеристики [2, 3].

Обсуждение полученных результатов

Расчеты проводились применительно к упорному подшипнику скольжения с самоустанавливающимися подушками высоконапорного центробежного питательного насоса ПЭ 600-300-4 со следующими исходными данными: длина подушки на среднем радиусе 4,5 см; ширина подушки 4 см; средний ра-

диус подушки 9,4 см; толщина подушки 1,4 см; число подушек $z_n = 6$; статическая нагрузка на подушку $P_{cm} = 3,08$ кН; масса вала с рабочими колесами с заполненной жидкостью и гребнем 576 кг; масса

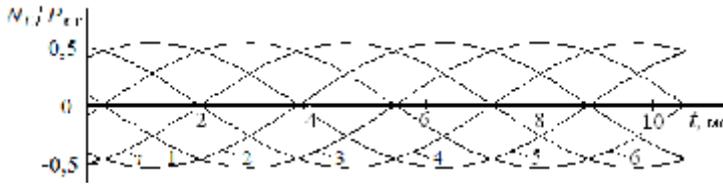


Рис. 2 – Зависимости от времени t безразмерных нагрузок N_i / P_{cm} , $i = \overline{1, 6}$, $A_z = 100$ мкм, $c_n = 1,66 \cdot 10^7$ Н/м

Н·с/м для каждой подушки. Расчеты проводились при коэффициентах жесткости c_n ТПК $1,66 \cdot 10^7$ Н/м и $1,66 \cdot 10^8$ Н/м. В процессе вычислений рассчитывались для каждой подушки отношения нагрузки N_i

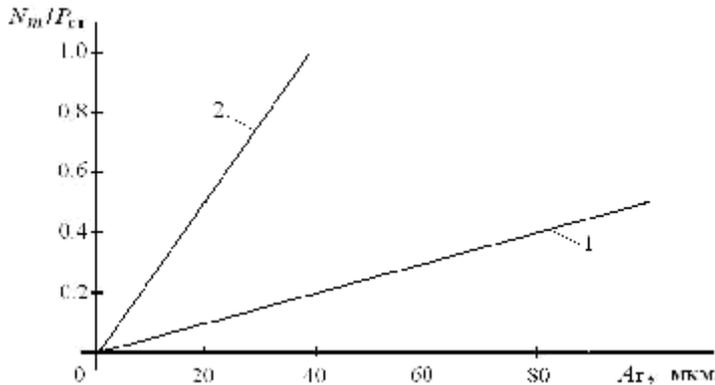


Рис. 3 – Влияние амплитуд торцовых биений гребня A_z на отношение N_m / P_{cm} :
1 – $c_n = 1,66 \cdot 10^7$ Н/м; 2 – $1,66 \cdot 10^8$

на подушку насоса ПЭ600-300-4 оптимальное значение этого коэффициента принято равным $1,66 \cdot 10^7$ Н/м при максимально допускаемой амплитуде торцового биения гребня 100 мкм. Оно на порядок меньше динамической жесткости масляной пленки $C_i = \sqrt{k_{жсi}^2 + (\omega \cdot k_{oi})^2}$ подушки.

Таким образом, проведенные исследования позволили установить, что упорные подшипники скольжения высоконапорных центробежных питательных насосов надежно выполняют свои функции при значениях динамической жесткости масляной пленки, по крайней мере, на порядок превышающих коэффициент жесткости тонкого подкладного кольца под опорными телами качения подушек.

Выводы

1. Дисбалансы роторов, порождающие торцовые биения гребня, являются причиной повреждения упорных подшипников скольжения многоступенчатых центробежных питательных насосов.
2. Эффективным способом защиты упорных подшипников скольжения от повреждений, вызванных разбалансировкой валов многоступенчатых центробежных питательных насосов, является использование тонкого подкладного кольца под опорными телами качения подушек с коэффициентом жесткости, по крайней мере, на порядок меньшим динамической жесткости масляной пленки.

Литература

1. Хлопенко Н. Я. Несущая способность главного упорного подшипника судовой дизель-редукторной установки [Текст] / Н.Я. Хлопенко, И.Н. Сидорика // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2008. – № 3. – С. 6-10.
2. Хлопенко Н. Я. Влияние пузырьков газа на нелинейные динамические характеристики масляной пленки подпятника [Текст] / Н.Я. Хлопенко // Инженерно-физический журнал. – 1996. – Т.69. – № 1. – С. 90-97.
3. Романовский Г. Ф. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин: Монография [Текст] / Г.Ф. Романовский, Н.Я. Хлопенко. – Николаев: НУК, 2007. – 140 с.

Поступила в редакцию 12.11.2013

Khlopenko M.Y., Sidorika I.M. The operability of the thrust bearing multistage centrifugal pump at unbalance of the shaft.

At shaft speeds typical of to multi-stage centrifugal pumps, arise variable efforts on pillows thrust-bearing, caused by the action of periodic forces arising at end faces beats of a mirror the crest of the shaft due to unbalance caused by the different kinds of lack of balance. This leads to violation of the hydrodynamic regime of friction and, as a consequence, to premature wear of working surfaces of friction, and in some cases to failure the bearing.

To study operability thrust bearing of the multistage centrifugal pump at imbalance his shaft used previously developed by us method of calculation of dynamic loads on the pillows.

Investigated the influence of axial eccentricity tolerances the crest on the operability of the oil film thrust-bearing multistage centrifugal feed pump. A specific example is shown that with unbalance of the pump rotor bearing fails due to the destruction of the oil layer at a axial eccentricity tolerances the crest.

Keywords: centrifugal pump. bearing thrust, unbalancing the shaft, operability.

References

1. Hlopenko N. Ja., Sidorika I.N. Nesushhaja sposobnost' glavnogo upornogo podshipnika sudovoj dizel'-reduktornoj ustanovki./ Problemi tribologii (Problems of Tribology), 2008, No 3, pp.6-10.
2. Hlopenko N. Ja. Vlijanie puzyr'kov gaza na nelinejnye dinamicheskie karakteristiki masljanoj plenki podpjatnika. Inzhenerno-fizicheskij zhurnal, 1996, T. 69, No 1, pp. 90-97.
3. Romanovskij G.F., Hlopenko N.Ja. Dinamika upornyh podshipnikov skol'zhenija sudovyh turbomashin: Monografija , Nikolaev. NUK, 2007, 140 P.