

## ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ РАСЧЁТНОЙ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ МАЛОВЯЗКИМИ РАБОЧИМИ СРЕДАМИ

<sup>1</sup>Силаев Б.М., <sup>2</sup>Даниленко П.А., <sup>1</sup>Долгих Д.Е.

<sup>1</sup>Самарский университет, г. Самара, diman121198@mail.ru,

<sup>2</sup>ООО «Инвестиционно-промышленная компания «Промстройинжиниринг», г. Москва

*Ключевые слова: подшипники качения, маловязкие среды, керосин, жидкий кислород*

Известно, что во многих отраслях современного машиностроения таких, как авиакосмическое двигателестроение, химические и нефтяные отрасли, узлы трения, среди которых существенное место занимают подшипники качения, работают со смазыванием и охлаждением рабочими маловязкими средами – низкомолекулярными углеводородами и криогенными жидкостями – это керосин, жидкий кислород, вода и её растворы и др. Указанные жесткие условия эксплуатации подшипников качения требуют весьма осторожного и тщательного подхода к определению параметров их функционирования, особенно это относится к назначению параметров жидких сред, в которых работают подшипники качения.

Известно [1], что для обеспечения высокой работоспособности подшипников качения в указанных условиях, необходимо в процессе их работы обеспечивать большие прокачки указанных сред. Это вызывает достаточно высокие перепады давления прокачки, что не всегда выполнимо из соображений прочности сепараторов подшипников качения. С другой стороны, т.к. маловязкие рабочие жидкости, используемые в качестве смазочных сред, в большинстве своем являются низкокипящими, снижение перепада давлений прокачки через подшипник повышает опасность возникновения кавитационных явлений в полостях подшипниковых узлов, что дополнительно усложняет условия их эксплуатации вследствие ухудшения режима трения в контактной зоне и их виброакустических характеристик.

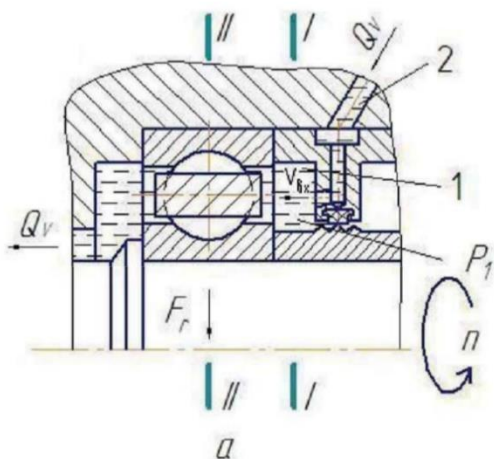


Рис. 1 – Конструктивная схема подшипникового узла

В данном случае необходимо исходить из условия обеспечения взаимосвязи гидроакустических параметров прокачиваемой смазочно-охлаждающей среды (давления  $p_1$  и скорости  $v_1$  набегающего потока жидкости во входной камере подшипникового узла – рис.1) с нагрузочно-скоростными параметрами подшипника ( $F_r, n$ ). При этом давление среды в камерах подшипникового узла не должно быть ниже давления насыщенных паров  $p_s$  жидкости во избежание развития опасных явлений кавитации.

Решение задачи получено из рассмотрения уравнения Бернулли (энергии) в относительном движении для двух сечений: одно сечение I-I (рис.1) непосредственно во входной камере 1 подшипникового узла и другое сечение II-II – в области минимального давления – это область с зазором между сепаратором и кольцами подшипника, где максимальной скорости течения  $v_{max}$  соответствует минимальное давление  $p_{1max}$ , поэтому можно записать

$$p_{1min} + \rho v_1^2 / 2 = p_{min} + \rho v_{max}^2 / 2 \quad (1)$$

где  $p_{1min}$  – минимально необходимое давление во входной камере подшипникового узла, обеспечивающее бескавитационный режим работы. После преобразования уравнения (1) получим безразмерную величину  $C_{p(n)}$ , называемую коэффициентом давления [2]:

$$C_{p(n)} = (p_{1min} - p_{min}) / (\rho v_{max}^2 / 2) - 1. \quad (2)$$

Подставляя в (2) критическое давление  $p_s$  как функцию действующей нагрузки на подшипник  $F_r$  и частоты вращения  $n$ , получим так называемый коэффициент кавитации:

$$\sigma_{k(n)} = [p_{1min} - p_s(F_r, n)] / (\rho v_1^2 / 2)^2. \quad (3)$$

Преобразовывая (3), окончательно получим выражение для определения давления  $p_{1min}$  во входной камере подшипникового узла, обеспечивающее бесрывный, т.е. устойчивый режим работы подшипника:

$$p_{1min} = \sigma_{k(n)} \cdot (\rho v_1^2 / 2) + p_s(F_r, n). \quad (4)$$

Коэффициент кавитации  $\sigma_{k(n)}$  должен определяться экспериментально для каждого типа жидкой среды. В первом приближении его можно принимать в пределах  $\sigma_{k(n)} = 0,02 \dots 0,3$  [3].

Практически давление во входной камере подшипниковых узлов  $p_1$  должно приниматься с учётом потерь по тракту, т.е. таким, которое предотвращало бы кавитационные явления

$$p_1 \geq p_{1min} = \sigma_{k(n)} \cdot (\rho v_1^2 / 2) + p_s(F_r, n). \quad (5)$$

Таким образом, предлагаемая методика расчётной оценки давления прокачки жидкостной среды через полость подшипникового узла обеспечит повышение надёжности работы опоры качения за счёт учёта её рабочих параметров.

### Список литературы

1. Силаев Б.М. О расчёте прокачки жидкости для смазки и охлаждения подшипника // Вестник машиностроения. 1981. №39. С. 27-30.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа: Учеб. для вузов. 7-е изд., испр. М.: Дрофа, 2003. 840 с., 311 ил., 22 табл. (Классики отечественной науки).
3. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 376 с., ил.

### Сведения об авторах

Силаев Борис Михайлович, профессор, д-р техн. наук. Область научных интересов: трение и изнашивание в аэрокосмической технике.

Даниленко Павел Александрович, инженер. Область научных интересов: опоры качения двигателей летательных аппаратов.

Долгих Дмитрий Евгеньевич, студент. Область научных интересов: конструкция жидкостных ракетных двигателей.

## INCREASING THE ACCURACY OF THE CALCULATED ESTIMATION OF THE PARAMETERS OF THE LUBRICATION AND COOLING SYSTEM OF ROLLING BEARINGS WITH LOW-VISCOUS WORKING ENVIRONMENT

<sup>1</sup>Silaev B.M., <sup>2</sup>Danilenko P.A., <sup>1</sup>Dolgikh D.E.

<sup>1</sup>Samara National Research University, Samara, Russia, diman121198@mail.ru

<sup>2</sup>LLC Investment and Industrial Company «Promstroyengineering»

*Keywords: rolling bearings, low-viscosity environment, kerosene, liquid oxygen.*

The purpose of the pressure drops when pumping a low-viscosity fuel fluid through a rotating rolling bearing is considered.