

**Хлопенко Н.Я.,
Сорокина Т.Н.**

Национальный университет
кораблестроения имени адм. Макарова,
г. Николаев, Украина
E-mail: tan-sorokina@yandex.ru

**РАЦИОНАЛЬНЫЙ ВЫБОР ДАВЛЕНИЯ
ПОДВОДА СМАЗКИ, РАСПОЛОЖЕНИЯ
И ДИАМЕТРА ПИТАТЕЛЯ
ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО
ПОДПЯТНИКА С КАРМАНАМИ РЭЛЕЯ**

УДК 621.822

Проведены теоретические исследования рационального выбора давления подвода смазки, диаметра и расположения питателя в питающей канавке гидростатодинамического подпятника с карманами Рэлея при турбулентном режиме течения смазки.

Ключевые слова: подпятник гидростатодинамический с карманами Рэлея, давление подвода смазки, диаметр питателя, канавка питающая, выбор параметров.

Введение

При конструировании гидростатодинамического подпятника с карманами Рэлея возникает необходимость выбора давления подвода смазки к каждому ступенчатому сегменту, диаметра и расположения питателя в каждой питающей канавке. Эти параметры, как показывают исследования, проведенные нами в работах [1, 2], оказывают существенное влияние на статические характеристики подпятника. Поэтому представляется актуальным определение рациональных значений указанных параметров.

Целью данной работы является определение рациональных значений давления подвода смазки к каждому сегменту, диаметра и расположения питателя в питающей канавке гидростатодинамического подпятника с карманами Рэлея.

Для определения рациональных значений указанных параметров использовался численный алгоритм решения термогидродинамических уравнений турбулентного режима течения смазки [1]. В этом алгоритме был исключен баланс расходов смазки в каждом узле конечно-разностной сетки, так как учет этого фактора снижает точность расчетов статических характеристик подпятника.

На конкретном примере при заданной нагрузке на подпятник и частоте вращения вала рассчитывались толщина несущего зазора между зеркальными поверхностями трения [2], максимальный перегрев масляной пленки, объемный расход масла через питатель и потери мощности на трение в зависимости от избыточного давления подвода смазки к каждому сегменту. По этим зависимостям, допускаемой температуре и толщине несущего зазора, в несколько раз превышающей критическое значение [3], определялось рациональное значение этого давления. Найденное значение давления и допускаемая толщина несущего зазора использовались при вычислениях грузоподъемности, объемного расхода масла, потерь мощности на трение и температуры смазочного слоя каждого ступенчатого сегмента при различных значениях отклонения центра отверстия питателя от его среднего положения в питающей канавке. Также проведен численный анализ этих характеристик при двух значениях диаметра питателя и различных значениях толщины несущего зазора. Это позволило определить рациональное значение диаметра питателя и его местоположение в указанной канавке.

Результаты расчета и их анализ

В качестве примера использовался гидростатодинамический подпятник с карманами Рэлея с исходными данными, приведенными в работе [2]. Смазкой служило масло марки MIL-L-23699. Его допускаемая температура составляет по данным работы [4] 180 °С.

Численные расчеты проводились с использованием конечно-разностной сетки секторного в плане сегмента размера 80 × 80. При таких размерах сетки относительная погрешность в определении давлений в ее узловых точках не превышала 0,01 %, а температур – 0,1 %. Критериями работоспособности подпятника служили допускаемая температура масла при заданной толщине смазочного слоя. При всех вычислениях статических характеристик подпятника (давлений, температур, толщин смазочного слоя, потерь мощности на трение и грузоподъемности) температура масла в питателе принималась равной 120 °С.

На рис. 1 приведены зависимости статических характеристик подпятника от давления подачи смазки P_{ex} в смазочный слой при заданной грузоподъемности 1 кН и частоте вращения 20000 об/мин. Как и следовало ожидать, с увеличением давления подвода смазки толщина несущего зазора h_0 ступенчатого сегмента и объемный расход смазки Q растут, а максимальная температура масляного слоя T и потери мощности на трение N_{mp} падают. Так, при давлении подачи смазки 0,35 МПа величина смазоч-

ного слоя равна 56 мкм, а температура смазки составляет 149,5 °С. Это давление не вызывает проблемы в обеспечении прочности трубок питателя, а масляный слой жидкостного трения имеет достаточно большой запас по толщине несущего зазора.

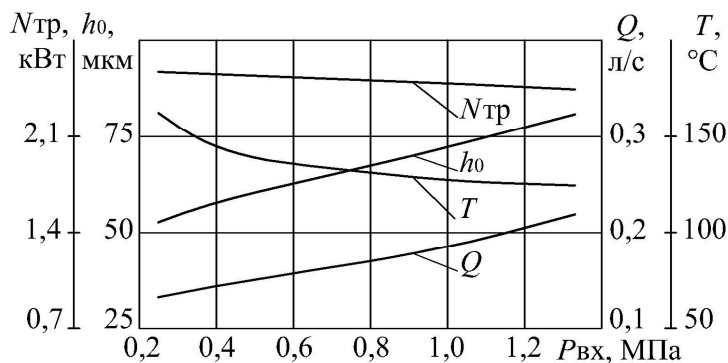


Рис. 1 – Влияние давления подвода смазки $P_{вх}$ на статические характеристики отдельного сегмента подпятника при нагрузке 1 кН:

h_0 – толщина несущего зазора;
 T – максимальная температура масляного слоя;
 $N_{тр}$ – потери мощности на трение;
 Q – объемный расход смазки

На рис. 2 представлены зависимости грузоподъемности W , максимальной температуры масляного слоя T , объемного расхода смазки Q и потери мощности на трение $N_{тр}$ ступенчатого сегмента подпятника от процентного отношения ε отклонения центра питателя от центра питающей канавки к длине этой канавки. Они получены на установившемся режиме работы подпятника при давлении подвода смазки 0,35 МПа и той же частоте вращения пяты, что и в предыдущем случае. Видно, что отклонение питателя от центра канавки оказывает слабое влияние на статические характеристики подпятника. Этот результат имеет принципиальное значение при определении местоположения питателя в канавке подпятника.

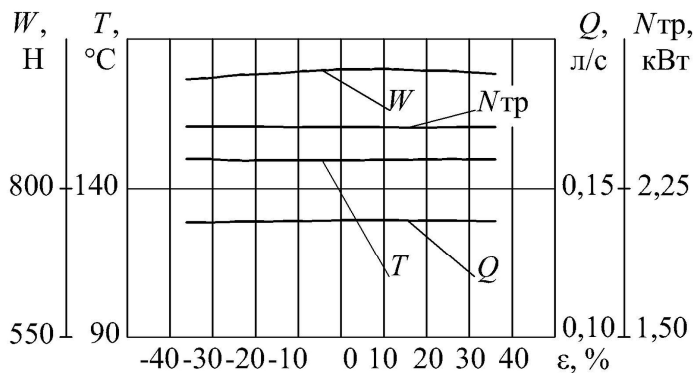


Рис. 2 – Влияние отклонения ε центра питателя на статические характеристики отдельного сегмента подпятника при $h_0 = 56$ мкм:

W – грузоподъемность;
 T – максимальная температура масляного слоя;
 $N_{тр}$ – потери мощности на трение;
 Q – объемный расход смазки

На рис. 3 приведены графические зависимости, характеризующие изменение грузоподъемности W , максимальной температуры масляного слоя T , расхода смазки Q и потери мощности на трение $N_{тр}$ от толщины смазочного слоя h_0 при двух различных значениях диаметра проходного сечения питателя 3 мм (сплошная линия) и 10,8 мм (штриховая линия) и ширине питающей канавки 10,8 мм. Их сравнение показывает, что при диаметре питателя 10,8 мм наблюдается заметное снижение грузоподъемности W , потерь мощности на трение $N_{тр}$ и расхода смазки Q , а также незначительное повышение максимальной температуры масляного слоя T в диапазоне изменения h_0 от 50 до 100 мкм. Поэтому рекомендуется использовать диаметр проходного сечения питателя 3 мм.

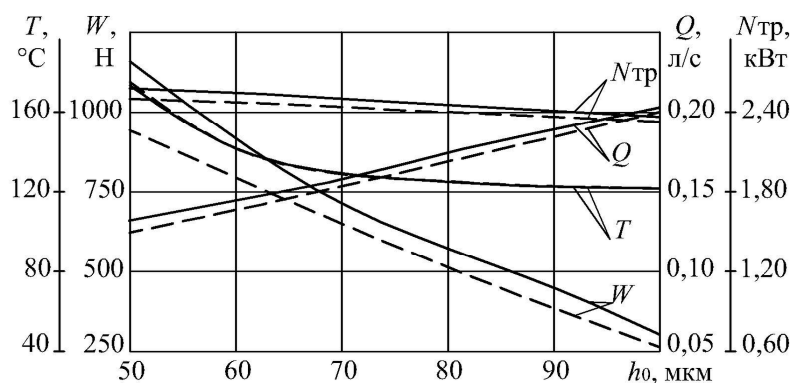


Рис. 3 – Зависимость статических характеристик отдельного сегмента подпятника от толщины смазочного слоя h_0 при диаметрах питателя 3,0 мм (сплошная линия) и 10,8 мм (штриховая линия):
 W – грузоподъемность;
 T – максимальная температура масляного слоя;
 $N_{тр}$ – потери мощности на трение;
 Q – объемный расход смазки

Таким образом, проведенный анализ результатов расчета статических характеристик гидростатодинамического подпятника с карманами Рэлея позволил определить рациональные значения давления подвода смазки и диаметра проходного сечения питателя, а также его расположение в питательной канавке.

Выводы

1. При конструировании гидростатодинамических подпятников с карманами Рэлея следует определять рациональные значения давления подвода смазки, диаметра питателя и его расположение в питательной канавке по допускаемым значениям толщины несущего зазора и температуры смазочного слоя.
2. При рационально выбранных значениях давления подвода и температуры смазки грузоподъемность подпятника возрастает с уменьшением диаметра питателя, а расход смазки и потери мощности на трение изменяются незначительно.

Литература

1. Хлопенко, Н. Я. Разностные схемы и точность решения термогидродинамических уравнений смазки подпятника Рэлея [Текст] / Н. Я. Хлопенко, Т. Н. Сорокина // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2015. – № 2. – С.101-105.
2. Хлопенко, Н. Я. Турбулентная неизотермическая смазка ступенчатого подпятника Рэлея [Текст] / Н. Я. Хлопенко, Т. Н. Сорокина // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2013. – № 4. – С.40-45.
3. Stachowiak, G. W. (Gwidon W.) Engineering tribology [Текст] / Gwidon W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor. – Elsevier Butterworth – Heinemann, 2013. – 4 rd ed. – 854 p.
4. Tribology Data Handbook : An Excellent Friction, Lubrication, and Wear Resource [Текст] / ed. by E. Richard Booser. – CRC Press LLC, 1997. – 1099 p.

Поступила в редакцию 01.03.2016

Khlopenko N.Y., Sorokina T.N. Rational choice of oil supply pressure, feeder diameter and it's arrangement for hybrid Reyleigh step bearing.

The geometrical and operation conditions of the feeder are the main problem of the hydrostatodynamic (hybrid) bearing optimal characteristics selection. Supercharge pressure change at the step bearing lubrication supply is one of the most important operation characteristic. The feeder diameter change and it's arrangement along the feeder groove mean much to geometrical characteristics.

The main aim of the article is to determine the influence of the feeder along the feeder groove, feeder diameter and the supercharge pressure change on the static characteristics by the different rotor rotation of hybrid bearing.

Our calculations gives the positive result, notably, the supercharge pressure change considerable improve the hybrid bearing static characteristics. The feeder diameter change at the different operating clearances and it's arrangement along feeder groove gives the possibility to determine its optimal characteristics and arrangement. As evident from researches the big feeder diameter brings the static characteristics degradation to the hybrid bearing. The optimization of the geometrical and regimes features was carried out at the turbulent regime including the lubrication temperature and viscosity parameters.

As a result of calculations for feeder optimization there were determined the following evidences – lubrication temperature, which are not exceed the critical value for the present oil and provided acceptable step- bearing exploitation features. The results can become the basic part for the further hybrid bearing design.

Key words: hybrid Reyleigh step bearing, oil supply pressure, feeder diameter, feeder groove, optimal parameters.

References

1. Khlopenko, N. Ya. Raznostnye skhemy i tochnost resheniia termogidrodinamicheskikh uravnenii smazki podpiatnika Releia. N. Ya. Khlopenko, T. N. Sorokina. Problemy trybolohii (Problems of Tribology). 2015. №2. pp.101–106.
2. Khlopenko, N. Ya. Turbulentnaia neizotermicheskaia smazka stupenchatoho podpiatnika Releia. N. Ya. Khlopenko, T. N. Sorokina. Problemi tribologii (Problems of Tribology). 2013. №4. pp. 40–45.
3. Stachowiak G. W. (Gwidon W.) Engineering tribology. Gwidon W. Stachowiak, Andrew W. Batchelor. Elsevier Butterworth – Heinemann, 2013. 4 rd ed. 854 p.
4. Tribology Data Handbook : An Excellent Friction, Lubrication, and Wear Resource. ed. by E. Richard Booser. CRC Press LLC, 1997. 1099 p.