

**Хлопенко Н.Я.,
Сидорика И.Н.**

Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова,
г. Николаев, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА ПРИ ТОРЦОВЫХ БИЕНИЯХ ГРЕБНЯ И ОСЕВЫХ КОЛЕБАНИЯХ ВАЛА ПО ОТНОШЕНИЮ К КОРПУСУ

Введение

В работах [1, 2] разработан метод расчета несущей способности главного упорного подшипника судовой дизель-редукторной установки при торцовых биениях гребня и вынужденных осевых колебаниях валопровода.

Целью настоящей работы является экспериментальное определение рабочих характеристик и проверка достоверности метода расчета несущей способности упорного подшипника при торцовых биениях гребня и осевых колебаниях.

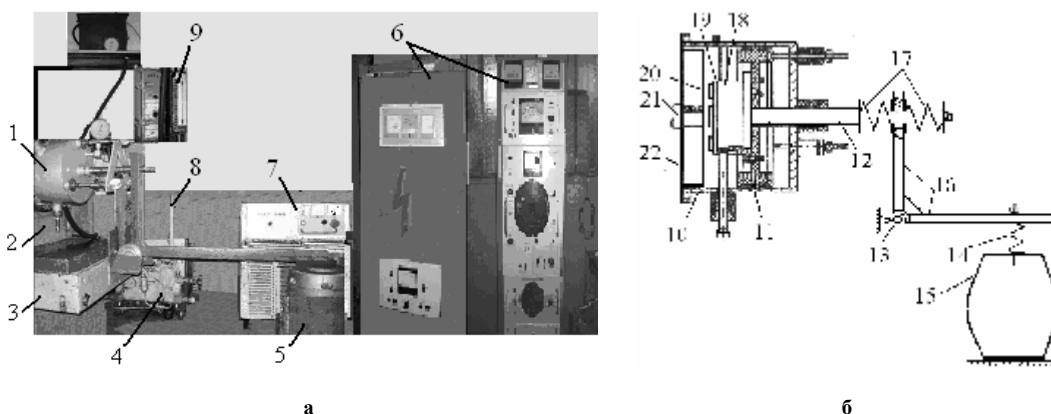
Экспериментальные исследования проводились на стенде [3]. В этом стенде корпус подшипника, способный перемещаться в осевом направлении вместо вала, вовлекался в колебательное движение под действием длительного осевого гармонического воздействия. Это воздействие, имитирующее регулярную динамическую составляющую упора гребного винта, создавалось вибратором вибростенда ВЭДС-200А при помощи специально изготовленного рычажного приспособления. Непрерывные измерения рабочих параметров подшипника проводились автоматизированным измерительным комплексом [4]. В процессе экспериментальных исследований измеряли частоту вращения гребня, толщину масляной пленки под точкой опоры подушки и контролировали ее температуру на входной и выходной кромках одной из шести одинаковых подушек, шарнирно опертых на тонкое подкладное кольцо. Гармоническую нагрузку, приложенную к подвижному корпусу подшипника (см.[1]), определяли по результатам измерения деформаций пружин рычажного приспособления.

Опыты проводились в условиях ламинарного течения смазки в несущих зазорах между гребнем и подушками, характерного для ГУП судовых валопроводов.

В результате проведенных экспериментальных исследований получено хорошее совпадение теории и опытов. Расхождение между теоретическими и экспериментальными данными толщины масляной пленки под точкой опоры подушки не превышает 17 % и находится в пределах погрешности измерений, не превышающей 18 %.

Общий вид экспериментальной установки и продольный разрез головки с рычажным приспособлением и вибратором

Общий вид экспериментальной установки представлен на рис. 1, а, а продольный разрез головки с рычажным приспособлением на рис. 1, б.



**Рис. 1 – Общий вид экспериментальной установки (а)
и продольный разрез головки (б) с рычажным приспособлением и вибратором**

Экспериментальная установка состоит из экспериментальной головки 1, опорно-упорного узла 2, электродвигателя постоянного тока независимого возбуждения мощностью 40 кВт (на рис. 1 не показан), смонтированных на фундаменте 3, гидравлического нагружающего устройства, циркуляционной системы смазки, электродинамического нагружающего устройства, аппаратуры, датчиков и приборов. Гид-

гидравлическое нагружающее устройство создает необходимую статическую нагрузку на испытуемый подшипник, а электродинамическое нагружающее устройство – дополнительное гармоническое воздействие. Опорно-упорный узел обеспечивает удержание вала, соединенного с якорем электродвигателя, и предотвращает осевое перемещение гребня, жестко связанного с этим валом, при его нагружении.

Продольный разрез экспериментальной головки показан на рис. 1, б. Она представляет собой гидроцилиндр со встроенным упорным подшипником скольжения. Гидроцилиндр состоит из корпуса 10 и поршня 11 со штоком 12. Корпус гидроцилиндра с помощью фланца прикреплен к опорно-упорному узлу (рис. 1, а). Рабочая полость гидроцилиндра сообщается с помощью медной трубки с цилиндрической полостью поршневого насоса 4, образующего с гидроцилиндром гидравлическое нагружающее устройство. Поршневой насос 4 приводится в движение при помощи рукоятки 8. Упорный подшипник скольжения состоит из корпуса 18, гребня 22 и шести подушек 20, шарнирно опертых на тонкое подкладное кольцо 19. В одной из шести подушек встроен индуктивный трансформаторный датчик для измерения толщины масляной пленки под точкой опоры подушки [3].

Электродинамическое нагружающее устройство (рис. 1, б) состоит из рычажного приспособления и вибростенда ВЭДС - 200А (поз.5, 6 на рис. 1, а). Рычажное приспособление (рис. 1, б) выполнено в виде Г-образного рычага 16 с цилиндрическим шарниром 13 с двумя шарикоподшипниками, посаженными по напряженной посадке на ось, концы которой жестко прикреплены к фундаменту. Рычаг 16 с одного конца связан при помощи пружин 17 со штоком 12 поршня 11 гидроцилиндра, а с другого конца – при помощи пружины 14 со столом вибратора 15 вибростенда ВЭДС-200А.

Пуск электродвигателя осуществляется сварочным трансформатором ВДУ-504 (поз. 7 на рис. 1, а). Ток обмотки возбуждения регулируется реостатом 9.

Проверка, расположение, установка и тарировка датчиков

Контрольно-измерительные приборы и датчики, предназначенные для задания нагрузки на подшипник и измерений амплитуды торцовых биений гребня, перекаса корпуса, частоты вращения вала, толщины масляной пленки и ее температур на входной и выходной кромках подушки, входят в состав экспериментальной установки [3]. Их проверка, расположение и установка подробно описаны в работах [3, 4].

Для определения гармонической осевой нагрузки на подшипник, создаваемой вибратором, использовались два пьезоэлектрических преобразователя Д14 с коэффициентами преобразований $1,62 \text{ мВс}^2/\text{м}$ каждый.

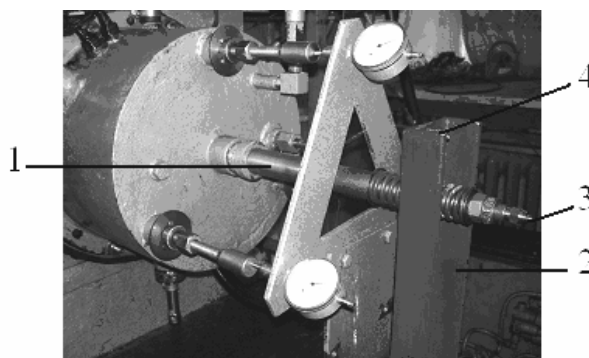


Рис. 2 – Расположение пьезоэлектрических преобразователей:
1 - шток гидроцилиндра;
2 – Г-образный рычаг,
3, 4 – датчики Д14

Проверка действительных значений коэффициентов преобразования этих датчиков проводилась в соответствии с ГОСТ 8.246-77. Согласно этому стандарту преобразователи Д14 и эталонный датчик Д13 крепились к столу вибратора вибростенда ВЭДС-200А при помощи шпилек. На базовой частоте 1000Гц измерялись напряжения с датчиков Д14 и Д13. По этим напряжениям рассчитывались коэффициенты преобразований датчиков Д14, значения которых не более чем на 3 % отличались от паспортных данных.

Расположение пьезоэлектрических преобразователей Д14 показано на рис.2. Один из них (поз.3) закреплен на шпильке к плоскому торцу штока 1 поршня гидроцилиндра, а другой (поз.4) прикреплен шпилькой к концу рычага 2 электродинамического нагружающего устройства на наименьшем расстоянии от первого датчика. При этом плоскости прилегания торца штока и рычага к датчикам шлифовались не ниже чем по девятому классу чистоты.

Пьезоэлектрические преобразователи Д14 подключались к автоматизированному измерительному комплексу [4]. Данный измерительный комплекс производит непрерывные измерения истинных значений электрических сигналов с визуализацией на экран монитора персонального компьютера.

Проверку тарировочной кривой [см.3] трансформаторного датчика проводили в масле М63/12Г при его подключении к автоматизированному измерительному комплексу. Отклонений от этой кривой не наблюдалось.

Методика проведения опытов

Экспериментальные исследования упорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками, опертыми на тонкое подкладное кольцо, проводятся на установившемся режиме работы по методике [3], состоящей из следующей последовательности действий:

1. Перед началом опытов измеряется амплитуда торцовых биений рабочей поверхности гребня, точно так же, как и в работе [3].

2. Проводятся опыты по определению перекоса корпуса, как и в работе [3].

3. Производятся измерения амплитуд ускорений штока поршня гидроцилиндра и конца Г-образного рычага электродинамического нагружающего устройства и рассчитывается амплитуда динамической нагрузки на подшипник по формуле:

$$P_{дин} = \frac{c}{\sqrt{2} k \omega_B^2} \sqrt{U_1^2 + U_2^2 - 2U_1U_2 \cos \beta},$$

где $\tilde{n} = \tilde{n}_1 + \tilde{n}_2$ – суммарная жесткость пружин, причем $\tilde{n}_1 = \tilde{n}_2 = (100 \pm 10)$ кН/м (определена экспериментальным путем на прессе марки FP 10/1);

U_1, U_2 – амплитуды напряжений датчиков ускорений;

β – угол сдвига фаз между гармоническими сигналами с датчиков ускорений;

k – коэффициент преобразования датчиков Д14, равный 1,62 мВс²/м;

ω_B – угловая частота вынужденных колебаний, возбуждаемых вибратором.

4. Снимаются осциллограммы электрических сигналов с датчиков частоты вращения гребня, толщины и температур масляной пленки.

После окончания опытов производится контрольная проверка амплитуды торцовых биений гребня.

Обсуждение результатов

Экспериментальные исследования проводились на установившемся режиме работы подшипника при статической нагрузке 3,5 кН, перекосе корпуса 35 мкм на наружном радиусе подушек 6,4 см, амплитуде торцовых биений гребня 60 мкм на диаметре окружности рабочей поверхности гребня 22 см и частоте вынужденных колебаний стола вибратора около 20 Гц.

Регулировка перекоса корпуса [3] осуществлялась таким образом, чтобы линия перекоса проходила под точкой опоры наиболее статически нагруженной подушки с трансформаторным датчиком.

В качестве смазки служило маловязкое масло М63/12Г, кинематическая вязкость которого приведена в [3].

На рис.3 представлены осциллограммы электрических сигналов индуктивного датчика частоты вращения вала (сигнал U_ω), пьезоэлектрических преобразователей Д14 (сигналы U_1 и U_2), трансформаторного датчика (сигнал U_{IT}) и хромель-копелевых термодпар (сигналы U_T на входе 1 и выходе 2 масла из несущего зазора между гребнем и подушкой). Они получены при температуре окружающей среды 21 °С.

Расшифровка этих осциллограмм позволила установить, что на установившемся режиме работы подшипника частота вращения гребня составляет около 300 об/мин. Амплитудное значение нагрузки $P_{дин}$ на подушки оказалось равным 0,55 кН, а величина угла сдвига фаз между гармоническими сигналами U_1 и U_2 составила 150°. Температура масляной пленки на входе в смазочный слой определялась с точностью до 1 °С и составила около 43 °С, а ее перегрев оказался равным около 9 °С. Это значение перегрева с точностью до 1 °С совпадает с расчетным значением 8,2 °С, полученным численно с привлечением работы [4].

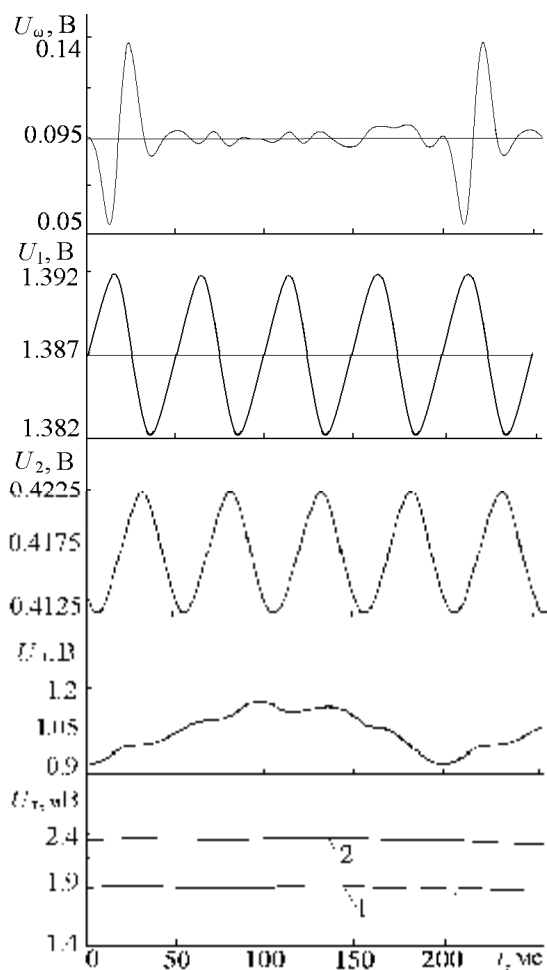


Рис. 3 – Осциллограммы электрических сигналов:

$U_{\omega}(t)$ – датчика частоты вращения вала;

$U_1(t), U_2(t)$ – датчиков ускорений Д14;

$U_H(t)$ – датчика толщины масляной пленки;

$U_T(t)$ – датчика температуры масла на входе (1) и выходе (2) в смазочный слой

На рис.4 приведены экспериментальные (сплошная линия) значения толщины H масляной пленки под точкой опоры подушки от времени t с доверительными интервалами 1 и 2, соответствующие осциллограмме $U_H(t)$ на рис. 3. Там же представлены теоретические значения (штриховая линия) толщин масляной пленки, вычисленные по формулам работы [1]. При расчетах коэффициент жесткости подкладного кольца под точкой опоры подушки принимался равным 0,69 МН/м [3], а масса корпуса упорного подшипника с подушками и поршнем гидроцилиндра определялась взвешиванием и составила около 37,5 кг. Сопротивлением, препятствующим перемещению корпуса подшипника и поршня гидроцилиндра, пренебрегали по сравнению с гидравлическим сопротивлением, препятствующим выдавливанию масляных пленок с несущих зазоров между гребнем и подушками.

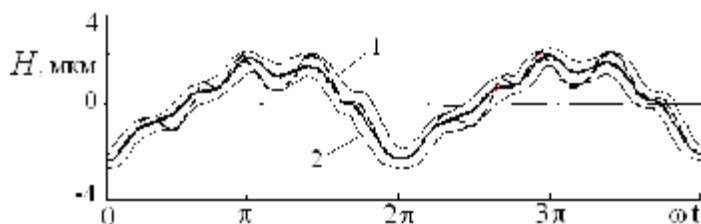


Рис. 4 – Экспериментальные (сплошная линия) и теоретические (штриховая линия) зависимости толщины H масляной пленки под точкой опоры подушки от угла поворота вала ωt :

1, 2 – границы доверительного интервала, обусловленные погрешностью тарировки

Из представленных на рис. 4 кривых видно, что теоретические значения толщины масляной пленки под точкой опоры подушки расположены в доверительном интервале погрешности измерений, не превышающей 18 %. Обе кривые носят регулярный характер и по форме близки друг к другу.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования подтверждают достоверность разработанного нами метода расчета несущей способности упорного подшипника скольжения при торцовых биениях гребня, перекосе корпуса и вынужденных осевых колебаниях вала.

Общие выводы

1. Усовершенствован стенд для экспериментальных исследований и отработки упорных подшипников скольжения при торцовых биениях гребня, перекосе корпуса и вынужденных осевых колебаниях вала по отношению к корпусу.

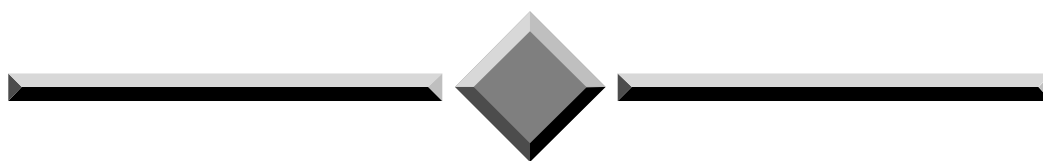
2. Выполнены расчеты и изменения толщины масляной пленки под точкой опоры подушки при торцовых биениях гребня, перекосе корпуса и вынужденных колебаниях вала по отношению к корпусу и обнаружено хорошее совпадение между теорией и опытом (не более 17 %).

3. Установлено, что форма полученной теоретической кривой толщины масляной пленки носит регулярный характер и в пределах погрешности измерений совпадает с экспериментальной кривой.

Литература

1. Хлопенко Н. Я., Сидорика И. Н. Несущая способность главного упорного подшипника судовой дизель-редукторной установки // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2008. – № 3. – С. 6-10.
2. Сидорика И. Н. Влияние перекоса корпуса главного упорного подшипника на несущую способность масляной пленки // Збірник наукових праць НУК. – 2008. – № 4. – С. 81-86.
3. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин: Монография. – Николаев: НУК, 2007. – 140 с.
4. Хлопенко Н.Я., Гаврилов С.А. Автоматизированный измерительный комплекс для мониторинга рабочих процессов в упорных подшипниках скольжения судовых турбомашин // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2007. – № 1. – С. 18-22.

Надійшла 10.01.2011



ЧИТАЙТЕ

журнал

“Problems of Tribology”

во всемирной сети

INTERNET !

<http://www.tup.km.ua/science/journals/tribology/>