

2. Stark, J. Managing CAD/CAM. Manufacturing and Engineering Series [Text] / J. Stark. – McGraw Hill, 2007. – 573 p.
3. Grower, M. CAD/CAM. Computer Aided Design and Manufacturing [Text] / M. Grower. – Pearson Education, 2006. – 512 p.
4. Ганин, Н. В. Трехмерное проектирование в КОМПАС-3D [Текст] / Н. В. Ганин. – М.: ДМК, 2012. – 776 с.
5. Хомяков, В. С. Моделирование и экспериментальное исследование динамики характеристик шпиндельного узла [Текст] / В. С. Хомяков, Н. А. Кочинев, Ф. С. Сабиров // Известия Тульского Государственного университета. Технические науки. – 2011. – Вып. 3. – С. 251–258.
6. Пуш, А. В. Шпиндельные узлы. Качество и надежность [Текст] / А. В. Пуш. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
7. Проников, А. С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т. 2. Ч. 1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков [Текст] / А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 371 с.
8. Бальмонт, В. Б. Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов [Текст] / В. Б. Бальмонт. – М.: ВНИИТЭМР, 1987. – 52 с.
9. Ганин, Н. В. Проектирование и вычисление прочности в системе КОМПАС-3D v. 13 [Текст] / Н. В. Ганин. – М.: ДМК, 2011. – 521 с.
10. Замрий, А. А. Практический учебный курс CAD/CAE APM WinMachine. Учебно-методическое пособие [Текст] / А. А. Замрий. – М: Изд-во АПМ, 2007. – 144 с.
11. Krol, O. 3D-modeling and optimization spindle's node machining centre SVM1F4 [Text] / O. Krol, I. Sukhorutchenko // Comission of Motorization and Power Industry of Agriculture. 2013. – Vol.13. – P. 114–126.
12. Krol, O. Modeling of construction spindle's node machining centre SVM1F4 [Text] / O. Krol, V. Osipov // Comission of Motorization and Power Industry of Agriculture. – 2013. – Vol. 13. – P. 108–114.
13. Krol, O. 3D-modeling rotary table of machining centre SVM1F4 [Text] / O. Krol, I. Sukhorutchenko // Comission of Motorization and Power Industry of Agriculture. – 2014. – Vol. 14. – P. 132–144.

В роботі представлені результати проведених теоретичних і експериментальних досліджень, на основі яких розроблено математичну модель і запропоновано вдосконалений метод розрахунку динамічної несучої спроможності гідродинамічних упорних підшипників ковзання. Дана модель та метод розрахунку відрізняються від відомих урахуванням дії усіх експлуатаційних факторів

Ключові слова: динамічна несуча спроможність, метод розрахунку, упорний підшипник ковзання, експлуатаційні фактори

В работе представлены результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований, на основе которых разработана математическая модель и предложен усовершенствованный метод расчета динамической несущей способности гидродинамических упорных подшипников скольжения. Данная модель и метод отличаются от известных учетом совместного воздействия всех эксплуатационных факторов

Ключевые слова: динамическая несущая способность, метод расчета, упорный подшипник скольжения, эксплуатационные факторы

УДК 621.822.2

ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГИДРО- ДИНАМИЧЕСКИХ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

И. Н. Сидорика

Старший преподаватель

Кафедра автоматики

Национальный университет кораблестроения

пр. Героев Сталинграда, 9,

г. Николаев, Украина, 54011

E-mail: igor.sidorika@yandex.ua

1. Введение

В таких технических системах как судовые валопроводы дизель-редукторных установок (ДРУ), многоступенчатые центробежные питательные турбонасосы

и другие для фиксации валов используются упорные подшипники скольжения (УПС) гидродинамического типа, которые работают в режиме жидкостного трения. Упорные подшипники этих устройств, как правило, выполняются с самоустанавливающимися подушками.

Одним из путей повышения эффективности работы динамически нагруженных УПС является совершенствование методов их расчета на стадии проектирования или модернизации, что позволяет сократить время и затраты на их опытную доводку, а также эксплуатационные расходы.

В настоящее время проектирование, и оценка динамической несущей способности гидродинамических УПС осуществляется, исходя из традиционных и давно сложившихся методов их расчета, которые не учитывают или учитывают не в полной мере совместно воздействующие эксплуатационные факторы, оказывающие неблагоприятное влияние на несущую способность упорного подшипника скольжения. К таким факторам относятся вынужденные продольные (осевые) колебания валов, торцовые биения рабочей поверхности упорного гребня и перекосы корпуса подшипника.

Каждый из указанных эксплуатационных факторов воздействующих самостоятельно на упорный узел незначительно снижает его динамическую несущую способность, от 10 до 25 %, что не сказывается на работоспособности УПС, поскольку для нормальной работы подшипника осевая динамическая нагрузка не должна превышать 50 % от статического усилия, согласно РД ОСТ 5.4307-79.

В процессе эксплуатации упорных подшипников скольжения судовых валопроводов ДРУ совместное воздействие всех эксплуатационных факторов может исчерпать запас динамической нагрузочной способности упорного узла и привести к разрушению смазочного слоя, что повлечет выход из строя УПС и отказ всей пропульсивной установки судна. Особой остроты эта проблема приобрела в настоящее время в связи с увеличением сроков эксплуатации судов и уменьшением числа планово-профилактических ремонтов.

2. Анализ литературных данных

В настоящее время проектирование и оценка несущей способности УПС осуществляется исходя из традиционных и давно сложившихся методов их расчета и конструкторского опыта, которые не учитывают или учитывают не в полной мере совместное влияние таких эксплуатационных факторов, как торцовые биения гребня, перекосов корпуса, продольных колебаний вала и состояние смазочной среды.

В процессе решения задач научного исследования были учтены современные достижения технического прогресса и передовой опыт видных ученых М. Д. Генкина, Ю. Е. Глазова, Н. Schwanecke, Т. Someya, П. А. Истомина, Н. Я. Хлопенко и др.

Так работы [1, 2] посвящены исследованию продольных колебаний судовых валопроводов. В них рассмотрены различные схемы валопроводов и методы их расчета. Предложены специальные устройства и мероприятия по снижению амплитуды колебаний. Однако в приведенных выше работах при исследовании продольных колебаний валопроводов податливость УПС его корпуса и фундамента, учитывалась в виде идеального упругого звена (пружины) с постоянным коэффициентом жесткости.

В работе [3] это упругое звено (УПС) включало также и масляную пленку подшипника, однако ее

демпфирующие свойства не были учтены. Также не были учтены перекосы корпуса УПС и торцовые биения упорного гребня.

Недостаток работ [1–3] состоит в том, что упорный подшипник скольжения рассматривался как одно упругое звено, а не как сложная динамическая система, элементы которой взаимодействуют между собой.

Экспериментальным исследованиям рабочих характеристик упорных подшипников скольжения на различных режимах работы посвящена работа [4]. В ней приведены результаты натурных экспериментальных исследований вынужденных продольных колебаний судового валопровода одновинтовой пропульсивной ДРУ с целью определения динамической жесткости и демпфирования главного упорного подшипника на резонансных и околорезонансных режимах. Однако в этой работе не было учтено влияние перекосов корпуса упорного подшипника на динамическую жесткость и демпфирование масляного слоя. Решение динамической задачи, связанной с определением коэффициентов эффективной упругости и демпфирования масляной пленки было получено Н. Я. Хлопенко [5]. В дальнейшем, эти коэффициенты использовались многими исследователями для изучения влияния торцовых биений гребня на несущую способность УПС различных технических систем. Таким образом, в работах [1–4] совместное влияние торцовых биений гребня при перекосе корпуса и вынужденных осевых колебаний вала на несущую способность УПС не изучалось.

Более близкими к данной тематике работы, в которых решаются задачи по динамике УПС являются работы [6, 7], но они также не учитывают совместное влияние этих факторов, а лишь дают представление о влиянии каждого из эксплуатационных факторов в отдельности на несущую способность упорного подшипника скольжения.

Так, в работе [6] приведены результаты исследования торцового боя упорного гребня вызванного несомнностью линии валопровода, на динамическую несущую способность упорных подшипников скольжения судовых ДРУ и даны рекомендации по их ограничению. Предложенная в работе математическая модель уравнений движения динамической системы упорного подшипника скольжения также учитывает только величину амплитуды торцового боя.

В работе [7] приведены результаты исследования динамических характеристик УПС при торцовых биениях упорного гребня порождаемых разбалансировкой вала турбомашин, которые периодически действуя на масляные слои подушек, также могут привести к выходу УПС из строя, из-за разрушения масляного слоя.

Совместное воздействие указанных эксплуатационных факторов, как подтверждают проводимые в течение длительного времени теоретические и экспериментальные исследования в Национальном университете кораблестроения (г. Николаев, Украина) и практика эксплуатации УПС, может привести к резкому снижению динамической несущей способности упорного узла, а в ряде случаев к разрушению смазочного слоя и выходу подшипника из строя.

Таким образом, из проведенного литературного анализа следует, что метода расчета несущей способ-

ности упорного подшипника скольжения учитывающего совместное воздействие всех эксплуатационных факторов, которые могут привести к выходу его из строя, из-за разрушения масляного слоя не существует. Поэтому совершенствование метода расчета несущей способности гидродинамических упорных подшипников скольжения различных технических систем учитывающего совместное воздействие всех эксплуатационных факторов является важной актуальной задачей судового и общего машиностроения.

3. Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является обобщение известных и полученных научных результатов по исследованию несущей способности динамически нагруженных упорных подшипников скольжения гидродинамического типа и на этой основе разработка усовершенствованного метода расчета УПС различных технических систем подверженных совместному воздействию эксплуатационных факторов: вынужденных продольных колебаний вала, торцовых биений упорного гребня и перекосах его корпуса.

Для достижения указанной цели исследования необходимо решить следующие задачи:

1. На основе анализа современных методов расчета гидродинамических упорных подшипников скольжения различных технических систем выявить влияние ранее неучитываемого совместного воздействия всех эксплуатационных факторов на несущую способность УПС.

2. Разработать математическую модель динамически нагруженных УПС, которая бы учитывала совместное воздействие вынужденных продольных колебаний вала, торцовых биений упорного гребня и перекосы корпуса подшипника.

3. Выполнить теоретические исследования динамической несущей способности УПС для различных расчетных моделей технических систем при вынужденных колебаниях вала, торцовых биениях гребня и перекосах корпуса. Разработать рекомендации по рациональному выбору допустимых эксплуатационных параметров, которые бы позволили обеспечить запас динамической несущей способности УПС.

4. Выполнить экспериментальные исследования динамических характеристик УПС при вынужденных колебаниях вала, торцовых биениях гребня, перекосах корпуса подшипника и проверить адекватность полученных теоретических результатов с опытными данными.

4. Теоретические исследования динамической несущей способности гидродинамических УПС

В результате анализа известных методов исследования сложных динамических систем, к которым относится система “гребной винт – валопровод – УПС” судовой ДРУ, выбор был сделан в пользу метода математического моделирования.

Известность конструктивных размеров отдельных участков валопровода судовой ДРУ, модулей упругости и плотности материалов, а также протяженно-

сти таких участков позволили перейти от реальной конструкции к динамической модели такой системы, представленной на рис. 1.

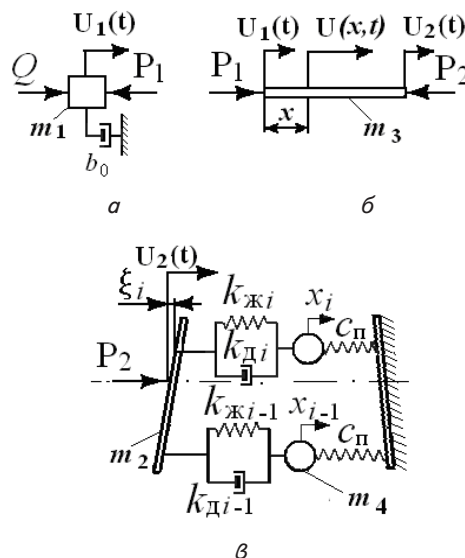


Рис. 1. Динамическая модель валопровода судовой ДРУ: а – гребной винт; б – вал постоянного диаметра; в – УПС

Исходными уравнениями математической модели динамической системы “гребной винт – валопровод – УПС” судовой ДРУ, которая бы учитывала совместное воздействие вынужденных продольных колебаний вала, торцовых биений упорного гребня и перекосы корпуса подшипника служат следующие уравнения:

– уравнение движения гребного винта [8], как материальной точки (рис.1, а)

$$m_1 \ddot{U}_1 = Q - P_1 - b_0 \dot{U}_1, \tag{1}$$

где m_1 – сосредоточенная масса гребного винта, U_1 – осевое перемещение гребного винта из состояния статического равновесия, Q – нестационарная составляющая упора гребного винта, P_1 – динамическое осевое усилие в соединении между гребным винтом и валом, b_0 – коэффициент демпфирования гребного винта;

– волновое уравнение вынужденных продольных колебаний вала (рис. 1, б) массой m_3 под действием сил P_1 и P_2 , как однородного стержня [9]:

$$a^2 \frac{\partial^2 U(x, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 U(x, t)}{\partial t^2}, \tag{2}$$

где a – скорость распространения продольной волны в упругом стержне; $U(x, t)$ – осевое перемещение поперечного сечения вала с абсциссой x , а внутреннее усилие в поперечном сечении вала с координатой опишем известным выражением (рис. 1, б) [9]:

$$P(x, t) = EF \frac{\partial U(x, t)}{\partial x}, \tag{3}$$

– возмущенные уравнения движения динамической системы упорного подшипника скольжения (рис. 1, θ) [8]

$$m_2 \ddot{U}_2 - \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \dot{h}_i - \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} h_i = P_2, \quad (4)$$

$$m_4 \ddot{x}_i + c_{пi} \dot{x}_i + k_{дi} \dot{h}_i + k_{жi} h_i = 0, \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (5)$$

где m_2 , m_4 – соответственно масса гребня с элементами редуктора и масса подушки, U_2 – осевое перемещение упорного гребня из состояния статического равновесия, h_i – изменение толщины смазочной пленки под точкой опоры i -ой подушки, x_i – осевое перемещение i -ой подушки (отсчитывается от положения статического равновесия и имеет положительное направление, указанное на рис. 1, θ стрелкой), P_2 – динамическое осевое усилие в соединении между валом и упорным гребнем УПС, $k_{жi}$, $k_{дi}$ – коэффициенты эффективной упругости и демпфирования масляного слоя, рассчитываются по методу [5] и учитывающие перекося корпуса подшипника на динамику УПС, $c_{пi}$ – коэффициент жесткости подкладного кольца, z_n – число подушек упорного подшипника.

Периодическая сила упора гребного винта Q , действующая вдоль оси валопровода и вызывающая в нем продольные колебания, воспринимается гребнем УПС и аппроксимируется гармонической функцией вида

$$Q = Q_m \cos(\omega_1 t + \gamma), \quad (6)$$

где Q_m – амплитуда; γ – начальная фаза; t – время; ω_1 – угловая частота вынуждающего воздействия, возбуждаемого гребным винтом.

Торцовое биение упорного гребня УПС под точкой опоры i -ой подушки, характеризующееся постоянным углом наклона его зеркальной плоскости к оси вращения вала, рассматривается как вынуждающее воздействие с частотой вращения вала и описывается зависимостью

$$\xi_i = A \cos(\omega t - \gamma), \quad (7)$$

где A_Γ – амплитуда; ω – угловая частота вращения вала; $\gamma_{пi} = 2\pi(i-1)/Z$ – начальная фаза для i -ой подушки.

Изменение толщины масляной пленки под точкой опоры i -ой подушки описывается зависимостью

$$h_i = x_i - \xi_i - U_2. \quad (8)$$

Уравнения (1), (2), (4), (5) и выражения (3), (8) являются исходными уравнениями математической модели динамической системы “гребной винт – валопровод – УПС” судовой ДРУ, которая учитывает совместное воздействие вынужденных продольных колебаний вала, возбуждаемых периодическим усилием гребного винта (6), торцовых биений упорного гребня (7) и перекося корпуса подшипника.

Ввиду сложности полученной математической модели выполнение теоретических исследований динамической несущей способности УПС для различных расчетных моделей технических систем ее решение

проводилось в несколько этапов с учетом ряда упрощающих допущений.

Так на первом этапе исследование проводилось в предположении, что судовой валопровод является точечной массой и его упругостью и распределенностью масс при вынужденных осевых колебаниях можно пренебречь. Тогда уравнения (4), (5) и выражение (8) будут исходными уравнениями, решая которые методом комплексных амплитуд получим следующую систему алгебраических уравнений (подробное решение изложено в [10]):

$$\begin{aligned} & \left(-m_2 \omega_1^2 + \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} \right) \alpha_1 - \left(\omega_1 \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \right) \beta_1 + \\ & + \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} \alpha_{1i} - \omega_1 \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \beta_{1i} = q_1, \\ & \left(-m_2 \omega_1^2 + \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} \right) \beta_1 - \left(\omega_1 \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \right) \alpha_1 + \\ & + \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} \beta_{1i} + \omega_1 \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \alpha_{1i} = q_2, \\ & \left(-m_2 \omega^2 + \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} \right) \alpha_2 - \left(\omega \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \right) \beta_2 + \\ & + \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} \alpha_{2i} - \omega \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \beta_{2i} = \omega A_\Gamma \sin \gamma_i \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} + A_\Gamma \cos \gamma_i \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi}, \\ & \left(\omega \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \right) \alpha_2 + \left(\sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} - m_2 \omega^2 \right) \beta_2 + \\ & + \omega \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} \alpha_{2i} + \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi} \beta_{2i} = \omega A_\Gamma \cos \gamma_i \sum_{i=1}^{z_n} k_{дi} - A_\Gamma \sin \gamma_i \sum_{i=1}^{z_n} k_{жi}, \\ & k_{жi} \alpha_1 - k_{дi} \omega_1 \beta_1 + (c_{пi} - m_4 \omega_1^2 + k_{жi}) \alpha_{1i} - k_{дi} \omega_1 \beta_{1i} = 0, \\ & k_{дi} \omega_1 \alpha_1 + k_{жi} \beta_1 + k_{дi} \omega_1 \alpha_{1i} + (k_{жi} + c_{пi} - m_4 \omega_1^2) \beta_{1i} = 0, \\ & k_{жi} \alpha_2 - k_{дi} \omega \beta_2 + (c_{пi} + k_{жi} - m_4 \omega^2) \alpha_{2i} - k_{дi} \omega \beta_{2i} = \\ & = k_{жi} A_\Gamma \cos \gamma_i + \omega k_{дi} A_\Gamma \sin \gamma_i, \\ & k_{дi} \omega \alpha_2 + k_{жi} \beta_2 + k_{дi} \omega \alpha_{2i} + (c_{пi} + k_{жi} - m_4 \omega^2) \beta_{2i} = \\ & = k_{дi} \omega A_\Gamma \cos \gamma_i + k_{жi} A_\Gamma \sin \gamma_i, \\ & (i = \overline{1, z_i}). \end{aligned} \quad (9)$$

Поскольку при исследовании динамики УПС интерес представляет амплитуда установившихся колебаний толщины масляной пленки при продольных вынужденных осевых колебаниях валопровода, торцовых биениях упорного гребня и перекося корпуса упорного узла, то решение дифференциальных уравнений движения системы сводится к отысканию реакции системы на внешнее гармоническое воздействие.

Система алгебраических уравнений (9) является линейной и решается численно на ПК по стандартным программам. В процессе численного решения рассчитываются действительные и мнимые части

комплексных амплитуд. Эти величины служили для определения динамических реакций масляных пленок подушек. Указанные реакции рассчитывались по формулам

$$N_i = k_{жi} \dot{h}_i + k_{дi} \dot{h}_i, \quad (i = \overline{1, z_{\Pi}}). \quad (10)$$

С учетом (8) формулу (10) приведем к следующему виду

$$\begin{aligned} N_i = & k_{дi} \left(-\omega_1 (\alpha_{si} \sin \omega_1 t + \beta_{si} \cos \omega_1 t) - \omega \left((\beta_{fi} + A_r \sin \gamma_i) \cos \omega t + (\alpha_{fi} - A_r \cos \gamma_i) \sin \omega t \right) \right) + \\ & + k_{жi} \left(\alpha_{si} \cos \omega_1 t - \beta_{si} \sin \omega_1 t \right) + \left(\alpha_{fi} - A_r \cos \gamma_i \right) \cos \omega t - \left(\beta_{fi} + A_r \sin \gamma_i \right) \sin \omega t + \\ & + \left[k_{дi} \left(\omega_1 (\alpha_{si} \cos \omega_1 t - \beta_{si} \sin \omega_1 t) + \omega \left((\alpha_{fi} - A_r \cos \gamma_i) \cos \omega t - (\beta_{fi} + A_r \sin \gamma_i) \sin \omega t \right) \right) + \right. \\ & \left. k_{жi} \left(\alpha_{si} \sin \omega_1 t + \beta_{si} \cos \omega_1 t + (\beta_{fi} + A_r \sin \gamma_i) \cos \omega t + (\alpha_{fi} - A_r \cos \gamma_i) \sin \omega t \right) \right] j, \end{aligned} \quad (11)$$

где $\alpha_{si} = \alpha_{1i} + \alpha_1$; $\alpha_{fi} = \alpha_{2i} + \alpha_2$; $\beta_{si} = \beta_{1i} + \beta_1$; $\beta_{fi} = \beta_{2i} + \beta_2$, а величины $\alpha_1, \beta_1, \alpha_2, \beta_2, \alpha_{1i}, \beta_{1i}, \alpha_{2i}, \beta_{2i}$ определяются из системы уравнений (9).

Выражения (11) позволило численно проанализировать несущую способность упорного подшипника скольжения судовой ДРУ.

В результате проведенного анализа было установлено, что торцовые биения упорного гребня при регулярных осевых воздействиях на УПС со стороны гребного винта приводят к снижению динамической несущей способности упорного подшипника скольжения до 30–5 %, что не превышают нормативного значения – 50 % от статического усилия [11], а поэтому не представляет угрозы для работоспособности упорного узла. Влияние регулярных динамических нагрузок возбуждаемых гребным винтом на поведение УПС сказывается в значительно меньшей степени (до 10 %) по сравнению с возмущающими усилиями, вызванными торцовыми биениями упорного гребня (до 25 %).

На втором этапе в расчетную модель вводится перекос корпуса подшипника [12], который появляется вследствие технологических погрешностей в процессе изготовления и монтажа, в результате силовых и температурных деформаций корпуса и упорного вала, неизбежно возникающих во время работы ГУП и всего валопровода в целом. Он определяется максимальным смещением его основания на наружном диаметре подушек. Влияние этого перекоса на динамику УПС проявляется через коэффициенты жесткости $k_{жi}$ и демпфирования $k_{дi}$ масляных пленок подушек, входящих в систему уравнений (9) и (11) и рассчитываемых по [5]. Особенностью расчета несущей способности главного упорного подшипника судового дизель-редукторного агрегата (ДРА) при перекосе его корпуса является то, что коэффициенты жесткости $k_{жi}$ и демпфирования $k_{дi}$ масляных пленок различаются по подушкам.

Система возмущенных уравнений движения системы имеет точно такой же вид, как и в работе [10] и ее методика решения отличается от предыдущего случая лишь различием коэффициентов жесткости $k_{жi}$ и демпфирования $k_{дi}$ масляных пленок подушек.

Исследование совместного воздействия перекоса корпуса подшипника при торцовых биениях гребня и регулярных осевых воздействиях со стороны гребного винта показали что, при этом происходит снижение динамической несущей способности ГУП судового ДРА до 50 % [6]. Оно равно рекомендованному нормативному значению [11]. Таким образом, исчерпан запас рекомендованной динамической нагрузочной способности упорного узла, что может негативно сказаться на работе УПС.

Также на этом этапе были проведены исследования несущей способности УПС многоступенчатого центробежного питательного насоса при разбалансировке вала. Торцовые биения зеркала упорного гребня, возникающие при разбалансировке вала, вызывают знакопеременные усилия действующих на самоустанавли-

вающиеся подушки упорного подшипника скольжения. Это приводит к снижению динамической несущей способности упорного узла, нарушению гидродинамического режима трения, а в ряде случаев и к выходу подшипника из строя, из-за разрушения смазочного слоя. Показано, что установка тонкого подкладного кольца, под опорными телами качения самоустанавливающихся подушек УПС, с параметром жесткости, по крайней мере, на порядок меньшим динамической жесткости масляной пленки позволяет эффективно защитить ее от вибрационного разрушения, не снижая динамической несущей способности упорного узла и гарантируя его работоспособность.

Поскольку реальный валопровод в рассматриваемой ДРУ представляет собой упруго-инерционную систему и воздействие изменяющихся во времени циклических нагрузок вызывает его колебания, то в дальнейшем, на третьем заключительном этапе система динамических уравнений решалась в полном виде [13]. Было учтено совместное воздействие вынужденных осевых колебаний судового вала, как тела с распределенной упруго инерционной массой, торцовых биений рабочей поверхности упорного гребня при перекосе корпуса подшипника на динамическую несущую способность УПС ДРУ.

Совместное решение уравнений (1), (2), (4), (5) с учетом выражений (3), (8) методом комплексных амплитуд позволяет получить следующую систему алгебраических уравнений (подробное решение изложено в [13]):

$$\begin{aligned} & \left(-m_2 \omega_1^2 - \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{жi} \right) \alpha_1 + \left(\omega_1 \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{дi} \right) \beta_1 + \\ & + \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{жi} \alpha_{1i} - \omega_1 \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{дi} \beta_{1i} = q_{11}, \\ & \left(-m_2 \omega_1^2 - \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{жi} \right) \beta_1 - \left(\omega_1 \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{дi} \right) \alpha_1 + \\ & + \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{жi} \beta_{1i} + \omega_1 \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{дi} \alpha_{1i} = q_{12}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \left(-m_2 \omega^2 - \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{жк}i} \right) \alpha_2 + \left(\omega \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{д}i} \right) \beta_2 + \\
 & \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{жк}i} \alpha_{2i} - \omega \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{д}i} \beta_{2i} - A_{\Gamma 1} \left(\omega \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{д}i} \sin \gamma_i + \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{жк}i} \cos \gamma_i \right) - \\
 & - A_{\Gamma 2} \left(-\omega \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{д}i} \cos \gamma_i + \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{жк}i} \sin \gamma_i \right) = q_{21}, \\
 & \left(-\omega \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{д}i} \right) \alpha_2 - \left(\sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{жк}i} + m_2 \omega^2 \right) \beta_2 + \\
 & + \omega \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{д}i} \alpha_{2i} + \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{жк}i} \beta_{2i} - A_{\Gamma 1} \left(\omega \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{д}i} \cos \gamma_i - \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{жк}i} \sin \gamma_i \right) - \\
 & - A_{\Gamma 2} \left(\omega \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{д}i} \sin \gamma_i + \sum_{i=1}^{z_{\Pi}} k_{\text{жк}i} \cos \gamma_i \right) = q_{22}, \\
 & k_{\text{жк}i} \alpha_1 - k_{\text{д}i} \omega \beta_1 + (c_{\Pi} - m_4 \omega_1^2 - k_{\text{жк}i}) \alpha_{1i} + k_{\text{д}i} \omega \beta_{1i} = 0, \\
 & k_{\text{жк}i} \beta_1 - k_{\text{д}i} \omega \alpha_1 + (c_{\Pi} - m_4 \omega_1^2 - k_{\text{жк}i}) \beta_{1i} + k_{\text{д}i} \omega \alpha_{1i} = 0, \\
 & k_{\text{жк}i} \alpha_2 - k_{\text{д}i} \omega \beta_2 + (c_{\Pi} - k_{\text{жк}i} - m_4 \omega^2) \alpha_{2i} + k_{\text{д}i} \omega \beta_{2i} = \\
 & = A_{\Gamma 1} (-k_{\text{жк}i} \cos \gamma_i - \omega k_{\text{д}i} \sin \gamma_i) + A_{\Gamma 2} (\omega k_{\text{д}i} \cos \gamma_i - k_{\text{жк}i} \sin \gamma_i), \\
 & k_{\text{д}i} \omega \alpha_2 + k_{\text{жк}i} \beta_2 - k_{\text{д}i} \omega \alpha_{2i} + (c_{\Pi} - k_{\text{жк}i} - m_4 \omega^2) \beta_{2i} = \\
 & = A_{\Gamma 1} (k_{\text{жк}i} \sin \gamma_i - \omega k_{\text{д}i} \cos \gamma_i) - A_{\Gamma 2} (\omega k_{\text{д}i} \sin \gamma_i + k_{\text{жк}i} \cos \gamma_i), \\
 & (i = \overline{1, z_{\Pi}}). \tag{12}
 \end{aligned}$$

В процессе численного решения системы уравнений (12) рассчитываются коэффициенты α_{1i} , α_1 , α_{2i} , α_2 , β_{1i} , β_1 , β_{2i} , β_2 необходимые для определения нестационарные составляющие регулярных динамических нагрузок, действующих на подушки ГУП. Эти нагрузки можно вычислить по формулам

$$\begin{aligned}
 N_i = & -k_{\text{д}i} \left(-\omega_1 (\alpha_{\text{с}i} \sin \omega_1 t + \beta_{\text{с}i} \cos \omega_1 t) - \omega ((\beta_{\text{н}i} + A_{2i}) \cos \omega t + (\alpha_{\text{н}i} - A_{1i}) \sin \omega t) \right) - \\
 & -k_{\text{жк}i} (\alpha_{\text{с}i} \cos \omega_1 t - \beta_{\text{с}i} \sin \omega_1 t + (\alpha_{\text{н}i} - A_{1i}) \cos \omega t - (\beta_{\text{н}i} + A_{2i}) \sin \omega t) - \\
 & - \left[k_{\text{д}i} (\omega_1 (\alpha_{\text{с}i} \cos \omega_1 t - \beta_{\text{с}i} \sin \omega_1 t) + \omega ((\alpha_{\text{н}i} - A_{1i}) \cos \omega t - (\beta_{\text{н}i} + A_{2i}) \sin \omega t)) \right] + \\
 & + k_{\text{жк}i} (\alpha_{\text{с}i} \sin \omega_1 t + \beta_{\text{с}i} \cos \omega_1 t + (\beta_{\text{н}i} + A_{2i}) \cos \omega t + (\alpha_{\text{н}i} - A_{1i}) \sin \omega t) \Big] j, \\
 & (i = \overline{1, z_{\Pi}}),
 \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 A_{1i} &= A_{\Gamma 1} \cdot \cos(\gamma_i) + A_{\Gamma 2} \cdot \sin(\gamma_i), \\
 A_{2i} &= A_{\Gamma 2} \cdot \cos(\gamma_i) + A_{\Gamma 1} \cdot \sin(\gamma_i), \\
 \alpha_{\text{с}i} &= \alpha_{1i} + \alpha_1, \quad \alpha_{\text{н}i} = \alpha_{2i} + \alpha_2, \quad \beta_{\text{с}i} = \beta_{1i} + \beta_1, \quad \beta_{\text{н}i} = \beta_{2i} + \beta_2,
 \end{aligned}$$

а величины α_{1i} , α_1 , α_{2i} , α_2 , β_{1i} , β_1 , β_{2i} , β_2 определяются из системы уравнений (12).

Выражение (13) позволяет расчетным путем проанализировать влияние вынужденных осевых колебаний судового валопровода как тела с распределенной

упруго-инерционной массой, торцовых биений гребня при перекосе корпуса подшипника и демпфирования гребного винта на динамическую несущую способность ГУП судовой дизель-редукторной установки.

В результате проведенного анализа было установлено, что учет распределенности упруго-инерционной массы валопровода в расчетной модели приводит к снижению динамической нагрузочной способности на подушки ГУП ДРУ до 57 %. А совместный учет в расчетной модели распределенности упруго-инерционной массы судового валопровода, демпфирования гребного винта и перекоса корпуса ГУП при продольных колебаниях и торцовых биениях гребня приводит к снижению динамической нагрузочной способности до 67 % от статического усилия [13]. Такие нагрузки, как правило, носят ударный характер и могут привести к разрушению упорного узла. Поэтому они не допустимы по техническим требованиям отраслевых стандартов и документации на эксплуатацию и должны быть учтены на стадии проектирования и модернизации при расчете динамической несущей способности упорных узлов различных технических систем.

Таким образом, совместный учет влияния вынужденных осевых колебаний судового валопровода как тела с распределенной упруго-инерционной массой, торцовых биений гребня при перекосе корпуса подшипника и демпфирования гребного винта на динамическую несущую способность упорного подшипника скольжения привел к новым результатам по динамике ГУП, которые ранее не были изучены. Разработанная математическая модель позволяет на стадии проектирования проводить вибрационные расчеты по оценке динамической несущей способности УПС и уровня вынужденных продольных колебаний вала различных технических систем.

Проведенные экспериментальные исследования предусматривали проверку адекватности разработанной математической модели. Эта проверка заключалась в измерениях амплитуды осевой динамической нагрузки, толщины и температуры масляной пленки на установившемся режиме работы экспериментального образца при торцовых биениях упорного гребня, перекосе корпуса подшипника и осевых колебаниях вала. Она проводилась на стенде, подробно описанном в работе [6]. Достоверность полученных результатов работы подтверждена совпадением с результатами натуральных испытаний других исследователей [3].

Теоретические и экспериментальные исследования, конструктивные разработки и практическая реализация полученных результатов привели к созданию усовершенствованного метода расчета динамически нагруженных упорных подшипников скольжения различных технических систем. Он позволяет повысить точность расчета динамической несущей способности, уточнить область эксплуатации, повысить эффективность работы упорного узла и предотвратить отказы в работе из-за разрушения смазочного слоя при совместном воздействии эксплуатационных факторов.

Разработанная математическая модель, метод расчета УПС, вычислительные программы успешно поддерживают производственную проверку на стадиях проектирования, модернизации и доводки упорного

узла суммирующего дизель-редукторного агрегата на строящихся больших морозильных траулерах, проект 1288 (государственная акционерная холдинговая компания «Черноморский судостроительный завод», г. Николаев, Украина).

На стадии проектирования вычислительные программы позволяют проводить моделирование и расчеты по обеспечению динамической нагрузочной способности УПС, а также найти оптимальные параметры, предназначенные для контроля при доводке на ходовых испытаниях допускаемого уровня торцовых биений упорного гребня и амплитуд его осевых перемещений при продольных колебаниях вала.

При монтаже могут быть использованы методики и вычислительные программы для проверки работоспособности и повышения несущей способности УПС с учетом торцовых биений гребня и перекосов, вызванных расцентровкой валов, деформацией корпусов и фундаментов.

На стадии доводки УПС рассмотренных технических систем в эксплуатационных условиях до сих пор используется экспериментальный подход. Полученные результаты позволяют существенно сократить сроки на доводку изделия.

5. Выводы

Усовершенствованный метод расчета динамически нагруженных упорных подшипников скольжения отличается от известных полным учетом всех эксплуатационных факторов, при этом, в частности, можно выделить следующее.

1. Разработанная математическая модель динамически нагруженных УПС рассмотренных технических систем учитывает, в отличие от известных моделей, наложение осевых колебаний вала на торцовые биения гребня при перекосе корпуса [5, 7].

2. Выявлены закономерности изменения несущей способности динамически нагруженного УПС вследствие наложения продольных колебаний вала на торцовые биения гребня, приводящих к разрушению масляной пленки подшипника при разбалансировке вала [5–7].

3. Получил дальнейшее развитие метод расчета упорных узлов жидкостного трения, гидродинамического типа, различных технических систем при вынужденных продольных колебаниях валов, торцовых биениях зеркала упорного гребня и перекосах корпусов [7].

Литература

1. Генкин, М. Д. Продольные колебания валопроводов судовых паротурбинных установок [Текст] / М. Д. Генкин, Ю. Е. Глазов, С. Я. Тайчер. – М.: Наука, 1976. – 176 с.
2. Глазов Ю. Е. Применение метода динамической жесткости к расчету и исследованию продольных колебаний судовых валопроводов [Текст] : сб. науч. тр. / Ю. Е. Глазов. – Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами: – М.: Наука, 1971. – С. 125–136.
3. Schwanecke, H. Investigations on the Hydrodynamic stiffness and Damping of Thrust bearings in Ships [Text] / H. Schwanecke // Trans. Institute of Marine Engineers. – 1979. – Vol. 91, Issue 4. – P. 68–77.
4. Someya, T. Analysis and Experimental verification of Dynamic Characteristics of Oil Film Thrust Bearings [Text] / T. Someya, M. Fukuda // Bulletin of the JSME. – 1972. – Vol. 15, Issue 86. – P. 1004–1015. doi:10.1299/jsme1958.15.1004
5. Хлопенко, Н. Я. Расчет динамических характеристик главных упорных подшипников судовых валопроводов [Текст] / Н. Я. Хлопенко // Трение и износ. – 1990. – Т. 11, № 2. – С. 295–303.
6. Романовский, Г. Ф. Динамика упорных подшипников скольжения судовых турбомашин: монография [Текст] / Г. Ф. Романовский, Н. Я. Хлопенко. – Николаев: НУК, 2007. – 140 с.
7. Хлопенко, Н. Я. Динамика упорного подшипника скольжения при дисбалансах ротора, вращающегося в упругих опорах [Текст] / Н. Я. Хлопенко, Д. Ю. Шарейко // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2008. – № 3. – С. 67–72.
8. Кильчевский, М. А. Курс теоретической механики: В 2 т. [Текст] / М. А. Кильчевский. – М.: Высш. шк., 2000. – 644 с.
9. Сборник задач по уравнениям математической физики [Текст] / Под. ред. В. С. Владимирова. – 3-е изд., исправ. – М.: Физматаналит, 2001. – 288 с.
10. 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.
11. РД ОСТ 5.4307-79. Валопроводы судовые. Правила и нормы проектирования [Текст] / Введ. 01.01.1981. – 144 с.
12. Сидорика, И. Н. Влияние перекоса корпуса главного упорного подшипника на несущую способность масляной пленки [Текст] / И. Н. Сидорика // 36. науч. пр. НУК. – 2008. – № 4. – С. 81–86.
13. Хлопенко, Н. Я. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на несущую способность главного упорного подшипника судовой дизель-редукторной установки [Текст] / Н. Я. Хлопенко, И. Н. Сидорика // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2010. – № 4. – С. 32–40.