

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-820-833

FEATURES OF HYDRODYNAMIC CALCULATION OF HIGHLY LOADED PLAIN BEARINGS OF HEAVY SHIP'S GEARS

R. V. Kuznetsov^{1,2}, V. B. Chistov³, N. M. Vikhrov⁴

¹ — PJSC, Zvezda, St. Petersburg, Russian Federation

² — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
St. Petersburg, Russian Federation

³ — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

⁴ — JSC “KSZ”, St. Petersburg, Russian Federation

Despite the high level of modern vessel engineering development, there are a number of unresolved design and technological problems, the most urgent of which is the issue of unification of the main components and assemblies of the vessel. At the same time, an important and unresolved task is to create a unified image of the ship's reverse gear for the needs of the domestic civilian fleet and navy. The object of study is highly loaded bimetallic plain bearings, which are elements of the “heavy” marine reverse gears of a new generation. As part of the work, a hydrodynamic calculation that refines the parameters of the plain bearings of a highly loaded marine transmission at the stage of a prototype production is performed. The applicability of the State Standard ISO 7902 methodology to the products under consideration is assessed, as well as the approximation of the performance characteristics of bearings using interpolation of two variables function is performed. The rationale for the coverage angle and the location of the pockets for supplying lubrication of bearings taking into account the thermal and viscous properties of the oil is presented. Calculations of the parameters of the critical thickness of the lubricating layer, the maximum allowable specific load and the maximum allowable temperature of bearings are performed. Based on the results of the calculations, an additional assessment for the compliance of bearings with the requirements of State Standard ISO 7902 in terms of bearing capacity and stability parameters is carried out. The comparison of the obtained results with the data of the preliminary calculation performed at the stage of the technical project is given. It is revealed that when calculating dynamically loaded plain bearings, it is necessary to take into account a number of additional factors, namely the magnitude of the relative eccentricity and relative clearance. The risks of bearings failure in the process of dynamic loading are determined. The result of the work is the correction of the geometric parameters of the plain bearings of the marine reverse gear unit in order to increase its reliability and the overhaul interval.

Keywords: reverse gear, plain bearing, hydrodynamic calculation, specific load, bimetal.

For citation:

Kuznetsov, Ruslan V., Valentin B. Chistov, and Nikolay M. Vikhrov. “Features of hydrodynamic calculation of highly loaded plain bearings of heavy ship's gears.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.5 (2023): 820–833. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-820-833.

УДК 621.83.061.4

ОСОБЕННОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ТЯЖЕЛЫХ СУДОВЫХ РЕДУКТОРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Р. В. Кузнецов^{1, 2}, В. Б. Чистов³, Н. М. Вихров⁴

¹ — ПАО «ЗВЕЗДА», Санкт-Петербург, Российская Федерация

² — Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация

³ — ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова», Санкт-Петербург, Российская Федерация

⁴ — ЗАО «Канонерский судоремонтный завод», Санкт-Петербург, Российская Федерация

Предметом исследования является ряд конструкторско-технологических вопросов, наиболее актуальными из которых являются унификация основных узлов и агрегатов судна и создание единого облика судового реверс-редукторного агрегата, предназначенного для отечественного гражданского и военного морского флота. Объектом исследования в данной работе являются высоконагруженные биметаллические подшипники скольжения, являющиеся элементами «тяжелых» судовых реверс-редукторных передач нового поколения. В работе выполнен гидродинамический расчет, уточняющий параметры подшипников скольжения высоконагруженной судовой трансмиссии на этапе производства опытного образца. Дана оценка применимости методики ГОСТ ИСО 7902 к рассматриваемым изделиям, а также выполнена аппроксимация рабочих характеристик подшипников с помощью интерполяции функции двух переменных. Представлено обоснование величины угла охвата и расположения карманов подвода смазки подшипников (в том числе с учетом теплофизических и вязкостных свойств масла). Выполнены расчеты параметров критической толщины смазочного слоя, максимально допустимой удельной нагрузки и предельно допустимой температуры подшипников. На основе результатов расчетов дана дополнительная оценка на соответствие подшипников требованиям ГОСТ ИСО 7902 в части параметров несущей способности и устойчивости. Приведено сравнение полученных результатов с данными предварительного расчета, выполненного на этапе технического проекта. Выявлено, что в процессе расчета динамически нагруженных подшипников скольжения необходимо учитывать ряд дополнительных факторов, а именно величину относительного эксцентриситета и относительного зазора. Определены риски выхода из строя подшипников в процессе динамического нагружения. Результатом работы является корректировка геометрических параметров подшипников скольжения судового реверс-редукторного агрегата с целью повышения его надежности и увеличения межремонтного интервала.

Ключевые слова: реверс-редукторная передача, подшипник скольжения, гидродинамический расчет, удельная нагрузка, биметалл, газотурбинные двигатели, динамическое нагружение.

Для цитирования:

Кузнецов Р. В. Особенности гидродинамического расчета высоконагруженных подшипников скольжения тяжелых судовых редукторных передач / Р. В. Кузнецов, В. Б. Чистов, Н. М. Вихров // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 5. — С. 820–833. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-820-833.

Введение (Introduction)

В течение последних двух десятилетий в России активно разрабатывается и реализуется ряд перспективных проектов судов широкого спектра назначения [1]. На базе высокоэкономичных газотурбинных двигателей четвертого поколения проектируется значительное количество силовых агрегатов широкого диапазона мощностей для судов гражданского и военного назначения. При этом к актуальным проблемам, оказывающим влияние на сроки строительства и ремонта судов, относится вопрос конструкторско-технологической унификации типовых узлов и компонентов изделий [2].

Одной из важных нерешенных задач является создание унифицированного реверс-редукторного агрегата для отечественного ВМФ [3]. Практически данную задачу уже более десяти лет пытаются реализовать специалисты Санкт-Петербургского судостроительного предприятия ПАО «Звезда», имеющего богатый опыт создания как отдельных реверс-редукторных агрегатов типа РРД12000 и РП6000, так и межредукторных передач в составе звездообразных дизельных двигателей семейства М500. В настоящее время предприятие значительно расширяет компетенции в части проектирования и изготовления новых редукторных комплексов различного типоразмера, в том числе для корабельных ГТД М90ФР, М70ФРУ, М70ФРУ-Р, М70ФРУ-2 и М75РУ. При этом, ввиду ограниченного научно-практического задела [4] и сжатых сроков реализации новых проектов, нередко облик разработанной трансмиссии требует дополнительной корректировки в процессе создания или испытания ее опытного образца.

Целью данной работы является уточнение гидродинамического расчета подшипников скольжения опытного судового редукторного агрегата для определения их надежности и устойчивости работы в процессе динамического нагружения.

Методы и материалы (Methods and materials)

Расчет подшипников выполняется для номинального режима работы [5] проектируемого редукторного комплекса. В качестве исходных данных в выполненной работе были приняты расчетные нагрузки на подшипники редуктора, полученные на основе расчета зубчатых зацеплений [6].

Применимость к расчету ГОСТ ИСО 7902. Данный ГОСТ предназначен для определения размеров и оптимизации параметров стационарно нагруженных подшипников скольжения, применяемых в турбинах, генераторах, электродвигателях, зубчатых передачах, прокатных станах, насосах и других механизмах. Важным фактором применимости методики ГОСТа ИСО 7902 является то, что метод не распространяется на условия динамического нагружения, когда значение и направление нагрузки, изменяемые в зависимости от времени, могут быть результатом влияния вибрации и неустойчивости быстровращающихся валов.

Согласно ГОСТ ИСО 7902–2001, применимость метода проверяют с помощью числа Рейнольдса для подтверждения ламинарного режима течения в смазочном зазоре. По основным параметрам: числу Рейнольдса и удельной нагрузке на подшипник, для всех подшипников выполняются требования применимости ГОСТа ИСО 7902, за исключением параметров карманов для смазки подшипников шестерни и колеса второй ступени. Тем не менее следует отметить, что окружная скорость подшипников в редукторе на номинальном режиме составляет 22–26 м/с за исключением входного (45 м/с) и выходного (6,6 м/с) подшипников. Таким образом, все рассчитываемые подшипники кроме выходного относятся к высокоскоростным. Поскольку для высокоскоростных подшипников нельзя исключить возникновение неустойчивости движения центра вала относительно подшипника, а соответствующие расчеты не обеспечиваются ГОСТом ИСО 7902 и являются сложной научной задачей, рекомендуется экспериментальная проверка устойчивости работы подшипников на эксплуатационных режимах. В данном случае особую важность имеет проверка устойчивости работы входных подшипников редуктора [7].

Параметры материала подшипника. В качестве материала плакирующего (рабочего) слоя был выбран баббит Б83 (ГОСТ 1320–74 (ИСО 4383–91)). Рекомендуемые параметры применения используемого материала приведены в табл. 1 [8].

Таблица 1

Рекомендуемые параметры применения баббита Б83

Характеристика нагрузки	Спокойная, ударная
Удельное давление p , кгс/см ²	150, 100
Окружная скорость v , м/с	50
Напряженность работы PV	750, 500
Рабочая температура, °C	70

Выбор материала был обусловлен расчетными нагрузками и массогабаритными характеристиками подшипников, в том числе толщины плакирующего слоя.

Предельно допустимая критическая толщина смазочного слоя. ГОСТ ИСО 7902 устанавливает эмпирические допустимые значения критической толщины смазочного слоя h_{lim} , максимальной, допустимой удельной нагрузки на подшипник p_{lim} и предельно допустимой температуры подшипника T_{lim} , представляющие собой геометрически и технологически зависимые эксплуатационные пределы трибологической системы подшипников скольжения. Предельно допустимая критическая толщина смазочного слоя определяется по формуле

$$h_{lim} = Rz_B + Rz_j + \frac{By}{2} + \frac{y}{2} + h_{waveff},$$

где Rz_B — максимальная высота неровностей поверхности скольжения подшипника, мкм;

Rz_j — максимальная высота неровностей поверхности скольжения вала, мкм;

y — средний прогиб, мкм;

By — смещение по длине подшипника, мкм.

Средний прогиб y принимаем равным нулю ввиду того, что зубчатые колеса отличаются высокой жесткостью на изгиб [9]. Поскольку смещение по длине подшипника и абсолютная волнистость не регламентированы требованиями конструкторской документации, вместо них используем отклонение профиля продольного сечения TFP и половину отклонения от круглости TFR , причем оба параметра суммируются для вала и подшипника:

$$B_y = TFP_j + TFR_B;$$

$$h_{wav} = \frac{TFP_j + TFR_B}{2}.$$

Особенность расчета предельной абсолютной волнистости по ГОСТ ИСО 7902 состоит в том, что она определяется по эффективной волнистости через соотношение

$$h_{waveff} = h_{wav} \frac{E}{G},$$

где G и E — параметры, определяемые по относительному эксцентриситету, относительной ширине подшипника и числу волн i на периферии поверхности скольжения вала и подшипника.

Параметр G задан для относительного эксцентриситета более 0,85. Поскольку в данном расчете относительный эксцентриситет для всех подшипников составляет 0,48–0,7, исходя из характера зависимостей, приведенных в ГОСТ ИСО 7902, принимаем $G = 1$.

Аппроксимация характеристик подшипников. Использование ГОСТа ИСО 7902 подразумевает снятие основных параметров подшипника с диаграмм или из таблиц. Снятие параметров вручную с диаграмм значительно увеличивает трудоемкость расчетов, учитывая, что они итерационные и требуется рассчитать весь объем подшипников редукторного комплекса, причем для каждого выполнить несколько расчетов с различными маслами и параметрами.

Поскольку в таблицах параметры заданы с достаточно большим шагом, требуется применение интерполяции функции двух переменных. В первоначальной версии расчета была использована линейная интерполяция, но анализ результатов показал высокий разброс результатов расчета, оцениваемых по характеру зависимостей температуры от угла охвата подшипника, а также по отклонению результата применения прямой $So(\epsilon)$ и обратной $\epsilon(S_o)$ интерполированных функций от исходного значения S_o :

$$\delta = \frac{S_o(\epsilon(S_o)) - S_o}{S_o} \cdot 100\%.$$

Отклонение δ превысило 8 %.

Было выявлено, что зависимости для числа Зоммерфельда, удельного коэффициента трения от относительного эксцентриситета значительно ближе к линейным при логарифмической шкале по числу S_o . В качестве простейшего решения проблемы повышения точности интерполяции была использована линейная интерполяция функции $\ln(S_o)$ с последующим обратным взятием экспоненты от результата. Данная интерполяция в данной работе условно называется логарифмической, но, по сути, представляет собой линейную. Использование логарифмической интерполяции позволило решить проблему высокого разброса результатов — отклонение δ уменьшилось на 3 %.

Сравнение аппроксимаций функций числа Зоммерфельда от относительной длины подшипника для угла охвата 360° приведено на рис. 1. Графики линейной аппроксимации показаны жирными линиями, логарифмической — тонкими; исходные точки, взятые из таблиц, показаны кружками.

Видно, что для значений ϵ , совпадающих с табличными, логарифмические и линейные зависимости практически совпадают, но для $\epsilon = 0,3$ там, где результат определяется интерполяцией по ϵ , линия для линейной зависимости проходит выше логарифмической.

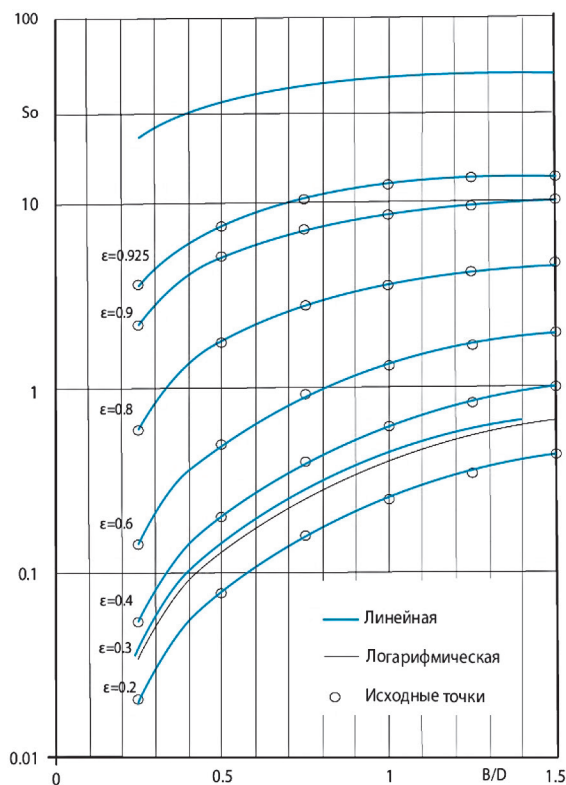


Рис. 1. Число Зоммерфельда как функция относительной длины подшипника для угла охвата 360°

Для того чтобы объяснить и оценить это отклонение, на рис. 2 построены функции $S_0(\epsilon)$ по линейной и логарифмической интерполяции. Из графиков видно, что логарифмическая интерполяция соединяет исходные точки прямыми линиями (в логарифмической системе координат), а линейная дает на каждом участке «выпуклые кривые», значительно завышающие результат. Поскольку в логарифмических координатах расстояние между кривыми сжимается, дополнительно по отдельной оси построено отношение двух интерполяций $X = \frac{S_{0, \text{лин}}}{S_{0, \text{лог}}}$, которое показывает, что разность между зависимостями достигает 18%.

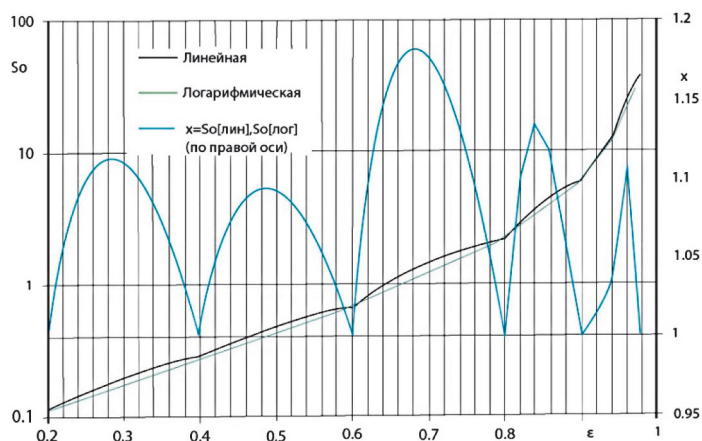


Рис. 2. Функция $S_0(\epsilon)$ и отношение результатов двух интерполяций X

Следует отметить, что логарифмическая интерполяция не является идеальной, поскольку, по сути, является такой же линейной, но построенной в логарифмических координатах. Ее преимущество объясняется только тем, что эта формула лучше описывает зависимость $S_0(\epsilon)$, но, как видно из графиков, логарифмическая зависимость тоже имеет изломы, поскольку проводится только через пары смежных точек. Применение более сложных видов двумерной интерполяции требует дополнительных исследований и ввиду малого количества исходных точек и резких перепадов зависимостей в любом случае будет очень сложно получить высокую точность. Поскольку при расчете используется обратная зависимость $\epsilon(S_0)$, для оценки погрешности δ в данном расчете была построена функция $\epsilon(S_0)$ — рис. 3. При этом относительная ширина подшипника была принята расчетной: $B/D = 0,604$. Выбранный диапазон S_0 и ϵ соответствует настоящему расчету.

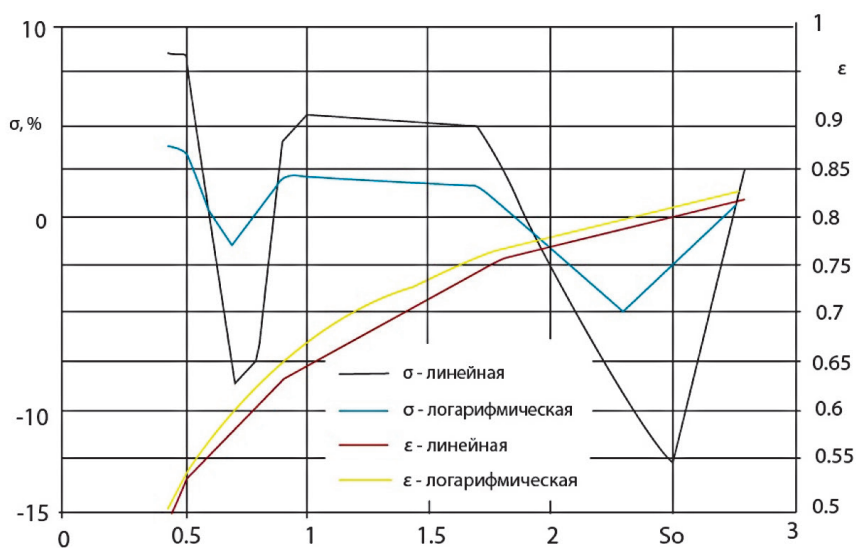


Рис. 3. Функция $\epsilon(S_0)$ и оценка погрешности δ

Поскольку зависимость обратная, логарифмическая интерполяция лежит выше и это закономерный результат. Из графиков видно, что погрешность, т.е. отклонение S_0 после применения обратной $\epsilon(S_0)$ и прямой $S_0(\epsilon)$ интерполированных функций, в среднем не превышает 3%, но в отдельных точках достигает 5%. Ввиду указанных ранее причин получить более высокую точность интерполяции по имеющимся таблицам весьма затруднительно, поэтому принято решение далее использовать логарифмическую интерполяцию.

Обоснование величины угла охвата подшипников. Согласно ГОСТу ИСО 7902, требуется задать угол охвата подшипника. Физическая сущность данного параметра недостаточно точно формулируется в различных источниках, а в ГОСТе нет четких рекомендаций по назначению угла охвата. Сущность проблемы состоит в том, что углы начала и конца масляного клина, которые являются основополагающими для расчетов подшипников скольжения, зависят от множества факторов. Угол начала масляного клина определяется по условию масляного голодания или по расположению кармана подвода смазки, угол конца масляного клина — по условию кавитации или тоже по расположению кармана. В граничные условия уравнений распределения давления в масляном клине в ГОСТе ИСО 7902 заложены ограничения, которые выражаются в характеристике «угол охвата подшипника», который при этом в общем случае не равен протяженности масляного клина, поскольку последний не может значительно превышать 180° .

В источнике [10, с. 191] даны следующие рекомендации по назначению угла охвата: «В подшипниках двигателей внутреннего сгорания, у большинства турбин, компрессоров, насосов и т.д. делают обычно одно-два отверстия или одну канавку, предполагая, что эти отверстия или канавка расположены в нерабочей части вкладыша. Поэтому расчет ведут, допуская, что начало смазочного слоя, если не сделано специальных оговорок, соответствует оптимальным условиям

подачи и достаточному количеству подаваемого масла, благодаря чему может быть реализована максимальная несущая способность слоя. На основании расчетной схемы, весьма близкой к действительности при указанных условиях, считается, что в подшипнике, полностью охватывающем шип с постоянным зазором по всей окружности, смазочный слой при всех эксцентриситетах начинается в месте наибольшего зазора (т.е. в этом случае $\varphi_1 = 0$)».

В практике расчета подшипников двигателей внутреннего сгорания обычно используются значения углов охвата 120° и в некоторых случаях 180° . Согласно примерам, приведенным в [10], можно сделать вывод, что для стационарно нагруженных подшипников турбин допускается принимать 180° . Для оценки степени влияния угла охвата на результаты расчета был выполнен расчет наиболее ответственного входного подшипника редуктора с различными значениями углов охвата, результаты которого приведены в табл. 2. Видно, что с увеличением угла охвата увеличивается расход смазочного материала из-за гидродинамического давления Q_3 , при этом расход смазочного материала из-за давления подачи Q_p незначительно уменьшается.

Таблица 2

Результаты расчета входного подшипника редуктора с различными значениями углов охвата

A	T_{ex}	P_{thf}	Q_3	Q_p	ε	h	h_{lim}
$^\circ$	$^\circ\text{C}$	кВт	м ³ /ч	м ³ /ч	—	мкм	Мкм
360	74,8	34,61	2,06	0,56	0,50	92	14
180	76,5	61,66	1,58	0,62	0,52	88	14
150	80,9	29,58	1,26	0,66	0,54	84	14
120	83	26,58	0,89	0,71	0,57	79	14
90	84	22,22	0,53	0,76	0,61	71	14

Примечание. В таблице для подшипников без карманов принимаем угол охвата 180° , для подшипников с карманами принимаем угол охвата в зависимости от геометрических параметров карманов.

Тепловыделение P_{thf} с увеличением угла охвата растет, но из-за роста расхода смазки температура на выходе подшипника T_{ex} уменьшается. Минимальная толщина смазочного слоя h_{min} с увеличением угла охвата увеличивается. Таким образом, можно сделать вывод о том, что с увеличением угла охвата увеличивается несущая способность как по температуре на выходе, так и по толщине смазочного слоя. При этом необходимо отметить, что с увеличением угла охвата уменьшается относительный эксцентриситет ε . Для высокоскоростных подшипников уменьшение относительного эксцентриситета может быть опасным, поскольку, согласно данным В. А. Дмитриева [11, с. 636] «нормально относительный эксцентриситет должен быть более 0,55...0,6, так как при меньших значениях работа подшипника может оказаться неустойчивой и возникает опасность появления автоколебаний». Из результатов расчета видно, что входной подшипник работает в зоне опасных значений относительного эксцентриситета, причем при угле охвата 120° он равен 0,54, а при 360° — 0,5.

Расположение карманов для подвода смазки. Подшипники шестерни и колеса второй степени имеют карманы для подвода смазки. Это отражается на угле охвата подшипника (угол охвата не более угла между кромками карманов) и на расходе масла через подшипник.

В ГОСТе ИСО 7902 предусмотрены формулы для расхода масла через карманы при их симметричном расположении под углами 90° относительно действующего усилия и относительной ширине в диапазоне от 0,05 до 0,7. На подшипниках шестерни второй ступени карманы расположены под углами 75° и 104° , а у выходного колеса на номинальном режиме при работе от ГТД под углами 92° и 88° . При работе от гребного электродвигателя углы достигают 47° и 133° , но нагрузка состав-

ляет менее четверти номинальной. Положительным фактором является расположение большего угла со стороны вращения, так как наиболее протяженная часть масляного кармана находится до линии действия нагрузки по направлению вращения, а за линией действия нагрузки достаточно быстро убывает до нуля на участке протяженностью 40–60°. В этом случае несущая способность подшипника не должна снижаться из-за карманов при условии, что они не попадут в зону масляного клина. Имеется один подшипник, у которого угол от середины кармана до линии действия нагрузки составляет 75° по направлению вращения.

Согласно [10], угол охвата рассчитывается как угол между кромками карманов при центральном относительно карманов приложении нагрузки, и масляный клин в этом случае начинается от края кармана. Если в рассматриваемом случае угол от края кармана до вектора усилия составляет 65°, то условный угол охвата (для обеспечения одинаковой протяженности масляного клина) соответствует $2 \cdot 65^\circ = 130^\circ$. Таким образом, для данного подшипника принимаем ближайший угол охвата, равным 120°. Учесть влияние нестандартного расположения кармана на расход масла через стенки кармана в данном случае не представляется возможным. Также следует отметить, что относительная ширина карманов составляет $\bar{b}'_p = 0,73$ для шестерен второй ступени и $\bar{b}'_p = 0,82$ для выходного колеса, т. е. выходит за пределы диапазона от 0,05 до 0,7 применимости формулы (11) ГОСТ ИСО 7902. Поскольку за пределами диапазона применимости погрешность формул может резко возрасти, в тех случаях, когда относительная ширина карманов $\bar{b}'_p$ превышала 0,7, параметр qr рассчитывался исходя из $\bar{b}'_p = 0,7$.

Ввиду указанных ранее причин расчетный расход масла через карманы носит оценочный характер, но поскольку расход смазочного материала, из-за давления подачи, на который оказывают влияние карманы, составляет всего 40% от общего расхода масла, влияние неточности определения расхода масла через карманы не является определяющим.

Теплофизические свойства масла. Зависимости от температуры плотности и теплоемкости масла турбинного ТП-46. Важнейшее влияние на результаты расчета оказывает температурная зависимость вязкости масла. Сведения о температурных зависимостях плотности и теплоемкости в ГОСТ 9972–74 отсутствуют, а для теплоемкости отсутствует даже значение в одной точке. По причине того, что температурные зависимости плотности и теплоемкости не оказывают значительного влияния на результаты, в данном расчете для масла ТП-46 использованы зависимости для масла М14Г2ЦС из [12], смещенные на постоянную величину, чтобы соответствовать маслу ТП-46 в одной известной точке.

Согласно ГОСТу 9972–74, масло ТП-46 имеет плотность 0,895 г/см³ при 20 °С. Масло М14Г2ЦС при той же температуре имеет плотность, близкую 901 кг/м³. Таким образом, в расчете использована зависимость плотности масла М14Г2ЦС от температуры, уменьшенная на 6 кг/м³. Поскольку в данном ГОСТе отсутствуют любые данные о теплоемкости масла ТП-46, в качестве опорного использовано справочное значение теплоемкости масла турбинного УТ при 50 °С:

$$c = 0,464 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \cdot 4,1868 \cdot 1000 = 1942 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

При такой же температуре масло М14Г2ЦС имеет теплоемкость 1988 Дж/(кг·К). Поэтому используем температурную зависимость теплоемкости масла М14Г2ЦС, уменьшенную на 46 Дж/(кг·К).

Вязкостная характеристика масла турбинного ТП-46. В соответствии с ГОСТ 9972–74 масло ТП-46 имеет вязкость кинематическую при 40 °С от 61,2 до 74,8 мм²/с и индекс вязкости не менее 90. В соответствии с СТО 56194358–013–2012 ООО «Производство Завод имени Шаумяна» масло ТП-46 имеет вязкость кинематическую при 40 °С, равную 41–50 мм²/с и 6–8 мм²/с и индекс вязкости не менее 90. Следует отметить, что, согласно требованиям обоих ГОСТов, индекс вязкости должен быть не менее 90, но по ГОСТ 9972–74 такой индекс вязкости достигим только при максимальных значениях вязкости при 100 °С (диапазон возможных значений индекса вязкости в заданных пределах для ν от –16 до 96). Предельные значения индекса вязкости по СТО 56194358–013–2012 составляют от 85 до 146°, что соответствует требованию о том, чтобы индекс вязкости был не менее 90.

Для расчета установлена предельная характеристика исходя из значения коэффициента кинематической вязкости при 100 °С, равного 8 мм²/с, и индекса вязкости 90 (данные параметры одинаковы для ГОСТа 9972–74 и для СТО 56194358–013–2012). В результате получим, что коэффициент кинематической вязкости при 40 °С должен быть равен 63,5 мм²/с. Для проверки необходимо вычислить индекс вязкости по методу А, согласно ГОСТу 25371–97 (ИСО 2909–81):

$$\nu l = \frac{L - U}{L - H} \cdot 100 = \frac{100 - 63,5}{100 - 59,6} \cdot 100 = 90,347.$$

На основе сравнения температурных зависимостей вязкости масла ТП-46, согласно принятой зависимости и данным расчета [13], с одной стороны, видно, что эта зависимость дает более высокие значения ν при высоких температурах, и это идет «в запас», а, с другой стороны, зависимость, полученная из расчета [13], дает более высокие значения ν при низких температурах. Это свидетельствует о том, что соответствующий ей индекс вязкости ниже 90, что противоречит ГОСТу 9972–74.

Уточнение нагрузки на подшипники выходного зубчатого колеса. Особенностью нагружения подшипников выходного зубчатого колеса рассматриваемого редукторного комплекса является то, что к выходному фланцу редуктора крепится упругая муфта, часть массы которой воспринимается подшипниками зубчатого колеса. Ввиду несимметричности нагружения подшипников необходимо определить, насколько изменится на них распределение нагрузки.

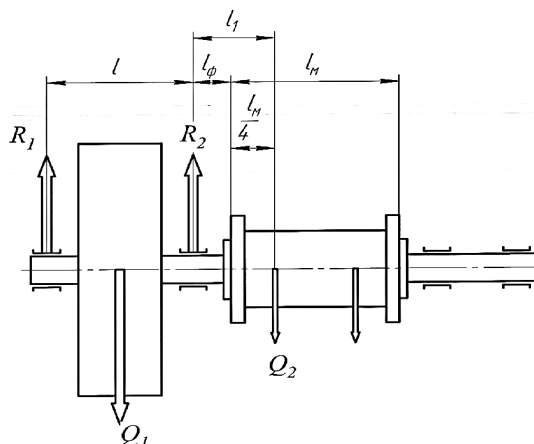


Рис. 4. Расчетная схема

Расчетная схема подшипников выходного зубчатого колеса приведена на рис. 4. Поскольку муфта является упругой и допускает радиальное смещение, примем, что ее масса поровну делится между валом редуктора и следующим валом, который крепится к муфте. Ввиду отсутствия данных о том, где расположен центр масс половины муфты, примем, что он расположен на расстоянии четверти длины муфты от фланца. Исходные данные приведены в табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные

Параметр	Значение
Усилие в зацеплении, кН	$Q_0 = 815$
Расстояние между серединами подшипников, мм	$l = 1120$
Масса муфты, т	$m_2 = 1,55$
Расстояние от середины подшипника до фланца муфты, мм	$l_\phi = 513$
Длина муфты, мм	$l_m = 1070$
Масса зубчатого колеса в сборе, т	$m_1 = 7,109$
Угол между направлением усилия в зацеплении и вертикалью, °	$\alpha = 22,4$

Учет потерь давления в смазочной системе. Дополнительно к методике ГОСТа ИСО 7902 в расчете частично учитывается сопротивление элементов смазочной системы. При правильно выбранных проходных сечениях оно не должно оказывать заметного влияния на работу подшипников. Поэтому целью расчета является проверка выбранных проходных сечений отверстий для смазки в подшипниках и рекомендации для выбора проходного сечения трубки, подающей масло непосредственно к подшипнику. Расчет масляных магистралей в задачи расчета не входит.

Подача масла в подшипники второй ступени, имеющие карманы, производится через окна. Для унификации расчетов всех подшипников в расчете окна заменены на совокупность отверстий эквивалентного диаметра, имеющих идентичный суммарный периметр и площадь проходного сечения. Карманы подшипников шестерни имеют прорези для подачи масла длиной $l = 50$ мм и шириной $w = 12$ мм.

Периметр окна, мм

$$\Pi = 2l + 2w = 2 \cdot 50 + 2 \cdot 12 = 124.$$

Площадь, мм²

$$F = lw = 50 \cdot 12 = 600.$$

Эквивалентный диаметр, мм

$$D_э = 4 \frac{F}{\Pi} = 4 \cdot \frac{600}{124} = 19,355.$$

Число отверстий эквивалентного диаметра

$$n = \frac{\Pi}{\pi d} = \frac{124}{19,35\pi} = 2,0393.$$

Таким образом, два отверстия диаметром 19 мм с гидравлической точки зрения эквивалентны прорези 12×50 мм. Аналогично получено, что прорези карманов подшипников колеса, размер которых равен 20×70 , эквивалентны двум отверстиям диаметром 30 мм.

Обсуждение результатов (The discussion of the results)

Потери давления в отверстиях подвода масла не превышают 1300 Па, размеры отверстий достаточны. Также были рассчитаны условные трубки для подвода масла длиной 3 м и внутренним диаметром 24 мм. Ввиду отсутствия точных данных о длине трубок, одинаковые размеры были заложены для всех подшипников. Расчет показал, что для всех подшипников потери давления в трубках длиной 3 м и внутренним диаметром 24 мм не превышают 13200 Па. На основании полученных результатов можно сделать вывод, что на номинальном режиме при температуре масла на входе в подшипники 50 °С диаметр трубок, равный 24 мм, является достаточным. Наибольшие потери получены в трубке подвода масла к подшипнику шестерни подвода от ГТД.

Несущая способность подшипников, выполненных из мягких и пластичных материалов (баббиты), ограничивается наступающим при повышенных температурах размягчением материала и разрушением его под действием высоких давлений в масляном слое до возникновения граничной смазки [14]. Рекомендуемое удельное давление применения баббита Б83, согласно ГОСТу 1320–74 (ИСО 4383–91), составляет не более 15 МПа, а рабочая температура — 70 °С (см. табл. 1). Подшипники имеют значительный запас как по величине удельного давления, так и по минимальной толщине смазочного слоя. Предельные значения h_{lim1} и h_{lim2} определены, соответственно, по табл. 1 и зависимости (1) в соответствии с ГОСТом ИСО 7902. Параметры несущей способности подшипников приведены в табл. 4.

Таблица 4

Параметры несущей способности подшипников

Подшипник, расположение	$\dot{p}$, МПа	$h_{\min}$, мкм	$h_{\lim1}$, мкм	$h_{\lim2}$, мкм	T_{ex} , °С	T_{eff} , °С	Q_3 , л/мин	Q_p , л/мин
Шестерня входная от ГТД	1,24	89	14	16	77	63	26,2	9,9
Колесо первой ступени	1,19	86	11	16	72	61	21,9	9,6
Шестерня второй ступени	2,51	47	11	16	88	69	8,5	4,0
Шестерня второй ступени	2,51	57	11	16	76	63	17,8	3,4
Колесо выходное	2,10	49	11	16	60	55	12,0	7,9
Шестерня входная от ГЭД	1,63	51	11	16	59	54	9,2	9,3
Шестерня привода МРП	2,40	51	11	16	70	60	19,0	12,3
Шестерня МРП левая	1,02	91	11	16	70	60	19,8	9,4
Колесо МРП левое	1,87	68	11	16	71	60	22,1	10,7
Колесо МРП правое	1,89	66	11	16	69	60	21,0	10,9
Шестерня МРП правая	1,02	91	11	16	70	60	19,8	9,4

Расчетные температуры масла на выходе из подшипника не превышают предельную температуру масла на выходе из подшипника по ГОСТ ИСО 7902 при циркуляционном смазывании $T_{\lim} = 125$ °С при отношении общего количества смазочного материала к расходу смазки за минуту более пяти. При этом следует отметить, что расчетные температуры масла на выходе из подшипника превышают рекомендованные ГОСТ 1320–74 для баббита Б83, но температура, равная 70 °С, не является предельной для подшипников. Несмотря на то, что для редукторов в литературе по деталям машин обычно рекомендуют назначать рабочие температуры так, чтобы средняя не превышала 50–60 °С [11], в двигателях внутреннего сгорания обычным для подшипников скольжения является уровень температур порядка 100 °С. Для баббита Б83 сведения о предельной температуре приведены в [10, с. 329]: «предельной температурой для баббитов принимают ту, при которой его твердость в толстом слое, по рекомендации проф. А. К. Зайцева, падает ниже 12 по Бринелю». Для баббита Б83 эта температура составляет 115 °С.

В ГОСТ ИСО 7902 нет ограничений на относительный эксцентриситет, поскольку этот ГОСТ предназначен для подшипников, работающих в стационарных условиях. Формально применимость данного ГОСТа ограничивается ламинарным режимом течения в смазочном слое, оцениваемом по числу Рейнольдса. По результатам расчета даже для входного подшипника имеется двойной запас по числу Рейнольдса в смазочном слое. Тем не менее в ГОСТе ИСО 7902 отмечается, что данный стандарт неприменим на режимах «вибрации и неустойчивости быстровращающихся валов». При этом в нем отсутствуют методы расчета устойчивости положения центра вала в подшипнике, что, вероятно, связано с тем, что устойчивость подшипника в целом определяется всей динамической системой, включающей вал, корпусные детали и источники внешней нестационарной нагрузки.

Для упрощенной оценки опасности неустойчивой работы используются следующие условия. Так, согласно данным В. А. Дмитриева [11, с. 636] «нормально относительный эксцентриситет должен быть не более 0,55...0,6, так как при меньших значениях работа подшипника может оказаться неустойчивой и возникает опасность появления автоколебаний. Если это условие не выполнено, следует увеличить относительный зазор или выбрать масло с меньшей вязкостью».

П. И. Орлов [14], исходя из предельно допустимой величины относительного эксцентриситета 0,7 в диапазоне относительной ширины подшипника 0,5–2,0, предложил формулу для минимального относительного зазора подшипника:

$$\varphi_{\min} = 3,5\sqrt{\lambda} \sqrt{\frac{B}{D}}, \quad (1),$$

где λ — характеристика режима подшипника.

Данная характеристика определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\eta \omega_h}{2\pi r' 10^6}.$$

Результаты расчета по формуле (1) приведены в табл. 5, откуда видно, что средний относительный зазор для большинства подшипников, ниже рекомендованного как по ГОСТу ИСО 7902, так и по формуле Орлова. Кроме того, относительный эксцентриситет для ряда подшипников ниже диапазона от 0,55–0,6, т. е. находится в зоне появления вероятности неустойчивой работы.

Таблица 5

Параметры, характеризующие устойчивость подшипника

Подшипник, расположение	R_e	$R_{e\max}$	$\bar{\psi}$, ‰	$\bar{\psi}_r$, ‰	$\psi_{\min}$, ‰	ϵ
Шестерня входная от ГТД	445	1077	1,6	2,1	2,4	0,52
Колесо первой ступени	235	1267	1,2	1,8	1,6	0,54
Шестерня второй ступени	226	1259	1,2	1,7	1,1	0,71
Шестерня второй ступени	196	1250	1,2	1,7	1,2	0,66
Колесо выходное	52	1467	0,9	1,3	0,6	0,77
Шестерня входная от ГЭД	89	1065	1,6	1,5	1,4	0,73
Шестерня привода МРП	197	1304	1,1	1,8	1,0	0,71
Шестерня МРП левая	213	1266	1,2	1,8	1,7	0,51
Колесо МРП левое	210	1266	1,2	1,8	1,3	0,64
Колесо МРП правое	196	1265	1,2	1,7	1,2	0,65
Шестерня МРП правая	213	1266	1,2	1,8	1,7	0,51

Результаты выполненного расчета значительно отличаются по величине относительного эксцентриситета, расхода смазочного материала и температуры на выходе. Основная причина этого состоит в том, что в расчете [13] средний относительный зазор в подшипниках получен из рекомендованной табл. 4 по ГОСТу ИСО 7902. В настоящем расчете зазор вычислен по реальным размерам согласно конструкторской документации. При этом реальные зазоры в подшипниках установлены ниже на 28–55% рекомендуемых (кроме подшипника входной шестерни от гребного электродвигателя).

Выводы (Conclusions)

На основе выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Расчет показал, что параметры подшипников рассматриваемого опытного редукторного комплекса удовлетворяют требованиям ГОСТа ИСО 7902 (для критической толщины смазочного слоя $h_{\lim}$ максимально допустимой удельной нагрузки на подшипник $\dot{p}_{\lim}$ и предельно допустимой допустимой температуры подшипника $T_{\lim}$).

2. Необходимое условие по величине критерия Рейнольдса для применимости методики расчета по ГОСТу ИСО 7902 выполняется. Однако неучтенные в ГОСТе ИСО 7902 признаки, такие как величины относительного эксцентриситета [11] и относительного зазора в подшипниках [14], показывают потенциальную возможность возникновения неустойчивого режима работы подшипников, который может быть причиной повышенной вибрации, износа и выхода их из строя. Устойчивость работы подшипников не может в полной мере подтверждаться данным расчетом, поскольку применимость методики по ГОСТу ИСО 7902 ограничена статическими условиями работы подшипников и не распространяется на условия динамического нагружения, когда значение и направление нагрузки изменяются в зависимости от времени, которые могут быть результатом влияния вибрации и неустойчивости быстро вращающихся валов. [15].

3. Подшипники второй ступени редуктора имеют карманы для подвода смазки, которые расположены несимметрично относительно вектора нагрузки. В ГОСТе ИСО 7902 отсутствуют

зависимости для расчета таких подшипников. Косвенный учет несимметричности путем уменьшения расчетного угла охвата показал, что при этом уменьшается расход масла и повышается температура масла на выходе (для шестерни второй ступени на 10 °С), поэтому рекомендуется расположить карманы симметрично вектору нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левчук К. С. Инновационное развитие российского судостроения: состояние и перспективы / К. С. Левчук, Л. С. Абрамова // *Инновации. Наука. Образование*. — 2021. — № 36. — С. 1868–1875.
2. Столяров С. П. Современные актуальные проблемы, как средство прогнозирования перспективы судового дизелестроения / С. П. Столяров, А. С. Столяров // *Актуальные проблемы морской энергетики. Материалы девятой Международной научно-технической конференции*. — СПб.: Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 2020. — С. 63–74.
3. Кузнецов Р. В. Аналитический обзор отечественного и зарубежного опыта разработки и проектирования судовых реверс-редукторных передач / Р. В. Кузнецов // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2022. — Т. 14. — № 1. — С. 93–103. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-1-93-103.
4. Кузнецов Р. В. Обобщение и оценка вариантов перспективных газотурбинных агрегатов и их редукторных передач для нужд отечественного судостроения / Р. В. Кузнецов // *Судостроение*. — 2022. — № 3 (862). — С. 49–52.
5. Леванов И. Г. Методика расчета ресурса подшипников скольжения на ранних этапах проектирования поршневых и роторных машин / И. Г. Леванов, Е. А. Задорожная, Д. Н. Никитин // *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение*. — 2021. — Т. 21. — № 3. — С. 5–21. DOI: 10.14529/engin210301.
6. Заказ 20386. Редукторный комплекс 6РП. Расчет зубчатых зацеплений на прочность по ГОСТ 21354–81 № 1.6 РП.2529–14РР. — СПб.: ОАО «Звезда», 2014.
7. Антипенко Г. Л. Дефекты и методы диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий: монография / Г. Л. Антипенко. — Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. — 243 с.
8. Михайлов-Михеев П. Б. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения / П. Б. Михайлов-Михеев. — М.: МАШГИЗ, 1961. — 838 с.
9. Крюков В. А. Моделирование цилиндрической зубчатой передачи на параллельных осях с регулируемым боковым зазором / В. А. Крюков, Т. В. Нам, А. В. Плясов // *Проблемы машиноведения. Материалы V Международной научно-технической конференции*. — Омск: Омский государственный технический университет, 2021. — С. 454–463. DOI: 10.25206/978-5-8149-3246-4-2021-454-463.
10. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М. В. Коровчинский. — М.: Машгиз, 1959. — 408 с.
11. Дмитриев В. А. Детали машин / В. А. Дмитриев. — Л.: Судостроение, 1970. — 793 с.
12. РТМ 24.060.21–83. Охладители водомасляные. Методы расчета. — Л.: ЦНИДИ, 1983. — 103 с.
13. Заказ 20386. Редукторный комплекс 6РП. Гидродинамический расчет подшипников скольжения по ГОСТ ИСО 7902–3–2001, ГОСТ ИСО 7902–2–2001, ГОСТ ИСО 7902–3–2001, № 1.6РП.2530–2014РР. — СПб.: ОАО «Звезда», 2014.
14. Орлов П. И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие / П. И. Орлов. — М.: Машиностроение, 1988. — Кн. 2. — 544 с.
15. ГОСТ ИСО 7902–1–2001. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Ч. 1: Метод расчета. — ИПК «Изд-во стандартов», 2002. — 28 с.

REFERENCES

1. Levchuk, K. S., and L. S. Abramova. "Innovatsionnoe razvitie rossiiskogo sudostroeniya: sostoyanie i perspektivy." *Innovatsii. Nauka. Obrazovanie* 36 (2021): 1868–1875.
2. Stolyarov, S.P., and A. S. Stolyarov. "Actual problems as a means for forecasting future marine diesel engineering." *Aktual'nye problemy morskoi energetiki. Materialy devyatoi Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii*. SPb.: Sankt-Peterburgskii gosudarstvennyi morskoi tekhnicheskii universitet, 2020. 63–74.

3. Kuznetsov, Ruslan V. "Analytical review of domestic and foreign experience in the development and design of ship reverse gears." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 14.1 (2022): 93–103. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-1-93-103.
4. Kuznetsov, R. V. "Generalization and estimation of prospective gas-turbine units and their reduction gear for the needs of domestic shipbuilding." *Shipbuilding* 3(862) (2022): 49–52.
5. Levanov, I. G., E. A. Zadorozhnaya, and D. N. Nikitin. "Methods for calculating the resource of journal bearings at early stages of designing piston and rotary machines." *Bulletin of the South Ural state university. Series: Mechanical engineering* 21.3 (2021): 5–21. DOI: 10.14529/engin210301.
6. *Raschet zubchatykh zatseplenii na prochnost' po GOST 21354–81*. SPb.: OAO «Zvezda», 2014.
7. Antipenko, G. L. *Defekty i metody diagnostirovaniya mekhanicheskikh i gidromekhanicheskikh transmissii*. Mogilev: Belorus.-Ros. un-t, 2020.
8. Mikhailov-Mikheev, P. B. *Spravochnik po metallicheskim materialam turbino- i motoro-stroeniya*. M.: MashgiZ, 1961.
9. Krukov, V. A., T. V. Nam, and A. V. Plyasov. "Simulation of a cylindrical-conical gear train on parallel axes with an adjustable side clearance." *V International scientific conference "Mechanical Science and Technology Update"*. Omsk: Omskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 2021. 454–463. DOI: 10.25206/978-5-8149-3246-4-2021-454-463.
10. Korovchinskii, M. V. *Teoreticheskie osnovy raboty podshipnikov skol'zheniya*. M.: Mashgiz, 1959.
11. Dmitriev, V. A. *Detali mashin*. L.: Sudostroenie, 1970.
12. *RTM 24.060.21–83. Okhladiteli vodomashinye. Metody rascheta*. Leningrad: TsNIDI, 1983.
13. *Gidrodinamicheskii raschet podshipnikov skol'zheniya po GOST ISO 7902–3–2001, GOST ISO 7902–2–2001, GOST ISO 7902–3–2001*. SPb.: OAO «Zvezda», 2014.
14. Orlov, P. I. *Osnovy konstruirovaniya: Spravochno-metodicheskoe posobie*. Vol. 2. M.: Mashinostroenie, 1988.
15. State Standard ISO 7902–1–2001. Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions. Circular cylindrical bearings. Part 1. Calculation procedure. IPK Izdatel'stvo standartov, 2002.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Кузнецов Руслан Валерьевич —
кандидат технических наук, главный металлург
ПАО «Звезда»
192012, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Бабушкина, 123
Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого
195251, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Политехническая, 29
e-mail: kuznetsovrv@zvezda.spb.ru

Чистов Валентин Борисович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: kaf_osnivr@gumrf.ru

Вихров Николай Михайлович —
генеральный директор
ЗАО «Канонерский судоремонтный завод»
198184, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
Канонерский остров, 41
e-mail: dock@ksz.spb.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Kuznetsov, Ruslan V. —
PhD, Chief Metallurgist
PJSC, Zvezda
123 Babushkina Str.,
St. Petersburg, 192012,
Russian Federation
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
29 Polytechnicheskaya Str., St. Petersburg, 195251,
Russian Federation
e-mail: kuznetsovrv@zvezda.spb.ru

Chistov, Valentin B. —
Dr. of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: kaf_osnivr@gumrf.ru

Vikhrov, Nikolay M. —
CEO
JSC «KSZ»
41, Kanonersky Island, St. Petersburg, 198184,
Russian Federation
e-mail: dock@ksz.spb.ru

Статья поступила в редакцию 26 июля 2023 г.
Received: July 26, 2023.