

## Трение и износ

УДК 620.178.51:621.311.22

DOI: 10.12737/23134

А.И. Куменко, Н.Ю. Кузьминых

### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК МАСЛЯНОЙ ПЛЕНКИ ПРИ РАЗРАБОТКЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ СИСТЕМ МОНИТОРИНГА И ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ КОМПАКС®

Приведены примеры применения интерполяции характеристик подшипников в области возможных перемещений. Представлена методика учета влияния отклонений зазоров от номинальных величин, определенных в заводской документации. Методы расчета характеристик подшипников скольжения во всей области возможных перемещений с возможностью гладкой интерполяции разра-

ботаны для применения в диагностической системе реального времени КОМПАКС®.

**Ключевые слова:** подшипник скольжения, гидродинамическая теория смазки, турбоагрегат, триангуляция, интерполяция, техническая диагностика, технологический разброс, масляная пленка.

A.I. Kumenko, N.Yu. Kuzminykh

### USE OF OIL FILM PROPERTIES AT DEVELOPMENT AND IMPROVEMENT OF COMPAX® SYSTEMS FOR MONITORING AND TECHNICAL DIAGNOSTICS

One of key factors at the vibration reliability support of turbo-sets in operation – a correct design of journal bearings, and also the assurance of supporting system normal operation during a life cycle of a unit with possibility to control basic technical parameters characterizing a technical state. To solve this problem first of all a method for the permanent control of gaps in bearings and also static and dynamic forces affecting every bearing is required. In accordance with new RSS 55263-2012 gaps and shaft misalignments are to be controlled with the aid of two couples of shaft sensors for every supporting bearing. For the evolvement of forces affecting bearings it is necessary to solve the equations of lubrication in supporting bearings.

In this work there is offered a method which allows carrying out all hydro-dynamic computations in advance. In the mode of real-time for the forces definition it is offered to use the interpolation on ready computation results.

To realize this task there are formed fields of possible movements (FPM) of shaft journals in each bearing taking into account single geometrical peculiarities and actual gaps. In the FPM there is formed a grid and for every grid node a computation of essential static and dynamic characteristics is carried out, and the results are saved in a database. In a real-time mode according to the known position of a journal in a gap one defines a point in the FPM and essential characteristics are interpolated.

In such a way are calculated all necessary characteristics of a bearing: vertical and horizontal loads, loss power for friction, mean temperature of lubrication in a lubricating oil wedge, a minimum gap, stiffness and damping coefficients. This information of a bearing state is necessary for the diagnostics of a technical state of a turbo-set, and it is impossible to obtain with the aid of common means of control existing at an electric power station.

In the paper there is shown an example of FPM formation and a computation of basic static characteristics for an elliptical bearing throughout the entire field of possible movements. The analysis of the influence of gaps deviations from nominal values defined by repair lists is presented. The notion of the field of possible movements is introduced beyond which one diagnoses an abnormal mode of a turbo-set operation characterized by increased temperatures of lubricant or babbitt and/or grazes.

The methods for the computation of slider bearing characteristics throughout the whole of the field of possible movements with the possibility of smooth interpolation are developed for the application in the real-time diagnostic system of COMPAX®.

**Key words:** slider bearing, hydro-dynamic theory of lubrication, turbo-set, triangulation, interpolation, technical diagnostics, technological dispersion, oil film.

### Введение

К турбоагрегатам в энергетике предъявляются жесткие требования, важнейшие из которых - вибрационная надежность и долговечность. Обеспечение этих

требований неразрывно связано с соблюдением норм по вибрации основных узлов и поддержкой проектных условий их работы.

Для решения задач снижения износа поверхностей скольжения опорных подшипников и обеспечения вибрационной надежности валопроводов необходимо не только корректное проектирование опорных подшипников, но и соблюдение проектных зазоров и нагрузок в подшипниках в течение всего жизненного цикла агрегата.

На крупных турбоагрегатах в энергетике применяются гидродинамические опорные подшипники скольжения, как правило, эллиптического типа. Они просты в изготовлении, обладают высокой несущей способностью и необходимыми параметрами жесткости и демпфирования. Для решения задачи обеспечения безопас-

ной эксплуатации турбоагрегата необходим способ непрерывного контроля зазоров в подшипниках, а также сил, действующих на каждую опору.

На многих крупных турбоагрегатах электростанций установлены вихретоковые датчики в расточках опорных подшипников для контроля положения вала (рис. 1 и 2). Пара датчиков, установленных под прямым углом (рис. 1), позволяет измерить как статическое, так и динамическое смещения шейки вала. Но, как правило, эти датчики пока используются только для измерения амплитуд вибраций в целях виброконтроля, а всплытие вала можно определить только с одной стороны подшипника.

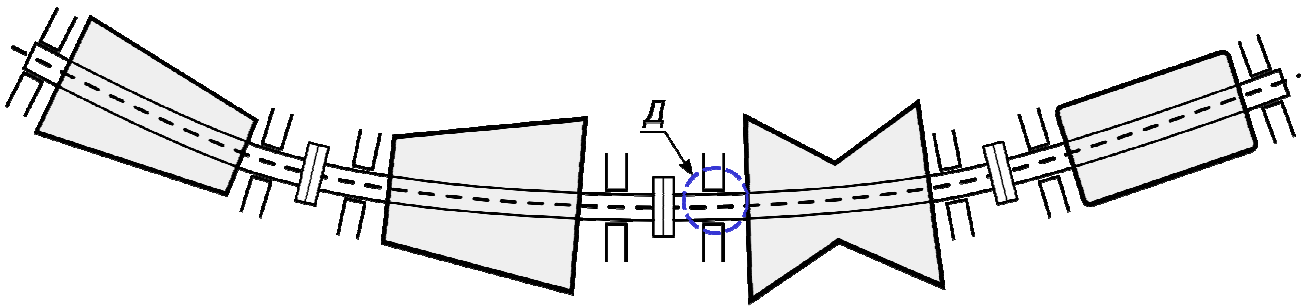


Рис. 1. Схематическое изображение участка валопровода (пунктирным кругом выделен опорный подшипник с датчиками контроля перемещения шейки)

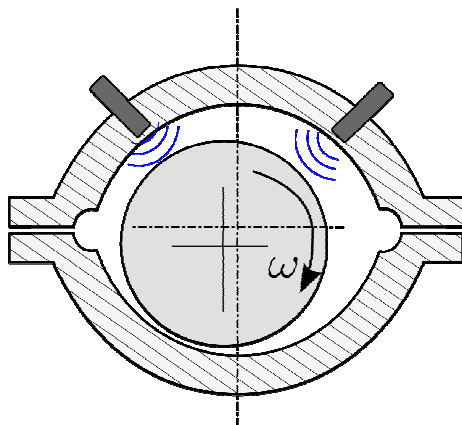


Рис. 2. Эллиптический подшипник и пара датчиков зазора

В соответствии с новым ГОСТ Р 55263-2012 положение вала должно контролироваться с помощью двух пар датчиков вала, установленных с двух сторон шеек опорных подшипников. Это позволяет

более точно измерить не только зазоры, но и перекосы шеек в подшипниках, а также организовать контроль еще целого ряда дефектов [6].

Расчет нагрузок в опорных подшипниках при известном положении шеек валов является традиционной задачей теории смазки, однако такие расчеты требуют значительных вычислительных ресурсов. В работе [4] предложена методика, которая позволяет произвести все гидродинамические расчеты заранее. В режиме реального времени для определения сил предложено использовать интерполяцию по готовым результатам расчетов. Методика позволяет предварительно рассчитать характеристики при любых возможных случаях нагружения, включая отрицательные нагрузки на опору и значительные горизонтальные составляющие нагрузок.

Данная работа дополняет предыдущую, в ней более подробно рассмотрены вопросы применения интерполяции для решения практических задач, возникающих при диагностике турбоагрегатов.

Нами использована та же базовая модель опорного подшипника, что и в предыдущей работе [4]. Аналогичный метод расчета масляного слоя применяется в отечественных справочниках по расчету подшипников [1; 2].

### Построение областей возможных перемещений шейки в расточке подшипника

Рабочая поверхность колодок эллиптического подшипника образована двумя цилиндрическими вкладышами (Рис. 3). Для эллиптического подшипника определяющими параметрами являются горизонтальный и вертикальный зазоры (Рис. 3а),

которые определяют область возможных перемещений (ОВП) (Рис. 3в). Шейка может совершать в этой области относительные перемещения, амплитуда которых ограничена зазорами.

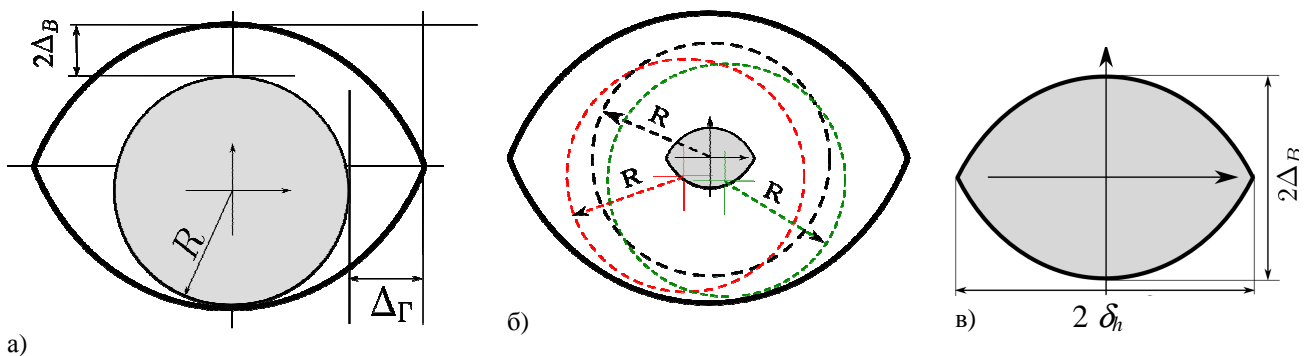


Рис. 3. Горизонтальный и вертикальный зазоры для эллиптического подшипника (а), определение области возможных перемещений центра шейки (б) и ОВП с размерами, х3 (в)

На Рис. 3а  $\Delta_{\Gamma}$  - горизонтальный зазор,  $2\Delta_{\text{В}}$  - двойной вертикальный зазор,  $R$  - радиус шейки,  $m = 1 - \frac{\Delta_{\text{В}}}{\Delta_{\Gamma}}$  - степень эллиптичности. ОВП на Рис. 3б закрашена серым цветом, эта область ограничена двумя эллиптическими дугами. Полувысота области возможных перемещений центра шейки равна  $\Delta_{\text{В}}$ , а полуширина области равна  $\delta_{\text{н}} = \Delta_{\Gamma} \sqrt{1 - m^2}$ . Более подробно построение ОВП приведено в предыдущей нашей работе [4].

Приведем пример определения размеров области. Для подшипников №1-4 агрегата К-1000-5,89/1500 диаметр шейки равен 560 мм, номинальные (конструкторские) горизонтальный и вертикальный зазоры равны 0,575 мм и 0,312 мм соответственно, степень эллиптичности  $m$  равна 0,45. Размер ОВП составляет 1,023 мм по горизонтали и 0,625 мм по вертикали. Реальная область может отличаться от пре-

дусмотренной из-за возможных технологических отклонений в зазорах, появляющихся при ремонтах, а также вследствие износа. Допустимый разброс зазоров определяется производителем в ремонтных формулярах. Влияние отклонений в зазорах будет рассмотрено в последней части работы.

Подобным образом ОВП строится и для других типов подшипников, в том числе для подшипников с подвижными сегментами, что не входит в задачу настоящей работы.

Интерполяция в ОВП производится следующим образом. В области строится сетка, для каждого узла сетки производится расчет необходимых статических и динамических характеристик опорного подшипника, результаты сохраняются в базе данных.

В режиме реального времени по известному положению шейки в зазоре определяется точка в ОВП, и необходимые характеристики вычисляются с помощью интерполяции на сетке. Таким способом

рассчитываются все необходимые характеристики подшипника: вертикальная и горизонтальная нагрузка, мощность потерь на трение, средняя и максимальная температура смазки в масляном клине, минимальный зазор, коэффициенты жесткости и демпфирования.

#### Расчет статических параметров масляной пленки подшипника при известном положении шейки вала в его расточке

На рис. 4 приведены расчеты, иллюстрирующие методику диагностирования положения шейки вала в расточке подшипника на основании заранее определенных характеристик в узлах сетки области возможных перемещений.

В каждой точке ОВП подсчитываются все необходимые статические и динамические характеристики масляной пленки. Основные статические характеристики приводятся на рис. 4. Динамические характеристики, необходимые для вибрационной диагностики, в настоящей работе не приведены.

Расчеты выполнены для эллиптического подшипника №1-4 турбоагрегата К-1000-5,89/1500. Диаметр подшипника  $D=560$  мм, длина  $L=400$  мм. Отношение  $L/D$  равно 0,7, угол охвата  $\alpha$  обоих вкладышей равен 140 град (угол охвата вкладыша измеряется из центра кривизны). Степень эллиптичности  $m = 0,5$ .

На рис. 4 по горизонтали и вертикали отложены перемещения центра шейки в миллиметрах. Графики выполнены в виде линий уровня искомой величины в чечевицеобразной области возможных перемещений шейки вала.

Сплошная жирная линия на рис. 4 соответствует строго вертикальной нагрузке (кривая всплытия). Длинный пиктир соответствует строго горизонтальной нагрузке. Линия с коротким пиктиром

В приведенных ниже примерах мы используем триангуляцию по методу Делоне для двухмерной области и линейную интерполяцию на треугольниках [5]. Интерполирующая функция непрерывна во всей области, находящейся внутри сетки.

обозначает границу области возможных перемещений.

На рис. 4а изображена вертикальная нагрузка на опору скольжения, измеренная в кН, а на рис. 4б - горизонтальная нагрузка. Легко видеть, что для этого подшипника жесткость в вертикальном направлении в несколько раз выше, чем в горизонтальном. На рис. 4в изображен модуль вектора нагрузки, а на рис. 4г - угол отклонения вектора нагрузки от вертикального направления. Вертикальное направление нагрузки носит название нормальной кривой всплытия, эта кривая изображена жирной сплошной линией. На рис. 4д изображена мощность потерь в подшипнике, измеряемая в кВт. На рис. 4е изображен минимальный зазор, который определяется как минимальное расстояние от поверхности шейки вала до поверхностей нижнего и верхнего вкладышей. При нормальной (положительной) вертикальной нагрузке точка минимального зазора будет располагаться на нижнем вкладыше, при отрицательной вертикальной нагрузке - на верхнем вкладыше.

Таким образом, если в процессе измерений каким-то образом измерено положение шейки ротора, то данный подход позволяет в процессе диагностирования выполнить расчеты статических характеристик опорной системы для более подробной оценки технического состояния.

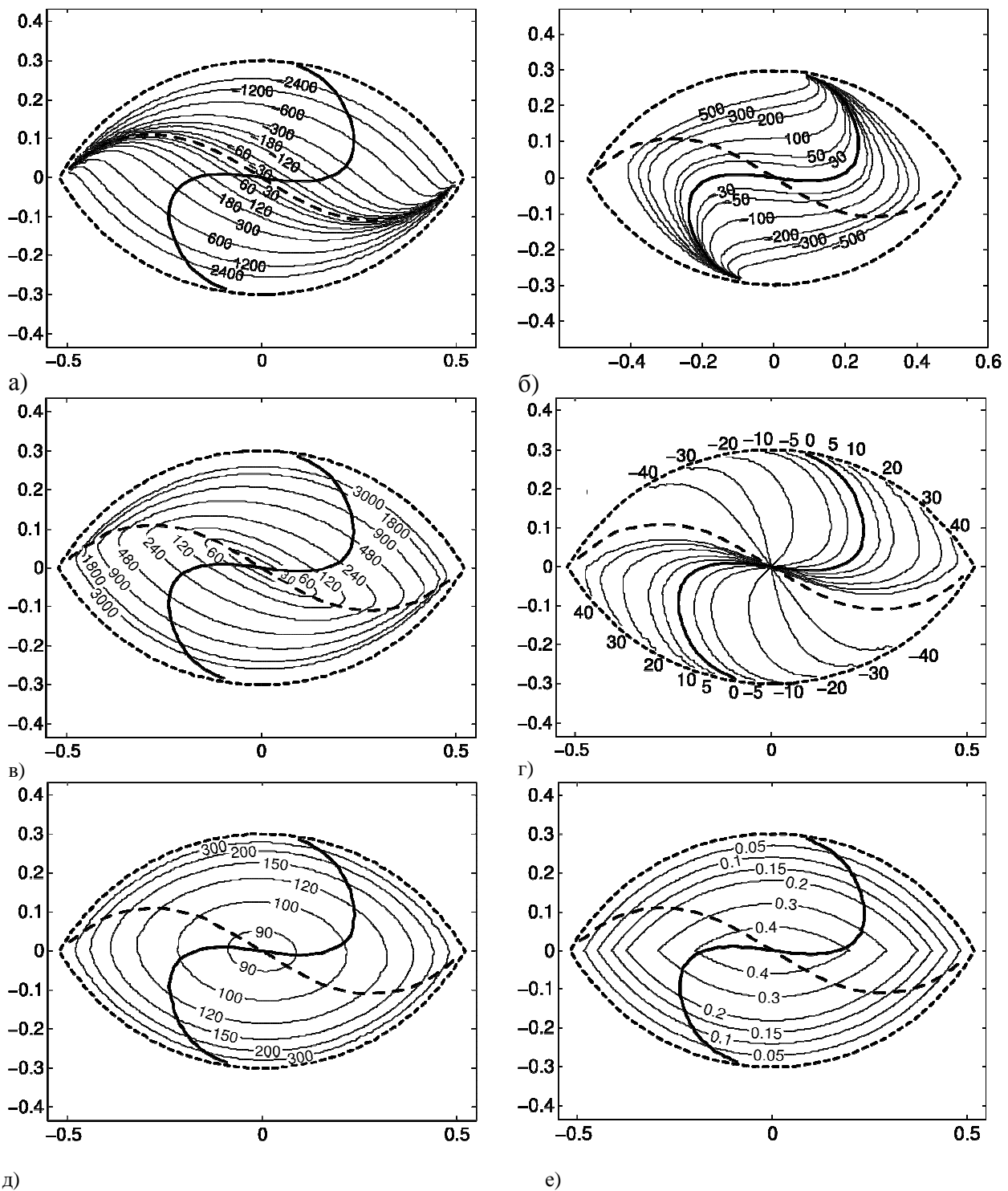


Рис. 4. Линии уровня вертикальной нагрузки, кН (а); линии уровня горизонтальной нагрузки, кН (б); модуль нагрузки, кН (в); углы отклонений вектора нагрузки от вертикали  $\theta$  во всей области возможных перемещений, град (г); мощность потерь в подшипнике, кВт (д); минимальный зазор, мм (е)

### Влияние разброса зазоров

Один из основных факторов обеспечения долговечности агрегата и допустимого уровня вибраций - это неукоснительное соблюдение требований по допускам на сборку и изготовление деталей.

Другой фактор, тесно связанный с допусками на изготовление и центровку роторов, - это контроль зазоров в подшипниках и контроль за тепловыми перемещениями опор. Требования к разбросу

зазоров в подшипниках являются сравни-

Диаметр подшипника, мм	560
Боковой зазор $\Delta_r$ , мм	0,62
Двойной вертикальный зазор $2\Delta_B$ , мм	0,63
Допуск, мм	$\pm 0,06$
Средняя степень эллиптичности	0,5

Для зазора в 0,62 мм допуск  $\pm 0,06$  означает изменение в 10 %.

Разброс степени эллиптичности  $m = 1 - \Delta_r / \Delta_B$  будет в два раза больше. Максимальная и минимальная величины степени эллиптичности:  $m_{\max} = 0,557$ ,  $m_{\min} = 0,436$ . Таким образом, предельный возможный разброс степени эллиптичности составляет 27,8 %.

Рассмотрим разброс размеров для того же подшипника №1-4 диаметром 560 мм, который был рассмотрен выше.

Приняв расчетную нагрузку на подшипник в 200 кН, сравним, как изменятся статические характеристики подшипника

тально жесткими:

при вариации степени эллиптичности, если он будет перегружен до 250 кН.

На рис. 5 показаны три варианта области возможного положения шейки вала при трех вариантах степени эллиптичности: минимальной, средней (номинальной) и максимальной. Области на рисунке совмещены по нижней точке. Кроме ОВП на рис. 5 показаны линии вертикальной нагрузки (кривые всплытия) и линии горизонтальной нагрузки. Кривые, относящиеся к одной геометрии подшипника, показаны одним типом линии.

Результаты расчета статических характеристик сведем в таблицу.

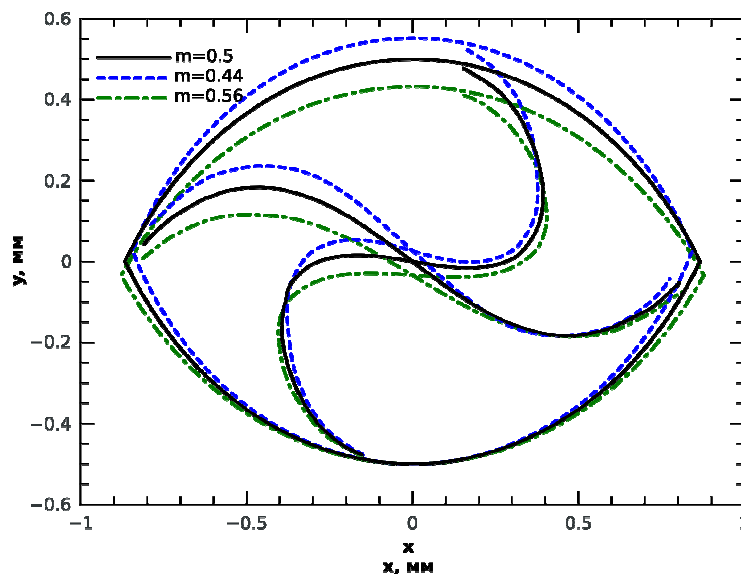


Рис. 5. Сравнение кривых всплытия в размерных координатах (мм) с совмещением нижней границы

Как можно видеть из таблицы, изменения степени эллиптичности вследствие технологического разброса горизонтального зазора на 12 % и вертикального зазора на 25 % влияют на характеристики подшипников следующим образом:

- минимальный зазор - слабая зависимость (менее 5%);
- торцевой и окружной расходы - слабая зависимость (8%);

- потери мощности на трение - умеренная зависимость (21%);
- вертикальная жесткость - умеренная зависимость (11%);
- горизонтальная жесткость - слабая зависимость (4%).

Таким образом, можно констатировать, что в целом технологические допуски на сборку подшипников являются оправданными.

Если реальная нагруженность  $\zeta$  подшипника более 0,5, то отклонения в пределах допусков не приводят к

значительным изменениям точки равновесия, а также статических и динамических свойств опоры.

Таблица

Результаты расчета статических характеристик

m	Вертикальный зазор, мм	Боковой зазор, мм	Нагрузка Q, кН	Горизонтальное смещение, мм	Вертикальное смещение, мм	Потери, кВт	Боковой расход, л/с	Торцевой расход, л/с	Минимальный зазор, мм
0,4	0,56	0,94	200	-0,380	-0,192	110	12,47	37,99	0,253
			250	-0,377	-0,232	113	12,33	37,41	0,221
0,44	0,53	0,94	200	-0,379	-0,162	115	12,43	37,23	0,253
			250	-0,378	-0,203	117	12,35	36,72	0,221
0,5	0,5	1	200	-0,397	-0,103	124	13,17	37,46	0,249
			250	-0,396	-0,132	133	13,00	37,00	0,217
0,56	0,47	1,06	200	-0,404	-0,120	132	13,74	37,52	0,243
			250	-0,407	-0,154	133	13,64	37,12	0,212
0,59	0,44	1,06	200	-0,389	-0,100	133	13,52	36,50	0,242
			250	-0,396	-0,134	145	13,55	36,09	0,209

### Применение результатов расчетов

В реальных условиях станций по разным причинам допуски на зазоры могут быть превышены, иногда значительно. Рядовые специалисты при сборке допускают еще большие отклонения в зазорах, что часто приводит к появлению низкочастотной вибрации (НЧВ), задеваниям по баббиту, дополнительному нарушению центровки роторов по полумуфтам. Если в системе низкие запасы устойчивости по частоте вращения или расходу рабочего тела, то разброс зазоров в сторону превышения эллиптичности при максимальном боковом зазоре позволяет уйти от рисков потери устойчивости ротора при технологических отклонениях температуры масла, расцентровок опор и т.д.

Гораздо большую опасность для турбоагрегата представляют другие факторы, такие как тепловые расцентровки опор, несогласованное всплытие в паре соседних подшипников, дефекты балансировки и сборки по полумуфтам, погибы валов и т.д.

Ошибки на этом этапе могут привести к чрезмерным вибрациям и иногда к авариям со значительными экономическими потерями. Стоимость прямых потерь из-за простоев агрегата при выводе в незапланированный ремонт может составлять десятки миллионов рублей в сутки. Не исключены в сейсмически опасных районах или районах с высоким уровнем грунтовых вод

дополнительные ускоренные просадки опор с последующими неприятностями.

Для исключения перечисленных рисков необходим непрерывный мониторинг перемещений валов в расточках подшипников с использованием двух пар датчиков вала, включая диагностику технического состояния путем оперативного расчета и контроля статических характеристик. Кроме того, при техобслуживании турбоагрегата необходим тщательный контроль за реальными зазорами в опорных подшипниках.

Опорные подшипники по обе стороны каждой соединительной муфты существенным образом влияют друг на друга, так как перемещение шейки вала в зазоре одного подшипника жестко связано с перемещением шейки вала в зазоре соседнего подшипника.

Например, при просадке одной из опор в паре один подшипник становится перегруженным, а второй разгружается. На практике встречаются ситуации, когда разгруженная опора несет отрицательную нагрузку, а перегруженная опора несет более чем двойную нагрузку. Часто просадки опор приводят к появлению значительных горизонтальных составляющих нагрузки. Это может вызвать риски задеваний шейки о баббит или радиальных задеваний в проточной части, погибов роторов, появ-

ления низкочастотной вибрации, значительного износа и перегрева масла.

Полученные результаты планируются для использования при диагностировании несущей способности подшипников и расцентровок опор турбоагрегата (методика расчета расцентровок опор представлена в отдельной статье [7]).

В справочниках статические и динамические характеристики приводятся только для нижней части кривой всплытия (жирная сплошная линия на диаграммах). Предложенный нами метод позволяет рассчитать и сохранить статические и динамические параметры опорных подшипников скольжения при любом положении шейки ротора в области возможных перемещений и определить область допустимых перемещений.

Анализ сил и перемещений позволяет выделить граничные области в подшипнике, куда, как правило, не должна попадать шейка при стационарной работе с учетом допустимых вибрационных смещений. При этом по результатам измерений перемещений диагностируется попадание в область с недопустимыми минимальными динамическими зазорами. Граница этой области определяется минимальным статическим зазором и амплитудой колебаний при заданной шероховатости поверхностей ротора и расточки подшипника, при которых не происходит перегрева смазки и баббита выше допустимых значений. В зависимости от параметров подшипника

## Выводы

1. Представлена методика предварительного расчета характеристик опорных подшипников скольжения в области возможных перемещений. Описанная методика применима для предварительного расчета, сохранения и последующего использования любых характеристик опорных подшипников. Методика не зависит от конкретного вида математической модели гидродинамики масляного слоя подшипника.

2. Приведены примеры построения статических характеристик масляного слоя в области возможных перемещений для некоторых конструкций подшипников, типичных для крупных энергетических турбоагрегатов.

этот зазор может составлять от 50 до 200 мкм. Используя найденные пределы допустимых смещений в ОВП, можно ввести понятие «область допустимых перемещений». Она будет меньше области возможных перемещений за счет минимально допустимого зазора.

При формировании базы данных нет смысла рассчитывать параметры жесткости и демпфирования в дискретных точках зоны, в которой имеет место недопустимый режим работы. Таким образом, анализ статических характеристик - смещений, нагрева смазки и нагруженностей - позволяет оптимизировать объем остальной базы статических и динамических характеристик: расходов смазки, потерь мощности на трение, коэффициентов жесткости и демпфирования и др.

Сравнение рабочих точек на кривой всплытия для разных подшипников при их существенных отклонениях от расчетных значений позволяет сделать необходимую коррекцию центровок роторов, в том числе в горизонтальной плоскости.

Для диагностирования вероятности потери устойчивости шеек роторов в расточке подшипников в любой точке рабочей зоны ОВП можно вычислить работу сил демпфирования и возбуждения при имеющихся траекториях движения и сопоставить полученные характеристики с характеристиками проектной устойчивости роторов турбоагрегата.

3. Предложенный метод позволяет рассчитать и сохранить статические и динамические параметры опорных подшипников скольжения при любом положении шейки ротора в области возможных перемещений и определить область допустимых перемещений.

4. Рассчитана чувствительность основных статических параметров масляной пленки к изменению зазоров в пределах практических допусков горизонтального и вертикального зазоров рассматриваемых подшипников.

5. Методы предназначены для применения в системах мониторинга и технической диагностики физических процессов



в опорных системах турбоагрегатов, кото- | рые перешли в категорию наблюдаемых.

*Работа выполнена при финансовой поддержке в соответствии с грантом РНФ (соглашение № 15-19-00267 от 19 мая 2015 г.).*

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения: справочник/ В.А.Воскресенский, В.И.Дьяков. - М.: Машиностроение, 1980.
2. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: справочник/ В.А.Воскресенский, В.И.Дьяков, А.З.Зиле. - М.: Машиностроение, 1983.
3. Harnoy, A. Bearing design in machinery: engineering tribology and lubrication/ A.Harnoy. - N. Y.: CRC Press, 2002.
4. Куменко, А.И. Расчет и интерполяция характеристик опорных подшипников скольжения в области возможных перемещений шеек роторов/ А.И.Куменко, В.Н.Костюков, Н.Ю.Кузьминых// Теплоэнергетика. - 2016. - № 10. - С. 1-8.
5. Watson, David F. Contouring: a guide to the analysis and display of spatial data/ David F. Watson. - Tarrytown, N. Y.: Pergamon Press Inc., 1992.
6. Куменко, А.И. Диагностика результатов сборки валопровода в эксплуатации с использованием датчиков вала/ А.И.Куменко, В.Н.Костюков, Н.Ю.Кузьминых, А.В.Тимин, Г.В. Богданов// Труды конференции «Современные технологии сборки»/ Университет машиностроения. - М., 2015. - С. 50-62.
7. Kumenko, A.I. Improved methods of control of an unbalanced rotor monitoring systems and automatic diagnostics/ A.I.Kumenko// International Conference on Oil and Gas Engineering. - 2015. - P. 135-139.
1. Voskresensky, V.A. *Computation and Development of Slider Bearings: Reference Book*/ V.A. Voskresensky, V.I. Diyakov. - M.: Mechanical Engineering, 1980.
2. Voskresensky, V.A. *Computation and Development of Fluid Friction Bearings: Reference Book*/ V.A. Voskresensky, V.I. Diyakov, A.Z. Zile. - M.: Mechanical Engineering, 1983.
3. Harnoy, A. Bearing design in machinery: engineering tribology and lubrication/ A.Harnoy. - N. Y.: CRC Press, 2002.
4. Kumenko, A.I. *Computation and Interpolation of Slider Bearings Characteristics in the Field of Possible Rotor Journals Travels*/ A.I. Kumenko, V.N. Kostyukov, N.Yu. Kuzminykh// Heat-and-Power Engineering. - 2016. - № 10. - pp. 1-8.
5. Watson, David F. Contouring: a guide to the analysis and display of spatial data/ David F. Watson. - Tarrytown, N. Y.: Pergamon Press Inc., 1992.
6. Kumenko, A.I. Results diagnostics off shafting assembly in operation using shaft sensors/ A.I. Kumenko, V.N. Kostyukov, N.Yu. Kuzminykh, A.V.Timin, G.V. Bogdanov// *Proceedings of the Conf. "Modern Assembly Techniques"*/ University of Mechanical Engineering. - M., 2015. - pp. 50-62.
7. Kumenko, A.I. Improved methods of control of an unbalanced rotor monitoring systems and automatic diagnostics/ A.I.Kumenko// International Conference on Oil and Gas Engineering. - 2015. - P. 135-139.

*Статья поступила в редколлегию 27.06.2016.*

*Рецензент: д.т.н., профессор Орловского государственного университета Савин Л.А.*

#### Сведения об авторах:

**Куменко Александр Иванович**, д.т.н., профессор, ООО «Научно-производственный центр «Динамика», нач. центра мониторинга и технической диагностики, тел.: +7 499 267-30-61, e-mail: [1949kai@mail.ru](mailto:1949kai@mail.ru), [A2008kai@rambler.ru](mailto:A2008kai@rambler.ru).

**Kumenko Alexander Ivanovich**, D.Eng., Prof., "Scientific-Production Center Dynamics" Co., Head of the Center for Monitoring and Technical Diagnostics, Phone: +7 499 267-30-61, 8-915-230-59-80, [1949kai@mail.ru](mailto:1949kai@mail.ru), [A2008kai@rambler.ru](mailto:A2008kai@rambler.ru).

**Кузьминых Николай Юрьевич**, ООО «Научно-производственный центр «Динамика», научный сотрудник, тел.: +7 499 267-30-61, e-mail: [nick.y.kuzm@gmail.com](mailto:nick.y.kuzm@gmail.com).

**Kuzminykh Nikolay Yurievich**, "Scientific-Production Center "Dynamics" Co., Research worker, Phone: +7 499 267-30-61, 8-915-115-69-06, [nick.y.kuzm@gmail.com](mailto:nick.y.kuzm@gmail.com).