

РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЛЬНЫХ И РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ И ДИНАМИКИ РОТОРОВ АГРЕГАТОВ И ТУРБОМАШИН

Показатели работы и надежность высокоскоростных машин и агрегатов повышенного ресурса существенно зависят от характеристик подшипников. Причем последние по ряду показателей имеют ограниченные возможности. Поэтому в настоящее время в нашей стране и за рубежом разработке конструкций, методов расчета, выбору материалов и исследованию высокоскоростных подшипников уделяется повышенное внимание. В особенности отмеченное касается подшипников скольжения (ПС), работающих при скорости шейки $V > 20 \dots 25$ м/с, большом ресурсе, больших нестационарных нагрузках, в случаях использования маловязких рабочих сред, имеющих высокую температуру.

В статье представлены основные новые результаты, полученные при разработке методов, алгоритмов, программ расчета и исследованиях радиальных и радиально-осевых (односторонних и двухсторонних) подшипников скольжения, а также динамики роторов агрегатов и турбомашин различной мощности. Из радиальных подшипников на данном этапе изучались гидродинамические подшипники (ГДП) с различной формой расточки (цилиндрической, эллиптической, многоклиновой и др.) и гидростатические подшипники (ГСП) — втулочные (с равномерно и неравномерно расположенными по окружности камерами) и сегментные (рис. I а, б), работающие при гидростатическом, гидростатодинамическом или гидродинамическом режиме. Среди радиально-осевых подшипников в основном исследовались ГДП и ГСП, имеющие конические рабочие поверхности (рис. I в). В качестве смазочного материала (СМ) подшипников рассматривались вода, водный раствор полимеров, нитрин и масла типа ИПМ-10 и Т_п-22.

Для всех указанных типов подшипников разработаны методики, алгоритмы и программы расчетов (применительно к ЭВМ типа IBM) статических (расхода СМ, затрат мощности на трение и прокачку, грузоподъемности и др.) и динамических (коэффициентов жесткости и демпфирования) характеристик. В основе методов расчета подшипников положены обобщенное уравнение Рейнольдса, уравнение теплового баланса, уравнение баланса расходов СМ (для ГСП), уравнение состояния СМ и уравнение движения подушек (в случае их подвижности). Для

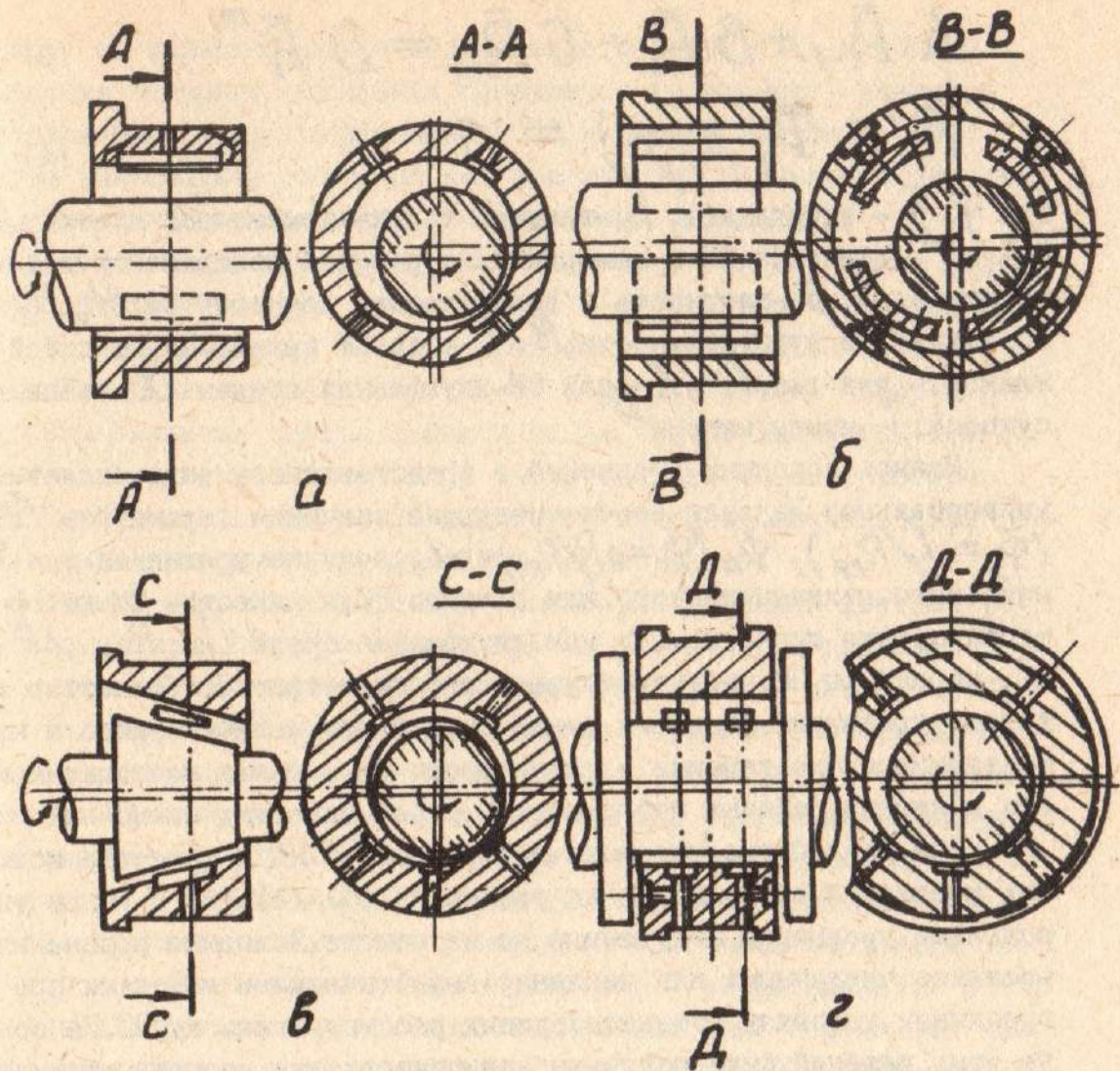


Рис. I

подшипников с конической формой рабочей поверхности первые четыре уравнения получены в следующем безразмерном виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{\rho} \cdot \bar{h}^3}{\bar{\mu} \cdot \bar{K}_x} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \lambda^2 \cdot (1 + \Phi_y \cdot \bar{\xi}) \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{\xi}} \left[\frac{\bar{\rho} \cdot \bar{h}^3}{\bar{\mu} \cdot \bar{K}_z} (1 + \Phi_y \cdot \bar{\xi}) \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\xi}} \right] = \sum_{i=1}^5 F'_i(\varphi, \bar{\xi}), \quad (1)$$

$$St \cdot \bar{\rho} \frac{\partial \bar{\tau}}{\partial \bar{\xi}} \bar{h} + \check{K} \cdot \left[\frac{\bar{q}_\varphi}{\Theta \cdot (1 + \Phi_y \cdot \bar{\xi})} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} + \frac{\bar{q}_z}{\sqrt{\Phi_y^2 + \Phi_R^2}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\xi}} \right] + \\ + \check{L} \cdot \left[\frac{\bar{q}_\varphi}{\Theta \cdot (1 + \Phi_y \cdot \bar{\xi})} \frac{\partial \bar{M}}{\partial \varphi} + \frac{\bar{q}_z}{\sqrt{\Phi_y^2 + \Phi_R^2}} \frac{\partial \bar{M}}{\partial \bar{\xi}} \right] = H \quad (2)$$

$$A \cdot \bar{P}_{i-1} + B \cdot \bar{P}_i + C \cdot \bar{P}_{i+1} = D \cdot \bar{P}_i^m \quad (3)$$

$$\bar{F}(\bar{p}, \bar{T}, \bar{\mu}, \bar{\rho}) = 0, \quad (4)$$

где ψ, \bar{z} - координаты; \bar{h} - текущая толщина смазочной пленки; \bar{P} , \bar{p} , \bar{T} - давления СМ в камерах и на рабочей поверхности и температура; $\bar{\rho}$, $\bar{\mu}$ - плотность и динамическая вязкость СМ; K_x, K_z - коэффициенты турбулентности; $\bar{M} = \bar{T}$ - если СМ представляет собой жидкость или газ, $\bar{M} = X$ - если СМ - двухфазная среда; X - степень сухости; \bar{i} - номер камеры^{х/}.

Запись исходных уравнений в представленном виде является универсальной. Задавая соответствующие значения параметров Φ_y ($\Phi_y = L/R_{cp}$), Φ_R ($\Phi_R = \Delta R/R_{cp}$) и α_0 , получим уравнения для конического, цилиндрического или осевого ПС, в качестве СМ которого используется жидкость, газ или двухфазная среда ($L, R_{cp}, \Delta R, \alpha_0$ - параметры ПС, характеризующие его геометрию. Особенностью исходных уравнений является также учет в них неламинарного и неизоэтермического течения и сжимаемости СМ, а также нестационарности движения рабочих поверхностей, ограничивающих смазочный слой.

При разработке математических моделей ПС в качестве исходных уравнений выбирались как уравнения (1)-(4), так и более упрощенные уравнения, полученные на их основе. Исходные уравнения решались численными или численно-аналитическими методами при граничных условиях, соответствующих рассматриваемому ПС. На основе этих решений были получены зависимости для расчета статических и динамических характеристик подшипников. Большие трудности были при разработке методик и расчета радиально-осевого ГСП (рис. 1 г).

Были рассмотрены характеристики ГДП и ГСП с диаметрами шеек от $D=0,015$ м до $D=0,420$ м (при $n=0 \dots 3000$ об/мин исследовались ПС с $D > 0,08$ м, при $n=0 \dots 35000$ об/мин - с $D < 0,08$ м). Подшипники предназначались для шестеренчатых насосов, интегральных приводов генераторов ($D \leq 0,02$ м), турбин ($D > 0,02$ м). Выявлено влияние значений отдельных параметров и факторов (неизотермичности, кавитации, турбулентности СМ, ориентации подушек сегментных

х/ Зависимости для расчета значений безразмерных параметров и коэффициентов из-за ограниченности объема статьи не приводятся.

ПС и др.) на характеристики подшипников. В результате уточнены оптимальные значения отдельных параметров (в частности размеров и расположения камер, нагруженности ПС, размеров подушек и др.). При этом учитывались значения как статических и динамических характеристик подшипников, так и их удельные показатели.

Для оценки движения центра шейки (оценки динамических характеристик шейки и ротора) уравнения (1)–(4) или полученная на их основе более упрощенная система уравнений решаются совместно с уравнениями движения шейки /1/. Такой подход позволяет получить траектории движения центра шейки и на их основе амплитуды комбинаций и критические скорости, а также оценить характеристики ПС при $n = VAZ$ или когда на ПС действует кратковременная дополнительная сила (например, при линейных перегрузках).

Получены и проанализированы траектории движения центров роторов в различных ПС. При оценке границ устойчивого движения роторов использовался как указанный выше метод, так и метод, основанный на теории малых возмущений. Указанные методики расчета динамических характеристик роторов пригодны при рассмотрении определенного круга практических задач. Для уточненной оценки динамики роторных систем с ротором произвольного вида, установленного на опорные узлы с ПС, обладающих упруго-демпферными свойствами разработана специальная методика и отлажена программа расчета. В основу их положен метод начальных параметров. Рассматривается ротор (валопровод) круглого поперечного сечения, имеющий переменные изгибную жесткость и погонную массу. Ротор нагружен статической силой и опирается на два или более ПС, которые в свою очередь, могут опираться на любые опорные устройства в том числе и на произвольные упруго-массовые опоры с демпфированием.

Для решения исходных уравнений движения ротор, представляющий собой твердое тело с распределенными параметрами, заменяется эквивалентной дискретной схемой. Последняя получается в результате разбивки ротора на отдельные участки в зависимости от его конструктивных особенностей и длин участков. Переход к дискретной расчетной схеме позволяет заменить исходную систему дифференциальных уравнений движения рекуррентным соотношением вида $a_{i+1} = (D \cdot G \cdot a)_i$, где a_i, a_{i+1} – матрицы деформированного состояния в $i, i+1$ узловых точках D_i, G_i – квадратные переходные матрицы. Отдельные элементы матрицы G_i содержат приведенные к узловой точке коэффициен-

ты жесткости и демпфирования опор. Для расчета приведенных динамических коэффициентов опор, имеющих сложную конструкцию, разработана специальная методика, в основе которой положена замена реальной конструкции опоры дискретной многомассовой системой, каждый элемент которой обладает двумя степенями свободы. Значения приведенных динамических коэффициентов зависят от частоты колебаний системы и вычисляются в процессе расчетов. Для ряда турбин выполнены расчеты по установлению форм упругих линий и критических скоростей валопроводов. На рис. 2 в качестве примера представлены упрощенная схема валопровода стационарной трехопорной турбины типа К-120-6,4, расчетная схема подшипника $\phi 520$ мм и форма упругой линии, полученная при $n=3000$ об/мин и при разбивке валопровода на 96 участков при коэффициенте жесткости опор $C^* = 0,5 \cdot 10^9$ Н/м. Расчетное значение первой критической скорости составляет ≈ 1670 об/мин, второй критической скорости ≈ 3400 об/мин.

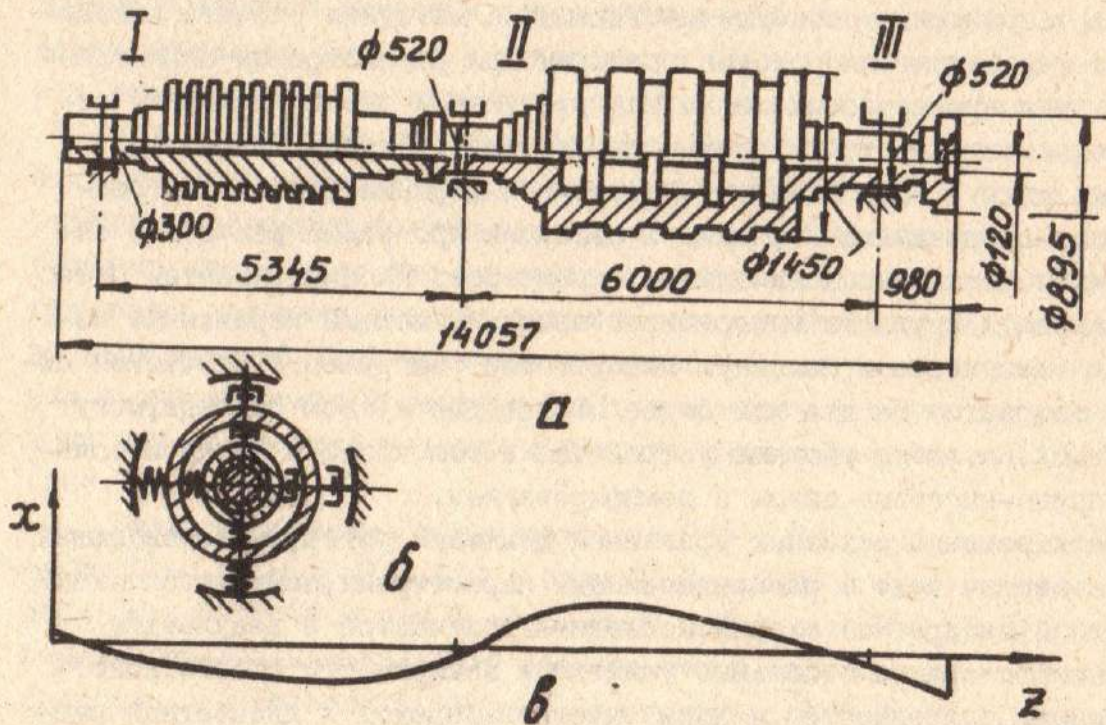


Рис. 2

Полученные результаты обобщены в виде рекомендаций по расчету характеристик и выбору типа подшипников скольжения и значений их основных параметров. Основными выводами работы являются.

1. Впервые получены исходные уравнения, учитывающие форму рабочих поверхностей, неизотермичность, сжимаемость, смешанный режим и двухфазность течения смазочного материала в отдельных зонах гидравлических трактов подшипников скольжения, а также характер движения и нагружения ротора.

2. Разработаны методы, алгоритмы и программы расчета:

- статических и динамических характеристик радиальных (втулочных и сегментных) и радиально-осевых ПС (ГСП и ГДП), учитывающие основные особенности работы подшипников в составе опорных узлов высокоскоростных агрегатов и турбомашин различной мощности;

- динамических характеристик опорных узлов с ПС рассмотренных типов, учитывающие указанные выше особенности их работы, включая и нагруженность;

- динамических характеристик роторов, установленных на двух радиально-осевых подшипниках скольжения;

- критических скоростей и амплитуд колебаний роторных систем с учетом особенностей геометрии и нагружения ротора, конструкций и условий работы опорных узлов.

3. Проведенные расчеты позволили определить значения статических и динамических характеристик рассматриваемых подшипников, динамические характеристики роторов ряда изделий, а также изучить влияние на них отдельных параметров и факторов. Сравнение данных расчетов с имеющимися результатами в целом показало их удовлетворительное согласование. Ряд результатов получен впервые.

4. Выполнено обобщение полученных результатов и разработаны общие рекомендации по расчету и проектированию подшипников скольжения рассмотренных типов.

Отдельные вопросы расчетов, исследования и проектирования подшипников скольжения рассмотренных конструкций подвергаются в настоящее время дальнейшему уточнению. Основные результаты исследований, имеющие законченный характер, переданы для практического использования в НПО "Турбоатом" и НПО ФЭД.

Л и т е р а т у р а

1. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин. Харьков, Изд-во "Основа" при ХТУ, 1992, 197 с., Авт.: Артеменко Н.П., Чайка А.И., Доценко В.Н. и др.