

Практика проектирования газовых подшипников для холодильных машин

Часть II. Проектирование и методика расчета гибридных подшипников*

В.Н. БЕСЧАСТНЫХ, главный конструктор ЗАО «Плакарт», канд. физ.-мат. наук **П.В. БУЛАТ**, pavelbulat@mail.ru, Университет, ИТМО, С.-Петербург

В статье рассмотрена практика проектирования и расчета гибридных подшипников, включая определение грузоподъемности, учет динамических режимов работы. Дана постановка прямой задачи расчета, в ходе которой по заданной геометрии сегмента подшипника и толщине смазочного слоя вычисляются распределение сил давления, полей скорости и определяется равнодействующая сил давления, действующих на сегмент. При решении обратной задачи дан алгоритм определения параметров подшипника по заданной несущей способности и расходу рабочего тела. Отдельное внимание уделено расчету свободно поворачивающихся самоустанавливающихся сегментов, которые при вращении обеспечивают создание дополнительной подъемной силы за счет эффекта Бернулли. Приведены сведения об оптимизации формы сегмента и системы подачи воздуха сегментного гибридного подшипника. Продемонстрированы преимущества подшипника с замкнутым контуром и серповидным соплом. Рассмотрены основные виды нестационарных движений вала: полускоростной вихрь, параметрический резонанс, эффект Зоммерфельда, биения. Продемонстрировано «квантование» предельных циклов прецессирования ротора при различных уровнях начальных возмущений.

Ключевые слова: газостатический подшипник, газодинамический подшипник, проектирование и методика расчета гибридных газовых подшипников, газовая смазка.

* Часть I. Обзор газовых подшипников. – см. «Холодильная техника» № 7/2015.

Проектирование гибридных газостатических подшипников (ГСП)

Методика решения прямой задачи расчета гибридного ГСП [1, 7]. Основное уравнение гидродинамической теории смазки — это уравнение Рейнольдса. Расчеты обычно ведутся в рамках модели ламинарного течения. Развитые турбулентные течения могут возникать в ненагруженных областях подшипника, а также на локальных элементах (канавках, кромках, отверстиях). Их необходимо моделировать с использованием моделей турбулентности.

В результате решения прямой задачи для разных вариантов геометрии смазочного слоя определяются главный вектор сил давления в смазочном слое и расход смазки. Для принятого конструктива подшипника назначаются предварительные параметры — давление в полости подшипника p_a , допустимый минимальный зазор H_{\min} , средний зазор в сегменте H_0 (рис. 1) или средний зазор в полноохватном подшипнике. Геометрия подшипника при решении прямой задачи задается конструктивно. Диаметр вала и длина подшипника ограничиваются возможностями размещения узла, а также предельной окружной скоростью, которую назначают не более 80 м/с для радиального подшипника и не более 100 м/с для периферии осевого подшипника (для масляных подшипников).

Определение грузоподъемности подшипника. Статическая грузоподъемность сегментного подшипника, а также производная от нее зависимость жесткости от эксцентриситета определяются для постоянно действующих или медленно меняющихся нагрузок. При смещении центра вала от концентрического расположения относительно подшипника на величину эксцентриситета e на каждом из сегментов устанавливается определенный зазор H_i (рис. 1). Вычисляя зазоры для ряда значений относительных эксцентриситетов, получают для каждого из них величину равнодействующей сил давления F_{ki} , после чего определяется грузоподъемность подшипника.

Учет разворота сегмента и определение равновесия. Для расчета грузоподъемности подшипника при вращении вала необходимо учитывать аэродинамические силы, возникающие при повороте сегментов

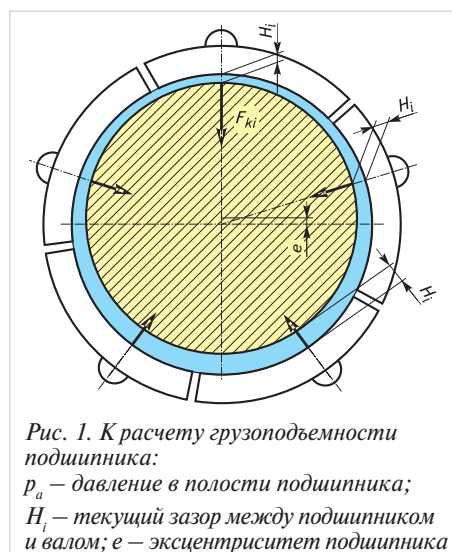


Рис. 1. К расчету грузоподъемности подшипника:
 p_a — давление в полости подшипника;
 H_i — текущий зазор между подшипником и валом; e — эксцентриситет подшипника

подшипника по мере увеличения скорости вращения вала. Если угол разворота известен, то подъемная сила вычисляется либо по линейной теории, либо решением уравнений Рейнольдса. Для определения угла атаки сегмента приходится решать обратную задачу. Сегменты передают нагрузку на корпус посредством шарнира (рис. 2). Шарнир позволяет сегментам поворачиваться вокруг центра под действием гидродинамических сил и занимать положение равновесия, когда крутящий момент становится равным нулю $M_z = 0$.

По данным расчетов строятся диаграммы моментов и сил в зависимости от выходного зазора $H_{\text{вых}}$ для каждого текущего зазора H_i , после чего строятся графики зависимости сил, действующих на сегменты, от текущего зазора при равновесном положении сегмента. По этим диаграммам методом линейной интерполяции определяются: выходной зазор H_{0p} , при котором наступает равновесное положение сегмента, т.е. $M_z = 0$; равнодействующая сил давления F_{k0} , действующая на сегмент в положении равновесия. Грузоподъемность подшипника в целом определяется векторным сложением результирующих сил, возникающих на каждом из сегментов.

Оптимизация формы сегментов и системы распределения воздуха

То, каким образом через сопла, какой геометрии подается газ в смазочный зазор, существенно сказывается на распределении давления, а следовательно, на несущей способности и жесткости воздушного смазочного слоя. Существуют две противоположные тенденции в конструировании системы распределения воздуха. Первая заключается в попытке распределить газ равномерно по сегменту через большое количество маленьких отверстий, так как теоретически известно, что, чем меньше диаметр одного отверстия и отношение его длины к диаметру, тем жестче смазочный слой (из-за возрастания сопротивления отверстия как дросселя). Наилучшими в этом направлении являются пористые подшипники. Однако таким подшипникам свойственны недостатки: они засоряются, изменяется характер распределения газа по поверхности сегмента и т.д.

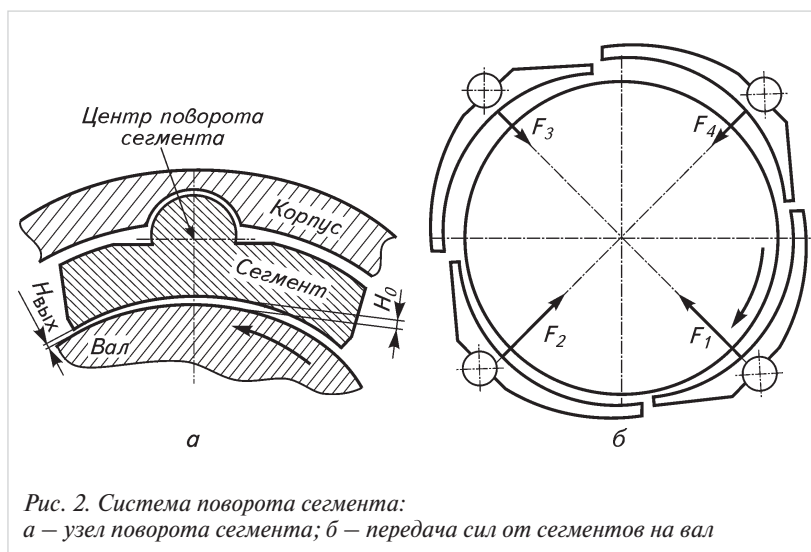


Рис. 2. Система поворота сегмента:
 а — узел поворота сегмента; б — передача сил от сегментов на вал

Альтернатива этой конструкции – подвод газа через большие отверстия и распределение его по поверхности сегмента через щелевые сопла – бороздки (рис. 3, а), которые могут быть замкнуты в контур (рис. 3, б). Бороздки (контур) создают дополнительное сопротивление перетеканию воздуха, поэтому несущая способность и жесткость смазочного слоя приближаются к этим параметрам у пористого сегмента. Такая система распределения имеет достаточную стойкость к загрязнению, погодным условиям и т.д. Сравнение сегмента с бороздками, замкнутыми в контур (рис. 3, б), и сегмента, у которого такое же количество воздуха распределяется по системе цилиндрических микроотверстий, также расположенных вдоль контура, показало, что их несущие способности практически не отличаются. Таким образом, оптимальным можно считать применение щелевых сопел и бороздок, воздух к которым подводится через одно большое отверстие (вместо системы микроотверстий).

Если используются щелевые сопла, то, естественно, возникает вопрос, как их располагать: вдоль направления вращения или поперек. Численные расчеты показывают, что при отклонении сегмента на заданный угол поперечные бороздки или ряды отверстий создают правильное качественное распределение давления (рис. 4, а), изолинии которого близки к известным авто-

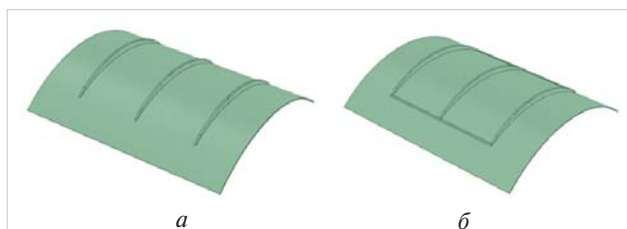


Рис. 3. Система распределения воздуха через сегмент газового подшипника: а – тангенциальные щелевые сопла (бороздки); б – бороздки, замкнутые в контур

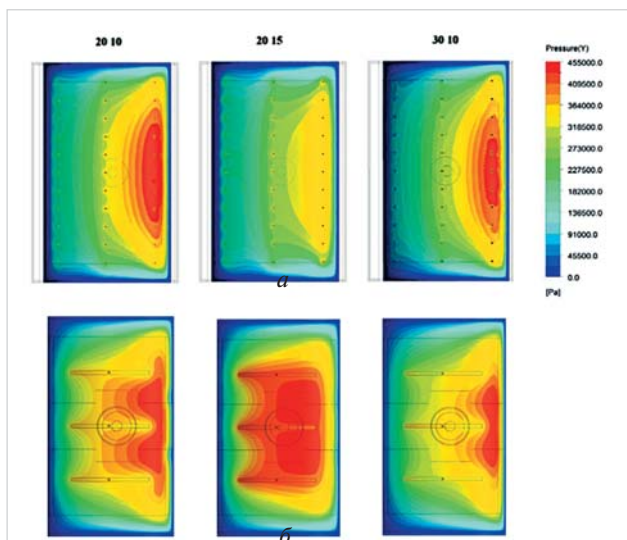


Рис. 4. Сравнение полей давления при различных распределении воздуха и углах наклона сегмента: а – контурное распределение с поперечными рядами отверстий; б – продольные бороздки

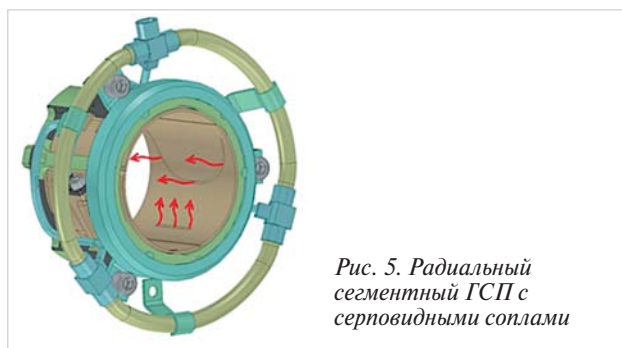


Рис. 5. Радиальный сегментный ГСП с серповидными соплами

модельным решениям уравнения Рейнольдса. Если же бороздки располагать вдоль направления вращения, то распределение давления получается «рваным» и очень неравномерным (рис. 4, б). Угол наклона сегмента на рис. 4 определяется заданием величины зазора на границах сегмента: 20 10 (20 мкм на левой границе, 10 мкм – на правой); 20 15 (20 мкм слева, 15 мкм справа); 30 10 (30 мкм слева, 10 мкм справа).

Вид изолиний поля давления наводит на мысль создать сегмент, одно из сопел которого повторяло бы форму этой изолинии. Такой сегмент с серповидным соплом был спроектирован (рис.5), изготовлен, рассчитан и испытан. Испытания выявили существенное превосходство подшипника с сегментами, имеющими серповидное сопло, над традиционными ГСП.

Динамические режимы работы газового подшипника

Особенности расчета динамических режимов. Характерные для турбомашин вибрационные нагрузки имеют величину вибрационных скоростей на три порядка меньшую, чем окружные скорости вала, что позволяет не учитывать их при расчете статических характеристик. В типичных случаях расчеты можно проводить в квазистационарной постановке. В случае несжимаемой смазки ситуация выглядит иначе. В пределе, при бесконечно большой скорости нарастания нагрузки, несжимаемая жидкость ведет себя в зазоре как твердое вещество. Таким образом, расчет динамики вала и жидкого смазочного слоя необходимо выполнять совместно.

Виды нестационарного движения ротора. Динамическое поведение высокоскоростного ротора, опирающегося на опоры газового трения, во многом определяется совокупностью действующих на него переменных по величине и направлению возмущающих сил. Внешними факторами являются: масса ротора, его статическая и динамическая неуравновешенность, а также нестационарные нагрузки на валу. К внутренним факторам можно отнести наличие нестационарных процессов, связанных с истечением из сопел подачи газа в зазор газового подшипника сверхзвуковых струй [5] и с возникновением ударно-волновых структур, которые могут быть нестационарными. Ознакомиться с этими явлениями и краткой теорией ударных волн можно в [2, 9, 10, 11].

Для полноохватных подшипников имеется угроза возникновения нескольких видов колебаний ротора, вызванных газодинамическими причинами [4, 5, 6].

Особенно опасны расходные колебания давления, вызываемые мгновенным нарушением баланса расхода газа, подаваемого в зазор и вытекающего из него в окружающую среду. Эти колебания подобны пульсациям давления в отрывных течениях за плохо обтекаемыми телами [3]. Основным способом борьбы с колебаниями давления является применение сегментных опорных поверхностей [1, 8]. Теоретический анализ возможных движений ротора позволяет еще на этапе проектирования оценить правильность выбора геометрических и рабочих параметров роторной системы.

Колебания и переходные процессы. Работа ГСП характеризуется наличием нестационарных процессов, которые можно разделить на две большие группы: колебательные и переходные. Перемещение вала относительно геометрической оси может носить характер плоско-параллельного смещения, цилиндрического вращения центра масс ротора, а также конической прецессии. Движения, совмещающие эти три вида перемещений, называются биениями. Изучение нестационарных эффектов, возникающих при быстром вращении роторов на упругих опорах, связано с несколькими характерными проблемами.

✓ Прохождение валом, имеющим эксцентриситет, «критических частот» вращения, при которых возникает явление «захвата» основной частоты, вызванное параметрическим резонансом ротора.

✓ Устойчивость и неустойчивость колебательного движения длинного ротора на упругих опорах.

✓ Возникновение неустойчивого прецессирования роторов с возрастающей амплитудой, известного под названием «полускоростного вихря», которое вызывается силами вязкого трения в смазочном слое.

Собственные колебания ротора. Вал на упругих опорах имеет несколько мод собственных колебаний, т.е. колебаний, происходящих под действием силы инерции массы вала и упругости его опор. Первые две моды соответствуют колебаниям вала как абсолютно жесткого твердого тела. Последующие моды возникают при изгибе вала. Колебания вала могут возникать вследствие дисбаланса масс ротора. Роторы в типичных случаях являются несбалансированными, т.е. ось эллипса инерции не совпадает с осью вращения. В таких случаях говорят, что имеется эксцентриситет. Тогда на вал будет действовать периодическая динамическая нагрузка. Поскольку частота вынуждающей внешней силы, действующей на опору, в данном случае равна частоте вращения ротора, такие колебания получили название синхронных.

Параметрический резонанс и эффект Зоммерфельда. При приближении частоты вращения вала к одной из собственных частот (мод) колебаний возникает явление параметрического резонанса. Если опоры абсолютно жесткие, то при прохождении параметрического резонанса амплитуда колебаний возрастает до бесконечности, поэтому требуется демпфирование, т.е. применение податливых опор.

Если мощность привода ротора мала, то может возникнуть эффект Зоммерфельда, известный также как эффект «захвата частоты». Суть явления заключается

в «перетекании» энергии вращательного движения ротора в энергию колебаний, амплитуда которых увеличивается. При недостаточной мощности двигателя приложение дополнительного крутящего момента не увеличивает угловую скорость вращения, а лишь приводит к росту амплитуды колебаний. Влияние такого эффекта особенно заметно для слабо демпфированных объектов, оно препятствует прохождению зоны резонанса при разгоне и торможении ротора.

Газодинамические причины возникновения колебаний вала. Известно явление, получившее название «полускоростной вихрь», возникающее из-за потери устойчивости смазочного слоя, заключенного между двумя движущимися цилиндрическими поверхностями, в результате действия сил вязкого трения. Такое явление характерно для полноохватных газодинамических подшипников, но при больших частотах вращения возникает и в ГСП. Оно сопровождается прецессией ротора с частотой, равной половине частоты вращения ротора вокруг своей оси.

Возможность появления колебаний смазки под действием гидродинамических сил непосредственно вытекает из уравнений Рейнольдса, описывающих динамику смазочного слоя. Впервые такие колебания были обнаружены в подшипниках скольжения с масляной смазкой, поэтому они по традиции называются масляными вибрациями.

Расходные колебания в смазочном слое. Существует еще один тип колебаний, получивший название «пневмомолоток». Этот режим впервые был обнаружен в системах с гидростатической плоской опорой (подпятником). Пневмомолоток возникает в ГСП из-за мгновенной разности расхода газа, втекающего в смазочный зазор из питающих отверстий, и расхода газа, истекающего из ГСП в окружающую среду. Вследствие сильного вязко-невязкого взаимодействия потоков, истекающих в смазочный слой, может образоваться мгновенное неравенство расходов газа, поступающего в смазочный слой и истекающего через торцы ГСП. В этом случае происходит запирание течения в подводящих каналах и распространение восходящих волн сжатия навстречу потоку, что приводит к колебаниям. В ГСП с сегментными опорами пневмомолоток не наблюдается, так как колодки изменяют свое положение под воздействием изменения давления, в результате чего колебания подавляются.

Наложение колебаний различных типов. Описанные типы колебаний могут накладываться друг на друга с образованием асинхронных и мелко-скоростных колебаний.

Таким образом, все виды нестационарных процессов в ГСП можно свести к переходным режимам (вывешивание ротора в воздушном подвесе, раскрутка и торможение ротора при пуске и остановке двигателя, реакция на единичное ударное воздействие), а также к колебательным. Последние делятся на:

- вынужденные, вызываемые внешней вынуждающей силой (перегрузка при маневре летательного аппарата, внешние низкочастотные вибрации);
- собственные, возникающие из-за дисбаланса ротора;

- гидродинамические (масляные вибрации);
- расходные (пневмомолоток, колебания на сверхкритических режимах истечения газа из сопел ГСП).

Итоговое движение вала в ГСП определяется суперпозицией перечисленных выше переходных и колебательных процессов. Система управления подачей воздуха в ГСП должна парировать основные типы колебательных движений, обеспечивать регулирование расхода через дроссели с целью получения максимальной жесткости смазочного слоя вдали от областей параметрического резонанса, а также необходимую степень демпфирования ротора при прохождении критических частот.

Реакция ротора в воздушных опорах на удар. Исследование первой моды собственных колебаний ротора выявило интересное явление. При приложении к центру масс ротора единичной ударной нагрузки ротор смещается и начинает прецессировать, что ожидаемо. Незожданным оказалось то, что в зависимости от величины возмущения прецессия движения ротора стремится к предельным траекториям, размер которых квантован. На рис. 6 красными точками показано скачкообразное смещение оси ротора в начальный момент времени. Так имитировалась сила ударного воздействия. Видно, что при небольшой интенсивности ударного воздействия траектории движения «притягиваются» к первому предельному циклу. Причем это происходит как в том случае, когда смещение в результате удара было меньше размера предельного цикла, так и в том случае, когда больше. Начиная с некоторой величины начального

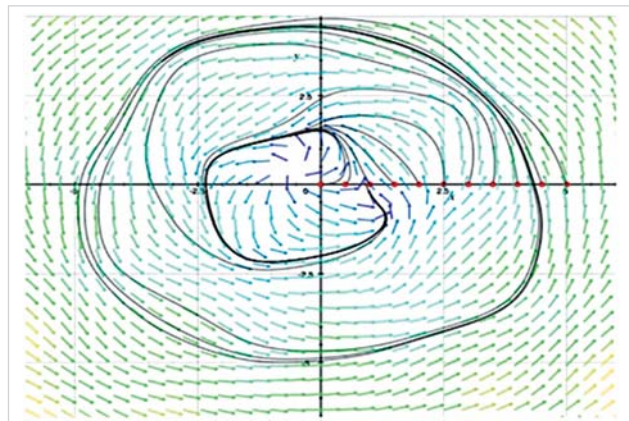


Рис. 6. Движение оси ротора после единичного ударного воздействия

возмущения, траектории «притягиваются» уже к следующему предельному циклу большего размера. Размеры предельного цикла уменьшаются с ростом давления в подшипниках.

Выводы

1. Приведены основные сведения по методике расчета ГСП и подходам к их проектированию.
2. Рассмотрены колебательные и переходные динамические режимы работы воздушных подшипников.
3. Сформулированы способы борьбы с нежелательными явлениями, а также методы парирования ударных и вибрационных нагрузок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бесчастных В.Н., Равикович Ю.А. Газовый подшипник тяжелого ротора газотурбинных двигателей. Опыт разработки и перспективы внедрения // Вестник МАИ. 2010. № 3. Т.17. С. 84–94.
2. Булат П.В. Ударная и детонационная волна с точки зрения теории интерференции газодинамических разрывов — геометрический смысл уравнений газовой динамики сверхзвуковых течений // Журн. Фундаментальные исследования. 2013. № 10. Ч 9. С. 1951–1954.
3. Булат П.В., Засухин О.Н., Усков В. Н. О классификации режимов течения в канале с внезапным расширением // Теплофизика и аэромеханика. 2012. № 2. <http://www.sibran.ru/journals/issue.php?ID=120122>.
4. Булат П.В., Усков В.Н. Об исследовании колебательного движения газового подвеса ротора турбохолодильных и детандерных машин. Ч. I. Постановка задачи // Вестник МАХ. 2012. № 3. С. 3–7.
5. Булат П.В., Усков В. Н. Об исследовании колебательного движения газового подвеса ротора турбохолодильных и детандерных машин. Ч. II. Колебания давления в соплах питающей системы на сверхкритическом режиме работы // Вестник Международной академии холода. 2013. № 1. С. 57–60. <http://vestnikmax.com/vestnikmax.ru/?q=ru/node/349>.
6. Давыдов А.В., Снитко А.А., Корнилков Н.А., Леонтьев М.К., Дегтярев С.А. Роторная динамика компрессора с электромотором на АМП // Газотурбинные технологии, 2012. № 5. С. 28–35.
7. Beschastnyh, V.N. and Bulat P.V. Method of Sliding Bearings Static Characteristics Calculation // American Journal of Applied Sciences. 2014. № 11 (11). pp. 1959–1963.
8. Bulat P.V. and Bulat M.P. Design of gas-static bearing — statement of problem. // World Applied Sciences Journal. 2013. Vol. 27. №7.
9. Bulat P.V., Uskov V. N. Shock and detonation wave in terms of view of the theory of interaction gasdynamic discontinuities. // Life Science Journal. 2014. № 11.
10. Bulat P.V., Uskov V.N., Arkhipova L. P. Classification of Gas-dynamic Discontinuities and their Interference Problems. // Research Journal of Applied Sciences. 2014. № 8, pp. 2248–2254.
11. Bulat P.V., Uskov V.N., Arkhipova L. P. Gas-dynamic discontinuity conception. // Research Journal of Applied Sciences. 2014. № 8, pp. 2255–2259 С. <http://www.maxwellsci.com/print/rjaset/v8-2255-2259.pdf>.