

01.02.06
B 486

МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

На правах рукописи

Винichenko Николай Тимофеевич

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ И ДИНАМИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ С НАГНЕТАНИЕМ
СМАЗКИ ЧЕРЕЗ КОЛЬЦЕВУЮЩУЮ ЦЕЛЬ

(Специальность 01.02.06. - "Динамика,
прочность и надежность машин, приборов и
аппаратуры")

Автореферат диссертации на
искание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск
1976

Работа выполнена на кафедре "Гирокопические приборы и устройства" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

Научный руководитель – профессор, доктор технических наук
Завьялов Г.А.

Официальные оппоненты:

профессор, доктор технических наук А.С. Кельзон (г. Ленинград),
доцент, кандидат технических наук А.Т. Полецкий (г. Челябинск).

Ведущая организация – Государственный НИИ машиноведения имени академика А.А. Благонравова.

Автореферат разослан " " сентября 1976 г.

Захита диссертации состоится " " ноября 1976 г.,
в 15-00 часов, в зуд. 244 на заседании Специализированного Совета
№ 2 по присуждению ученой степени кандидата технических наук Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Специализированного Совета или прислать отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью.

Отзывы на автореферат просим направлять по адресу: 454044,
г. Челябинск-44, проспект им. В.И.Ленина, 76, политехнический
институт, ученому секретарю.

Ученый секретарь Специализированного
Совета № 2
кандидат технических наук, доцент

/А.И.ВАРАНКИН/

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Успешное решение народнохозяйственных задач, поставленных XXV съездом КПСС, связано с созданием высокопроизводительных машин и точных приборов. Для современных машин характерны высокие скорости вращения валов и надежность в эксплуатации. Эти качества во многом зависят от опор скольжения с жидкостной и газовой смазкой, которые применяются в различных конструкциях машин и приборов.

Широко распространены опоры с нагнетанием газовой смазки от внешнего источника через дросселирующие устройства. К ним относятся опоры с нагнетанием газа через дискретные или непрерывные щели, обеспечивающие подвес чувствительного элемента приборов с весьма малым моментом сопротивления при скорости вращения близкой или равной нулю. Нагнетание смазки через щель является одним из эффективных методов стабилизации быстрорвращающихся легконагруженных валов.

В небольшом числе работ, посвященных этим опорам, определяются характеристики при стационарном течении смазки и невращающемся шпинеле.

Поэтому актуальным является решение нестационарной задачи смазки с целью определения сил в смазочном слое при вращающемся шпинеле, исследования устойчивости вращающихся валов и подвесов в опорах с нагнетанием смазки через щель, изучение их динамических характеристик и демпфирующих свойств смазочного слоя.

Цель работы. Исследовать устойчивость центрального и произвольного равновесных положений вала в радиальной опоре с нагнетанием вакуумируемой смазки через непрерывную дросселирующую щель, устойчивость центрального равновесного положения вала в радиальной опоре с непрерывной щелью при нагнетании газовой смазки с учетом сжимаемости газа и распределенности параметров смазочного слоя. Определить динамические характеристики опоры и коэффициент демпфирования смазочного слоя. Исследовать устойчивость подвеса в плоских опорах с наддувом газа через дросселирующую щель.

Общая методика исследований. Теоретические исследования основаны на уравнениях Рейнольдса для нестационарного течения смазки в трех взаимосвязанных областях опоры и дифференциальных уравнениях движения подвижной части опоры в малой скрестности равновесного положения. Применение теории дифференциальных уравнений в частных производных, методов функционального анализа, теории интегральных уравнений и теории функции комплексной переменной, позволило исслед-

давать устойчивость равновесных положений подвижной части опоры в малом по Ляпунову, построить методику расчета динамических характеристик рассматриваемой опоры.

В теоретическом исследовании использованы методы теории автоматического регулирования. Числовые результаты получены с помощью ЭВМ "Минск-22", "ЕС-1020" и "Мир-І".

Правильность исходной математической модели проверена экспериментальным определением характеристик плоской опоры.

Научная новизна. Решена нестационарная задача несжимаемой и сжимаемой смазки для опор с тремя взаимосвязанными областями.

Определены силы, действующие на шар со стороны смазочного слоя как при движении шара в малой окрестности центрального равновесного положения, так и при произвольном писком движении в радиальной опоре с внешним нагнетанием несжимаемой смазки через непрерывную щель, исследована устойчивость по Ляпунову центрального и произвольного равновесных положений, а также устойчивость периодического движения центра масс вала по окружности постоянного радиуса.

Проведен анализ свойств передаточных функций реакций смазочно-го слоя, исследована устойчивость и динамические характеристики радиальной опоры с нагнетанием газовой смазки через непрерывную щель, а также устойчивость подвеса в двух плоских опорах методом, учитывающим сжимаемость смазки и распределенность параметров смазочного слоя; как частный случай этой, наиболее общей, задачи динамики определены характеристики опор при стационарном течении смазки.

Разработан численный метод решения системы краевых задач для уравнений второго порядка, основанный на приведении краевых задач к системе интегральных уравнений.

Предложен метод оценки демпфирующих свойств газового смазочного слоя по коэффициенту демпфирования эквивалентной колебательной системы.

Проведено экспериментальное исследование характеристик плоской опоры с наддувом газа через кольцевую щель.

Практическая ценность. Получены инженерные методы расчета устойчивости, динамических характеристик и коэффициента демпфирования смазочного слоя опор с нагнетанием смазки через щель, а также методы расчета характеристик таких спор при стационарном течении смазки. Это дает возможность успешно проектировать и применять опоры в различных приборах и машинах.

Реализация работы. Результаты проведенного исследования внедрены в практику расчета и проектирования опор с нагнетанием газовой и жидкостной смазки через щель на ряде предприятий при создании новых приборов для измерения малых моментов, в электрических двигателях и насосах.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на Всесоюзном межвузовском научно-техническом совещании "Газовые опоры турбомашин" в 1973 году (г.Казань); Всесоюзной научно-технической конференции "Конструирование, технология изготовления и эксплуатация компрессорных машин различного назначения" в 1974 году (г. Сумы), на заседании научно-технического совета отдела трения и смазки Государственного НИИ машиностроения им. академика А.А. Благонравова в 1976 г., а также на ежегодных научно-технических конференциях в Челябинском политехническом институте в 1972-1976 годах.

Публикации. По теме диссертации опубликовано три статьи.

Объем работы. Диссертационная работа с 20 таблицами и 60 рисунками изложена на 139 стр. и состоит из введения, 4 глав, выводов с рекомендациями и приложения. Библиография содержит 91 наименование работ. Приложение содержит 60 страниц.

Состояние вопроса и задачи исследования.

Интенсивные теоретические исследования и многочисленные разработки комбинированных подшипников привели к созданию опор с нагнетанием газовой смазки через щели. В этих опорах в качестве дросселирующих устройств вместо отверстий применяются дискретные или непрерывные щели (рис. I). На входе в щель поддерживается, с помощью внешнего источника, постоянное давление. Смазка проходит через щель, зазор между шипом и подшипником и вытекает в окружающую среду, обеспечивая подвес невращающегося вала. Упругие и демпфирующие свойства смазочного слоя, создаваемого нагнетанием смазки, оказывают стабилизирующее воздействие на быстроротающийся вал. Опоры с нагнетанием смазки через щель обладают всеми достоинствами, присущими опорам с дросселирующими стверстиями, а преимущества перед последними связаны с наличием щели, как более эффективного источника смазки.

В газостатическом режиме работы применение непрерывной кольцевой щели позволяет свести вредные моменты к минимуму. Опоры со щелями характеризуются малыми потерями на расширение потока смазки, что дает возможность разрабатывать подшипники с малой длиной.

существие карманов в смазочном слое создает благоприятные возможности для предотвращения неустойчивости типа "пневмомолот". Так как

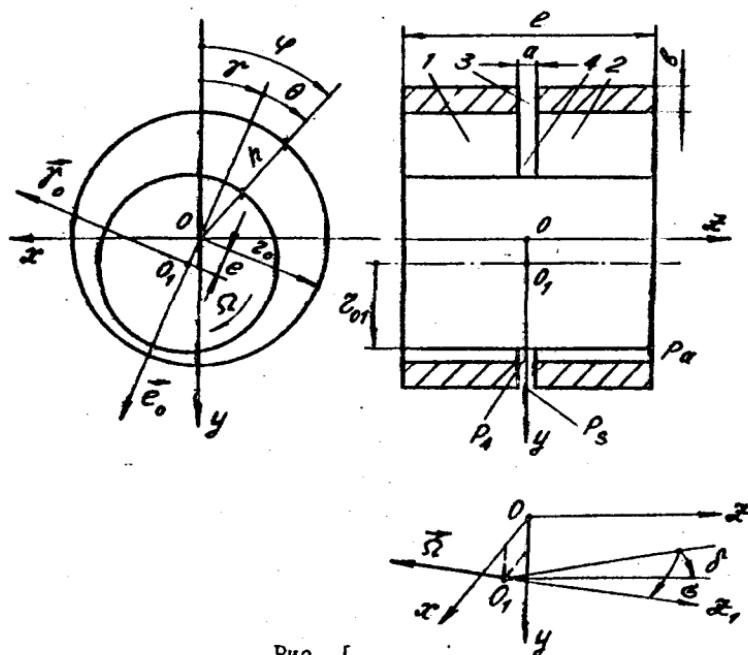


Рис. 1

ширина щели меньше толщины смазочного слоя, то исключается попадание в зазор крупных частиц пыли. В то же время щель менее подвержена засорению по сравнению с отдельными отверстиями. Опора работает как с газовой, так и с жидкостной и парообразной смазками.

Изучение радиальных и плоских опор с нагнетанием смазки через щели посвящено небольшое число работ. Все они основываются на уравнениях Рейнольдса для стационарного течения смазки. В работах Бургвица А.Г., Емельянова А.В. рассматривается газостатическая опора с двумя непрерывными щелями при скорости вращения вала равной нулю. Определяется давление в смазочном слое, несущая способность и расход смазки для случая малых эксцентриситетов. В работах Снопова А.И. Единой Л.М. решение уравнений Рейнольдса представляется в виде рядов по эксцентриситету. Определяется несущая способность опоры, расход смазки, находятся условия, при которых невращающийся вал всплывает. Методом "эквивалентной щели" находятся характеристики спирры с

дискретными щелями при нагнетании жидкостной и газовой смазки в ис-
следованиях Ди (*C.W. Dee*) и Шайрса (*G.L. Shires*).

Из анализа работ следует, что для опор с нагнетанием смазки через дросселирующие щели определены характеристики при стационарном течении смазки и невращающемся шипе. Для успешного проектирования таких опор необходимо знать их динамические характеристики, уметь находить границы области изменения параметров, обеспечивающих устойчивое вращение вала в рабочем диапазоне скоростей.

В связи с этим данная работа охватывает постановку и решение следующих задач:

1. Исследование устойчивости равновесных положений вала в радиальной опоре с нагнетанием несжимаемой смазки через непрерывную щель.

2. Исследование устойчивости и динамических характеристик радиальной опоры со щелью с учетом сжимаемости газовой смазки и распределенности параметров смазочного слоя.

3. Исследование устойчивости равновесного положения цилиндра в подвесе с двумя плоскими опорами с кольцевой щелью наддува.

4. Экспериментальное исследование характеристик плоской опоры с дросселирующей щелью.

Исследование радиальной опоры с дросселирующей кольцевой щелью при нестационарном течении несжимаемой смазки

Рассматривается цилиндрическая опора (рис.1), в среднем радиальном сечении которой выполнена непрерывная кольцевая щель. Через щель в смазочный слой нагнетается вязкая несжимаемая смазка. Давления на входе щели и выходе смазочного слоя постоянны. Ширина щели Δ является величиной одного порядка с толщиной смазочного слоя и мала по сравнению с глубиной δ . Глубина щели на порядок меньше по сравнению с радиусом подшипника R_o . Течение смазки в щели и в смазочном слое изотермическое. Шип, вращающийся с угловой скоростью ω_2 , совершает поступательное движение так, что ссы шипа и подшипника параллельны в любой момент времени. Предлагается полный схват шипа смазкой, который обеспечивается внешним нагнетанием ее через непрерывную щель.

Проектирование опор скольжения связано с проблемой обеспечения устойчивости быстрорвращающихся ненагруженных или легкнагруженных валов, что требует исследований устойчивости центрального равновесного положения.

I. Устойчивость центрального равновесного положения.

Для определения нестационарного поля давления при движении шипа в окрестности центрального равновесного положения, используя метод малых возмущений, записываются уравнения Рейнольдса в приращениях с соответствующими граничными условиями и условиями периодичности. Так как давление под щелью неизвестно, то для связи между областями подшипника на основе уравнения баланса расходов через элементарные поверхности объема, выделенного в слое смазки под щелью, составляется дополнительное условие, которое вместе с граничными условиями и уравнениями Рейнольдса образует замкнутую систему краевых задач.

Уравнения Рейнольдса, описывающие распределение давления в щели и в смазочном слое опоры, интегрируются методом Фурье. Постоянные интегрирования находятся с помощью граничных и дополнительных условий, при этом давление под щелью, входящее в граничные условия, представляется в виде ряда Фурье. Далее находятся проекции главного вектора сил, действующих на шип со стороны смазочного слоя, на оси ox и oy , элементы матрицы жесткости и радиальная жесткость C_z для невращающегося вала.

Характеристическое уравнение, соответствующее уравнениям движения центра масс в окрестности центрального равновесного положения, представляет собой уравнение четвертой степени. По критерию Гурвица записывается условие устойчивости, которое имеет вид

$$\frac{C_z}{m} > \frac{\Omega^2}{4}, \quad (I)$$

где m — масса вала. Условие (I) совпадает с известным условием устойчивости, полученным для опор с другими системами подачи смазки. Радиальная жесткость C_z смазочного слоя зависит от конструктивных параметров опоры и давления подачи смазки. Из условия (I) находятся пороговая скорость вращения вала $\Omega_{\text{пор}}$ (скорость вращения на границе области устойчивости) и критическая масса $M_{\text{кр}}$ (масса вала на границе области устойчивости). Увеличение пороговой скорости вращения вала и критической массы связано с выбором таких параметров опоры, которые обеспечивали бы максимум радиальной жесткости смазочного слоя для невращающегося вала.

Определяется собственная частота колебаний вала на слое смазки. На границе области устойчивости частота колебаний вала равна $\Omega/2$.

2. Устойчивость произвольного равновесного положения.

Распределение давления в щели и в смазочном слое описывается уравнениями

$$\frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial y^2} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial w^2} = \frac{14}{H^3} \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{1\omega}{H^3} \frac{\partial H}{\partial T} - \frac{3}{H} \frac{\partial H}{\partial \theta} \frac{\partial \varphi_{j0}}{\partial \theta} \quad (j=1,2) \quad (3)$$

с граничными условиями и условиями периодичности

$$\varphi_3(\theta, 0, T) = \varphi_4(\theta, T), \varphi_3(\theta, -\zeta, T) = \varphi_s, \quad (4)$$

$$\varphi_j[\theta, (-1)^j x, T] = \varphi_4(\theta, T), \varphi_j[\theta, (-1)^j x, T] = 0 \quad (j=1,2), \quad (5)$$

$$\frac{2\lambda\omega x}{H^3} \frac{\partial H}{\partial T} = -\frac{x^3}{H^3} \left(\frac{\partial \varphi_3}{\partial y} \Big|_{y=0} + \left[\left(\frac{\partial \varphi_3}{\partial w} \right)_{w=x} - \left(\frac{\partial \varphi_3}{\partial w} \right)_{w=-x} \right] + \right. \\ \left. + \frac{6x}{H} \frac{\partial H}{\partial \theta} \frac{\partial \varphi_4}{\partial \theta} + 2x \frac{\partial^2 \varphi_4}{\partial \theta^2} - \frac{2\lambda\omega x}{H^3} \frac{\partial H}{\partial \theta} \right), \quad (6)$$

$$\varphi_j(\theta, \dots) = \varphi_j(\theta + 2\pi, \dots), \frac{\partial \varphi_j}{\partial \theta}(\theta, \dots) = \frac{\partial \varphi_j}{\partial \theta}(\theta + 2\pi, \dots) \quad (j=1,2,3,4). \quad (7)$$

Здесь: $w = x/z_0$, $y = z/z_0$, $\theta = \varphi - \delta$ — координаты,

$$x = a/2z_0, z = b/z_0, \chi = c/2z_0, \lambda u = 6Mz_0^2 \sigma / Pa h_0^2,$$

$\lambda\omega = 2Mz_0^2 \omega / Pa h_0^2$ — безразмерные параметры опоры, ω — масштаб

безразмерного времени T , h_0 — радиальный зазор в опоре при соосном положении шипа и подшипника, $H = 1 + \varepsilon \cos \theta$ — толщина смазочного слоя, ε' — относительный эксцентрикитет, $\varphi_j = (\varphi_j - \varphi_0)/Pa$ — безразмерное избыточное давление.

Уравнение Лапласа (2) решается методом Фурье, при этом элементарное решение ищется в форме

$$\varphi_{3,n} = Y(y) \Theta(\theta) + C_1 Y + C_2. \quad (8)$$

Общее решение уравнения (2) представляется в виде бесконечного ряда и выражается через коэффициенты a_n , b_n , φ_n разложения в ряд Фурье функции для давления φ_4 под щелью.

Уравнение (3) интегрируется приближенным методом. Для этого производная $\frac{\partial \varphi_j}{\partial \theta}$, также как это сделано в работах Полецкого А.Т., заменяется функцией $\frac{\partial \varphi_{j0}(\theta)}{\partial \theta}$, где $\varphi_{j0}(\theta)$ — давление в смазочном слое подшипника бесконечной длины. Уравнение (3) принимает вид:

$$\frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial w^2} = \frac{14}{H^3} \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{1\omega}{H^3} \frac{\partial H}{\partial T} - \frac{3}{H} \frac{\partial H}{\partial \theta} \frac{\partial \varphi_{j0}}{\partial \theta} \quad (j=1,2). \quad (9)$$

Этому уравнению удовлетворяет функция

$$\varphi_j(\theta, w) = \varphi_{j0}(\theta) + \varphi_j''(\theta, w) + \varphi_j'''(w) \quad (j=1,2). \quad (10)$$

Частное решение $\varphi_{j0}(\theta)$ находится из уравнения

$$\frac{\partial^2 \varphi_{j0}}{\partial \theta^2} = \frac{14}{H^3} \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{1\omega}{H^3} \frac{\partial H}{\partial T} - \frac{3}{H} \frac{\partial H}{\partial \theta} \frac{\partial \varphi_{j0}}{\partial \theta}. \quad (11)$$

Функция $\mathcal{F}_j^{(m)}(\theta, W) + \mathcal{G}_j^{(m)}(W)$ является общим решением уравнения Лапласса

$$\frac{\partial^2 \mathcal{P}_j}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \mathcal{P}_j}{\partial W^2} = 0 \quad (j=1,2), \quad (12)$$

которое интегрируется методом Фурье, а общее решение уравнения (12) представляется в виде бесконечного ряда и выражается через коэффициенты A_0 , A_m и B_m разложения функции $\mathcal{P}_s(\theta)$ в ряд Фурье.

Проекции главного вектора сил смазочного слоя F_e и F_g на орты \vec{e}_θ и \vec{e}_ϕ (рис.1) оказываются зависящими только от коэффициентов α , и β , при первых гармониках разложения в ряд Фурье функции для давления $\mathcal{P}_s(\theta)$. Использование дополнительного условия (6) приводит к бесконечной системе уравнений для нахождения коэффициентов A_0 , A_m и B_m . Так как давление под шейку $\mathcal{P}_s(\theta)$ – периодическая непрерывная функция и имеет непрерывные производные, то коэффициенты ряда Фурье быстро убывают. Поэтому для определения коэффициентов α , и β , ограничиваемся тремя первыми уравнениями этой системы.

Сравнение теоретической зависимости $F_e = f(E_\theta)$ и экспериментальной, построенной по данным эксперимента, выполненного Табачниковым Е.Б. показывает, что расхождение между ними не превышает 20%.

При стационарном течении смазки и невращающемся шипе $F_g = 0$, а зависимость F_e от эксцентриситета E_θ характеризуется наличием области с отрицательной жесткостью при $E_\theta > E_{kp}$ (E_{kp} – эксцентриситет, соответствующий нулевой жесткости смазочного слоя). С уменьшением относительной длины величина E_{kp} смещается в сторону больших эксцентриситетов, а отрицательная жесткость уменьшается.

Расчет реакций смазочного слоя при произвольных эксцентриситетах важен с точки зрения определения их для спор с газовой смазкой, в которых при малом давлении P_s и параметре Lu скимаемость газа можно пренебречь.

По уравнениям первого приближения исследуется устойчивость произвольного равновесного положения, определяемого эксцентриситетом E_θ и углом положения θ_0 . Для характеристического уравнения четвертой степени по критерию Гурвица составлено условие устойчивости, из анализа которого следует, что для невращающегося шипа любое равновесное положение устойчиво, если $E_\theta < E_{kp}$. Равновесные положения вращающегося вала при отсутствии давления подачи смазки неустойчивы. Их стабилизация возможна только за счет нагнетания смазки под давлением P_s при этом, если будет устойчиво центральное равновесное положение, то любое другое, обусловленное статической нагрузкой, также будет устойчивым.

В работе также показано, что если выполняется условие устойчивости центрального равновесного положения вала, то при больших начальных возмущениях возможно периодическое движение центра масс по окружности с угловой скоростью равной половине скорости вращения вала. Получено условие устойчивости периодического движения.

Исследование динамики вала при движении
в малой окрестности центрального равновесного
положения в радиальной опоре с нагнетанием
газовой смазки через кольцевую щель

Рассматривается цилиндрическая опора (рис.1), в смазочный слой которой через непрерывную щель нагнетается газовая смазка. Шип, вращающийся с угловой скоростью Ω совершает произвольное поступательное движение вместе с центром масс и сферическое движение относительно центра масс в малой окрестности центрального равновесного положения.

1. Устойчивость центрального равновесного положения.

Нелинейные уравнения Рейнольдса, описывающие распределение давления в щели и в смазочном слое опоры линеаризуются и преобразуются по Лапласу при нулевых начальных условиях.

Изображение приращения толщины смазочного слоя представляется в виде

$$\Delta \tilde{H}(\varphi, \psi, s) = Re f - iE \exp(i\varphi) - 2XW Re \{ \bar{\theta} \exp(i\varphi) \}, \quad (13)$$

а решение линеаризованных уравнений, удовлетворяющее соответствующим граничным условиям и условиям периодичности имеет в форме

$$\Delta \tilde{\theta}_j(\varphi, \psi, s) = Re g_j - iE \exp(i\varphi) - Re \theta_j \bar{\theta} \exp(i\varphi) \quad (j=1,2,3). \quad (14)$$

Здесь s — переменная преобразования Лапласа, $\bar{E}(s) \rightarrow E(t)$,

$$\bar{\theta}(s) = \theta(t), \Delta \tilde{\theta}_j(s) = \Delta \theta_j(t), \Delta \tilde{H}(s) = \Delta H(t), E(t) = E + iA\varphi,$$

$$\theta(t) = \delta + i\bar{\theta}, \bar{\theta} = \frac{h_0}{\varepsilon_0} \theta, E = \frac{h_0}{\varepsilon_0} \bar{\theta}, A\varphi = \frac{AX}{h_0}, A\gamma = \frac{AY}{h_0},$$

δ, θ — углы Эйлера.

Функции g_j и θ_j находятся решением системы краевых задач Штурма-Лиувилля для обыкновенных дифференциальных уравнений.

Уравнения в возмущениях, описывавшие поступательное и сферическое движение шипа, преобразуются по Лапласу при нулевых начальных условиях и после подстановки в них выражения (14) получается равенство

$$V_s(s) = AS^2 - W_s(s) = 0, \quad (15)$$

$$V_2(s) = JS^2 - IIS - W_2(s) = 0. \quad (16)$$

Здесь

$$\Lambda = \frac{mh_0^5 Pa}{2\pi J M^2 C_0^2 e}, \quad J = \frac{A w^2 h_0}{2\pi J^2 C_0^2 e P_a}, \quad I = \frac{H w h_0}{2\pi J^2 C_0^2 e P_a} -$$

безразмерные параметры, зависящие от массы вала m , осевого момента инерции A и кинетического момента H . Передаточные функции $W_1(s)$ и $W_2(s)$ устанавливают связь между изображением силы и момента, действующих на шип со стороны смазочного слоя и изображением радиального и углового перемещения шипа с помощью равенств

$$d\bar{F}_x + i d\bar{F}_y = W_1(s) \bar{\epsilon}, \quad d\bar{M}_x + i \bar{M}_y = W_2(s) \bar{\theta} \quad (17)$$

и определяются выражениями

$$W_1(s) = \int_{0}^{2\pi} g_j d\psi, \quad W_2(s) = 2\pi \int_{0}^{2\pi} \theta_j W d\psi. \quad (18)$$

Равенства (15) и (16) совместно с краевыми задачами для определения функций g_j и θ_j являются характеристическими уравнениями.

Анализ функций $W_1(s)$ и $W_2(s)$ показывает, что они являются мероморфными с полюсами, расположеными в левой полуплоскости комплексной переменной S . Это позволяет при определении области устойчивости воспользоваться критерием, сформулированным Дадаевым С.Г. для такого типа характеристических уравнений.

Результатом исследования устойчивости является построение кривых D -разбиения в плоскости комплексных параметров Λ и J при

$S = iq$. Для этого краевые задачи для определения g_j и θ_j посредством функций Грина приводятся к интегральным уравнениям Фредгольма второго рода, которые в свою очередь, применением квадратурной формулы Гаусса сводятся к системе алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами. В результате решения этой системы уравнений на ЭВМ "Минск-22" находятся $Re W_j(q)$ и $Im W_j(q)$ ($j=1,2$), необходимые для построения кривых D -разбиения и определения динамических характеристик опоры.

Анализ краевых задач, результатов расчетов и кривых D -разбиения показывает, что центральное равновесное положение невращающегося шипа устойчиво в широком диапазоне параметров реальных конструкций опор.

При вращении шипа область устойчивости определяется неравенствами

$$m < \frac{8\pi Pa C_0 e}{h_0} \frac{C_2}{S^2}, \quad A < 2C + \frac{8\pi Pa C_0^2 e}{h_0} \frac{C_2}{S^2}, \quad (19)$$

где C_r , C_θ - безразмерные радиальная и угловая жесткость для не-вращающегося шипа, C - экваториальный момент инерции вала. Первое условие устойчивости (19) справедливо для подшипников с относительной длиной $X > 0,8$, для которых частота колебаний вала на границе области устойчивости равна $\Omega/2$. Для некоторых параметров коротких подшипников и больших давлений подачи смазки частота на границе области устойчивости больше $\Omega/2$, поэтому необходимо пользоваться условием устойчивости

$$1 < \frac{C_r}{g_r^2}. \quad (20)$$

Безразмерная частота g_r на границе области устойчивости определяется решением трансцендентного уравнения $\Im w_1(g) = 0$.

На границе области устойчивости имеет место равенство

$$C_r = -\operatorname{Re} w_1(g_r). \quad (21)$$

Радиальная жесткость C_r , также как и элементы матрицы жесткости смазочного слоя при $\Omega \neq 0$, находится решением стационарной задачи ($g=0$), являющейся частным случаем этой, наиболее общей, задачи динамики.

Анализом краевых задач и расчетами установлены свойства передаточных функций $w_1(s)$ и $w_2(s)$, которые в дальнейшем используются для определения динамических характеристик опоры.

В диссертации сравнивается теоретическая несущая способность опоры с экспериментальной (по данным эксперимента Тајачникова К.Б.); их отличие при малых эксцентризитетах не превышает 10%.

2. Динамические характеристики опоры.

Передаточные функции и их свойства позволяют определить динамические характеристики опоры. Система "шип-подшипник" рассматривается как динамический элемент, установленный на подвижном основании. Полагая входным сигналом движение основания, а выходным - движение геометрического центра шипа, определяются амплитудные и фазовые частотные характеристики.

Если входным воздействием является движение центра подшипника по окружности, а выходным - движение центра шипа по окружности, то амплитудная частотная характеристика имеет максимум при частоте

g^* , которую назовем резонансной частотой. С ростом давления подачи смазки и относительной длины подшипника растет резонансная частота колебаний шипа. Частоте g^* соответствует сдвиг фаз, близкий к $\pi/2$, что позволяет для определения резонансной частоты получить формулу

$$q^* = \sqrt{\frac{C_2}{\lambda}} \quad (22)$$

Однако, при больших значениях параметра λu эта формула дает значительную погрешность. В этом случае резонансную частоту необходимо находить непосредственно по амплитудной частотной характеристике.

Если входным сигналом является колебательное движение подшипника в направлении оси Ox , то центр шипа движется в направлении оси Ox и в направлении оси Oy . Амплитудные частотные характеристики имеют максимумы при различных частотах, т.е. наблюдается две резонансные частоты.

Можно рассматривать входным воздействием системы "шип-подшипник" статическую неуравновешенность шипа, которая также приводит к движению геометрического центра. Амплитудные частотные характеристики показывают, что при больших давлениях подачи смазки частота синхронных колебаний λu_{cr} (значение параметра λu , соответствующее максимуму амплитудной частотной характеристики) близка к $\lambda u_{lim}/2$ (λu_{lim} – значение параметра λu на границе области устойчивости). В других же случаях критическая скорость приближается к пороговой, а при некоторых параметрах возможно появление неустойчивости раньше, чем будет достигнут синхронный резонанс.

3. Коэффициент демпфирования смазочного слоя.

Под коэффициентом демпфирования смазочного слоя предлагается понимать коэффициент демпфирования колебательной системы "масса-пружина-демпфер", у которой масса совпадает с массой вала, а максимум амплитудной частотной характеристики совпадает с максимумом амплитудной частотной характеристики реальной системы "шип-подшипник". В соответствии с этим понятием строится амплитудная частотная характеристика системы "шип-подшипник", когда входом является сила, действующая на шип, а выходом – движение шипа. Определив по ней максимальную амплитуду, резонансную частоту и зная массу вала находится коэффициент демпфирования эквивалентной системы "масса-пружина-демпфер", а следовательно и коэффициент демпфирования смазочного слоя.

Исследование устойчивости равновесного положения

подвеса в торцовых круговых подшипниках с
нагнетанием газов смазки через кольцевую щель

Рассматривается двухпоршневой подвес цилиндра (рис.2) и упорный подшипник (рис.3), в смазочный слой которых подается через кольце-

вую щель газовая смазка под давлением \bar{P}_g . Ненагруженный цилиндр удерживается в среднем положении, характеризуемом зазором h_0 одинаковым для левой и правой спор. Под действием постоянной нагрузки цилиндр смещается на величину Ah_0 , при этом зазор в левой и правой опоре изменяется так, что равнодействующая си мазочных слоев уравновешивает внешнюю силу G . Технические исследования проведены для одной плоской споры (рис.3) так, что расчет несущей способности и устойчивости равновесного положения можно выполнить и для двухпоршневого подвеса.

Толщина смазочного слоя представляется в форме

$$H = 1 + \varepsilon + \Delta H(T), \quad (23)$$

где: $\varepsilon = Ah_0/h_0$ – относительное смещение подпятника, обусловленное постоянной нагрузкой,

$\Delta H(T) = \Delta h(T)/h_0$ – приращение толщины смазочного слоя при квастационном течении смазки.

Для исследования устойчивости записывается уравнение возмущенного движения подпятника в малой окрестности равновесного положения и преобразуется по Лапласу при краевых начальных условиях. Нелинейные уравнения Рейнольдса для давления в щели и в смазочном слое линеаризуются и записываются в изображениях по Лапласу, а их решение, удовлетворяющее соответствующим граничным условиям ищется в форме

$$A\bar{P}_j = g_j(1, \dots, s) A\bar{H} \quad (j = 1, 2, 3). \quad (24)$$

Для исследования устойчивости получаем характеристическое уравнение

$$V(s) = As^2 - W(s) = 0. \quad (25)$$

Здесь $W(s)$ передаточная функция, определяемая равенством

$$W(s) = \frac{1}{2} \left(R_2^2 - R_3^2 \right) g_2(R_2, s) + \int_{R_2}^{R_3} g_2(R, s) R dR + \int_{R_2}^{R_3} g_3(R, s) R dR. \quad (26)$$

Неизвестные функции g_j находятся решением системы краевых задач для обыкновенных дифференциальных уравнений.

Передаточная функция $W(s)$ является мероморфной с полюсами, расположенными в левой полуплоскости s . Для построения кривой D -разбиения в плоскости массового параметра A необходимо вычислить функцию $W(q)$. Так как кривая D -разбиения симметрична относительно действительной оси A , то при расчетах q изменяется от 0 до $+\infty$. Уравнения для определения функций $g_2(A, s)$ и $g_3(A, s)$ приводятся к уравнениям Бесселя, а их решения выражаются через цилиндрические функции. Функция $g_2(R, s)$ находится численным решением на ЭВМ "Минск-22" системы алгебраических уравнений с комплексными коэффициентами, к которой сводится уравнение для функции $g_2(R, s)$ применением тео-

рии интегральных уравнений и квадратурной формулы Гаусса.

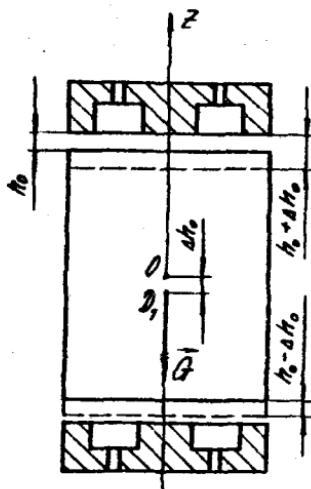


Рис.2

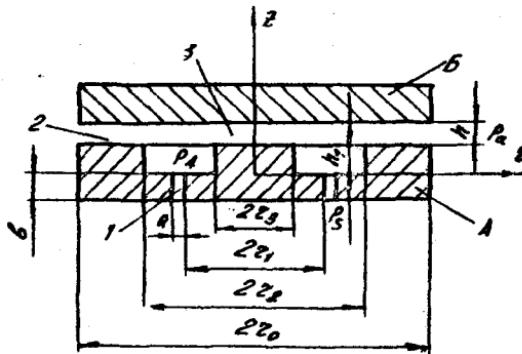


Рис.3

Анализ кривых \mathcal{D} -разбиения, расчетов функции $W(lq)$, показывает, что с ростом давления подачи смазки критическая масса уменьшается. При постоянном давлении на входе в щель увеличение глубины кармана снижает критическую массу. Однако, начиная с некоторой глубины, зависящей от давления подачи смазки, дальнейшее ее увеличение не меняет критическую массу, уменьшается только частота колебаний на границе области устойчивости.

Внешняя нагрузка, приложенная к подвижной части опоры, увеличивает критическую массу.

Частным случаем проведенного исследования является стационарная задача ($q=0$), при решении которой определена жесткость смазочного слоя опоры в зависимости от различных конструктивных параметров.

Экспериментальное исследование плоской опоры с нагнетанием смазки через непрерывную кольцевую щель

Для проверки правильности математической модели, описывающей распределение давления в щели и в смазочном слое плоской опоры и определения ее характеристик, проведено экспериментальное исследование.

Плоская опора сформирована под пятником, представляющим собой стальную плиту, установленную на столе, обеспечивающую ее перемещение

в двух взаимно перпендикулярных направлениях и пятой. Пята имеет форму диска диаметром 150 мм, в котором выполнена непрерывная кольцевая щель радиусом 35 мм, глубиной 5 мм и шириной 0,007 мм. Материал пяты сталь 2Х13. Пята установлена в кардановом подвесе, обеспечивающем параллельность плоскостей пяты и под пятника.

В диссертации дается описание конструкции опоры, экспериментальной установки и методики проведения эксперимента и обработки полученных данных.

В процессе эксперимента измерялось распределение давления в смазочном слое в радиальном направлении опоры, определялась несущая способность и расход смазки в зависимости от зазора и давления подачи смазки, а также измерялся расход смазки через щель в зависимости от давления наддува. Экспериментальные характеристики сравнивались с соответствующими расчетными, полученными на основе решения стационарной задачи. Наибольшее расхождение между теоретическими и экспериментальными результатами составляет 30% и наблюдается в зависимости несущей способности от зазора в области малой толщины смазочного слоя. В области больших зазоров это расхождение уменьшалось до величины меньшей 10%. Экспериментальная несущая способность оказалась ниже теоретической. Это объясняется погрешностями в обработке поверхности плиты и пяты, которые приводили к формированию расширяющегося зазора, что вызывало снижение несущей способности.

Несмотря на малую ширину щели, скорость течения смазки в ней не достигла местной скорости звука при повышении давления до $9,8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

I. Получены условия устойчивости центрального и произвольного равновесных положений вала в опоре с нагнетанием нескимаемой смазки через щель. На границе области устойчивости частота колебаний вала равна половине его скорости вращения.

С ростом эксцентриситета радиальная жесткость смазочного слоя для невращающегося вала падает и при больших эксцентриситетах появляется область с отрицательной жесткостью. Равновесные положения невращающегося вала всегда устойчивы, если эксцентриситет меньше того значения, при котором жесткость смазочного слоя равна нулю.

При больших начальных возмущениях может возникать периодическое движение центра масс ненагруженного вала по окружности с частотой равной половине его скорости вращения. Найдено условие устойчивости периодического движения.

2. Передаточные функции реакций смазочного слоя в радиальной и плоской опорах с кольцевой щелью являются мероморфными. Полюса этих функций равны собственным значениям краевых задач, из которых находятся эти функции и располагаются в левой полуплоскости комплексной переменной преобразования Лапласа. Знание распределения полюсов передаточных функций необходимо для выделения области устойчивости центрального равновесного положения вала на слое газовой смазки.

3. Исследована устойчивость центрального равновесного положения вала в радиальной опоре с нагнетанием газовой смазки через щель методом, учитывающим сжимаемость смазки и распределенность параметров смазочного слоя. Центральное равновесное положение невращающегося вала устойчиво в широком диапазоне параметров опор реальных конструкций. В случае вращающегося вала, нагнетание газовой смазки через щель стабилизирует центральное равновесное положение. Величина критической массы и пороговой скорости зависят от радиальной жесткости смазочного слоя для невращающегося вала.

4. Расчет значений передаточных функций и их свойства позволяют построить амплитудные и фазовые частотные характеристики, с помощью которых определяются регрессансная частота и частота синхронных колебаний. Установлено, что для подшипников с относительной длиной 0,8 область устойчивости и динамические характеристики могут быть определены по характеристикам, соответствующим стационарному режиму. Введено понятие эквивалентного коэффициента демпфирования смазочного слоя и получено выражение для его определения.

5. Исследована устойчивость произвольного равновесного положения цилиндра в двухопорном подвесе (пяты в одной плоской опоре). С ростом давления подачи смазки и увеличением глубины кармана уменьшается критическая масса цилиндра. Однако, начиная с некоторых значений (зависящих от давления подачи смазки) глубина кармана не влияет на критическую массу, уменьшаясь только частота колебаний на границе области устойчивости. Внешнее нагружение цилиндра постоянной силой увеличивает критическую массу.

6. Распределение давления, несущая способность и расход смазки в плоской опоре, определенные в результате эксперимента, согласуются с теоретическими расчетами и подтверждают правильность математической модели, положенной в основу исследований.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. К динамике вала, вращающегося в цилиндрическом подшипнике с внешним нагнетанием смазки через кольцевую щель. В сб. Контактно-гидродинамическая теория смазки и ее практическое применение в технике (Труды первой Всероссийской конференции), вып. 2, Куйбышев, 1974, с. I76-I87 (совместно с Завьяловым Г.А. и Низамеевым Х.Р.).

2. О возможности стабилизации вертикально расположенного вала в цилиндрических опорах с внешним нагнетанием смазки через щель. В сб. Газовые опоры турбомашин (Труды Всесоюзного межвузовского совещания), Казань, 1975, с. 64-70 (совместно с Завьяловым Г.А. и Низамеевым Х.Р.).

3. Исследование устойчивости радиальной опоры с нагнетанием газовой смазки через кольцевую щель. - В сб. Приборостроение, Пермь, 1975, № I76, с. I02-III (совместно с Дадаевым С.Г. и Завьяловым Г.А.).

Техн. редактор А.В. Миних

ФБ 023/9. Подписано к печати 3/IX-76 г. Формат бумаги 60x90/16.
Объем 1 п.л. Отпечатано на ротапринте ЧПИ. Тираж 100 экз. Заказ № 267/913.