

Поскольку  $q = h^{(j)}(p)$  — решение системы уравнений (10), то статический критерий (22) является условием нарушения непрерывности зависимости решения задачи (10) от исходных данных.

Для неконсервативных систем (например, для случая следящих внешних сил) также существует область  $D_j$ , для каждой точки которой корни характеристического уравнения (21) имеют нулевые вещественные части. Отмечено, например, [2, 3], что границы этой области уже не соответствуют случаю, когда  $\mu = 0$ . Но для неконсервативных систем учет диссипации энергии, т.е. переход к системе (17), не обязательно должен привести к тому, что система (17) будет описывать затухающие колебания для всех точек области  $D_j$ . Это явление получило название «эффект дестабилизирующего влияния вязкости», хотя это просто говорит о том, что не всегда особый по Ляпунову случай можно относить к устойчивым.

Итак, для случая, когда внешние силы постоянного направления, исследования адекватности решений уравнений статики можно проводить в рамках статики.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. — М.: Наука, 1969. — 424 с.
2. Болотин В. В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. — М.: Физматгиз, 1960. — 339 с.
3. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. — М.: Наука, 1979. — 384 с.

621.822

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКИХ ОПОР В УСЛОВИЯХ ДВУХФАЗНОГО СОСТОЯНИЯ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Канд. техн. наук, доц. О.В. СОЛОМИН

*Представлены теоретические основы и методология расчета динамических характеристик (коэффициентов жесткости и демпфирования) подшипников жидкостного трения в условиях смазки криогенными жидкостями (водород, кислород, и т.п.). Приведены результаты расчета, иллюстрирующие влияние парожидкостного состояния смазочного материала на динамические характеристики опор жидкостного трения. Обсуждаются возможности применения полученных результатов к решению задач динамики роторов (АЧХ, границ устойчивости, критических частот и т.д.).*

*This article represents theoretical basis and methodology of calculation of dynamic characteristics (stiffness and damping coefficients) of fluid-film bearings under condition of lubrication by cryogenic liquids (hydrogen, oxygen, etc.). Results of calculation, which illustrate influence of two-phase steam-liquid condition of the lubricant on dynamic characteristics, are presented. Usage of these results and the developed methodology to solution of rotor dynamic problems (amplitude-frequency characteristic, boundary of stability, critical frequencies etc.) are discussed.*

В настоящее время гидростатодинамические подшипники находят широкое применение в качестве опор высокоскоростных роторов турбоагрегатов длительного ресурса [1—5]. При этом одной из основных задач, возникающих при их проектировании и расчете роторных систем, является обеспечение устойчивости радиальных движений рото-



ра — движений в плоскости зазора подшипника [2—8]. Характер этих движений в значительной мере определяется нестационарными гидромеханическими реакциями смазочного слоя подшипников. При определенных условиях эти движения становятся неустойчивыми и интенсивно развивающиеся автоколебания могут стать причиной аварийного останова турбомашин.

Решение этой проблемы связано с необходимостью определения динамических коэффициентов смазочного слоя, характеризующих его упругие и демпфирующие свойства. Несмотря на более чем полувековую историю вопроса по интенсивному изучению динамических характеристик смазочного слоя, эта тема еще далека от своего исчерпания. Причиной этого является многообразие конструкций гидростатодинамических опор, широкий спектр смазочных материалов, разнообразие режимов работы агрегатов и их опорных узлов. Достаточно подробный обзор исследований в области расчета и применения коэффициентов жесткости и демпфирования содержится в работах [9—11].

Другая важная задача динамики роторных систем — расчет критических частот ротора, зная которые можно избежать повышенных амплитуд колебаний ротора на резонансных режимах работы турбомашин [7, 8, 10, 11]. Для определения критических частот роторных систем, в основе которого лежат, как правило, метод переходных матриц или метод конечных элементов [7, 8], также нужно знать коэффициенты жесткости и демпфирования смазочного слоя подшипников жидкостного трения [12—14].

Применение гидростатодинамических опор в роторных системах высокоскоростных криогенных турбомашин (насосы, детандеры, компрессоры) приводит к необходимости организации смазки и охлаждения подшипников основным рабочим телом агрегата — низкокипящей криогенной жидкостью (водород, кислород и др.). В процессе течения криогенной жидкости в гидравлических трактах подшипника возможно ее вскипание и/или кавитация, вследствие чего изменяется фазовое состояние смазочного материала [15]. Появление газовой фазы существенно меняет характеристики смазочного слоя и влияет на динамику ротора [16]. Это обстоятельство обуславливает практическую потребность в изучении динамических характеристик гидростатодинамических опор, работающих в условиях возможного двухфазного состояния смазочного материала.

Введение динамических коэффициентов предполагает представление гидродинамических реакций смазочного слоя в виде линейных функций перемещений и скоростей центра цапфы. Строго говоря, необходимо учитывать и инерционную составляющую потока смазочного материала и включать в представление реакций подшипника зависимость от ускорения центра цапфы, однако показано [6—11], что для большинства практических приложений этой составляющей можно пренебречь без существенной потери точности в расчетах границ устойчивости.

Линеаризация гидродинамических сил справедлива для малых, по сравнению с величиной радиального зазора  $h_0$ , отклонений (эксцентриситетов  $e$ ) цапфы, т.е. там, где наблюдается линейность характеристики «грузоподъемность—эксцентриситет». Этот подход оправдан для анализа динамического поведения быстроходных турбомашин, для роторов которых относительный эксцентриситет  $\bar{e}$ , как правило, не превышает величины:  $\bar{e} = e/h_0 \leq 0,3$  [1—3, 6, 8—12].

Динамическая модель роторно-опорного узла при условии допустимости применения линейного подхода может быть условно представлена в виде осциллятора, опирающегося на систему пружин и демпферов (рис. 1). В настоящей работе рассматриваются гидростатодинамические подшипники с точечными питающими камерами, геометрия и параметры которых приведены в работе [16].



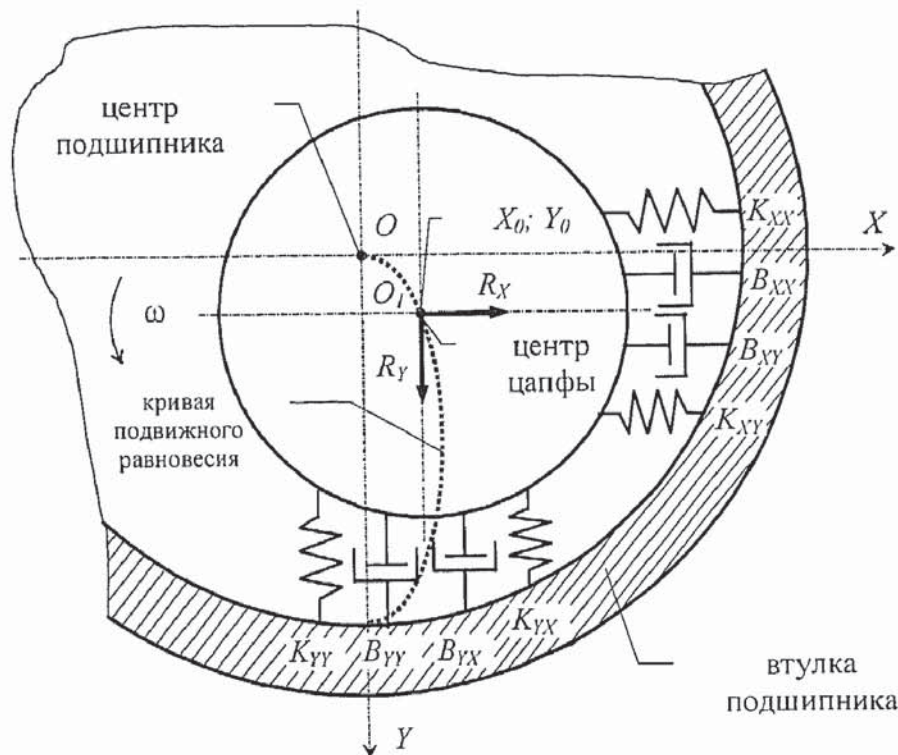


Рис. 1. Динамическая модель роторно-опорного узла

Пунктирной линией на рис. 1 изображена кривая подвижного равновесия — геометрическое место точек, описывающих положение центра цапфы, занимаемое им при различных значениях параметра нагрузки (число Зоммерфельда)  $\Phi = \mu\omega DL/G$  ( $\mu$  — динамическая вязкость смазочного материала;  $\omega$  — частота вращения ротора;  $G$  — вес ротора;  $D$  и  $L$  — диаметр и длина опорной поверхности подшипника), которое определяет положение равновесия сбалансированного ротора, нагруженного стационарной нагрузкой [7—9]. В том случае, когда ротор несбалансирован, центр его цапфы совершает вынужденные колебания (описывает эллиптические, близкие к круговым, траектории) под действием центробежной силы вокруг точки равновесия. Отклонения орбиты ротора от круговой определяются соотношением силы тяжести и центробежной нагрузки от дисбаланса.

Уравновешенный ротор занимает стационарное положение на кривой подвижного равновесия, при котором внешняя нагрузка уравновешена реакциями смазочного слоя ( $R_{x0}$  и  $R_{y0}$ , индекс «0» указывает на стационарное положение). Пусть под влиянием какого-либо воздействия центр цапфы сместится с кривой подвижного равновесия на величины  $\Delta X$  и  $\Delta Y$ , а изменения скорости составят  $\Delta \dot{X}$  и  $\Delta \dot{Y}$ . В новом положении на опорную поверхность ротора будут действовать дополнительные гидродинамические реакции, являющиеся функциями перемещений и скоростей центра цапфы:  $\Delta R_x = \Delta R_x(X, Y, \dot{X}, \dot{Y})$  и  $\Delta R_y = \Delta R_y(X, Y, \dot{X}, \dot{Y})$ . Методика определения нелинейных реакций смазочного слоя  $R_x$  и  $R_y$  в подшипниках жидкостного трения при смазке криогенными жидкостями и возможном двухфазном состоянии смазочного материала представлена в работах [15, 16].

Линеаризуем, в предположении малости смещений  $\Delta X$  и  $\Delta Y$  от положения равновесия и скоростей  $\Delta \dot{X}$  и  $\Delta \dot{Y}$ , реакции  $R_x$  и  $R_y$ , основываясь на разложении в ряд Тейлора в окрестности стационарного положения ( $X_0; Y_0$ ):



$$\begin{aligned}
 R_x &= R_{x0} + \left( \frac{\partial R_x}{\partial X} \right)_0 \Delta X + \left( \frac{\partial R_x}{\partial Y} \right)_0 \Delta Y + \left( \frac{\partial R_x}{\partial \dot{X}} \right)_0 \Delta \dot{X} + \left( \frac{\partial R_x}{\partial \dot{Y}} \right)_0 \Delta \dot{Y} + \dots \\
 R_y &= R_{y0} + \left( \frac{\partial R_y}{\partial X} \right)_0 \Delta X + \left( \frac{\partial R_y}{\partial Y} \right)_0 \Delta Y + \left( \frac{\partial R_y}{\partial \dot{X}} \right)_0 \Delta \dot{X} + \left( \frac{\partial R_y}{\partial \dot{Y}} \right)_0 \Delta \dot{Y} + \dots
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Тогда дополнительные реакции  $\Delta R_x$  и  $\Delta R_y$  можно представить в виде

$$\begin{bmatrix} \Delta R_x \\ \Delta R_y \end{bmatrix} = -K \begin{bmatrix} \Delta X \\ \Delta Y \end{bmatrix} - B \begin{bmatrix} \Delta \dot{X} \\ \Delta \dot{Y} \end{bmatrix}; \quad K = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} B_{xx} & B_{xy} \\ B_{yx} & B_{yy} \end{bmatrix},
 \tag{2}$$

где матрица  $K$  характеризует упругие, а матрица  $B$  — демпфирующие свойства смазочного слоя. Отрицательные знаки при матрицах  $K$  и  $B$  показывают, что дополнительные силы противоположны по направлению перемещениям и скоростям, их вызвавшим. Элементы матриц  $K$  и  $B$  — динамические коэффициенты  $K_{xx}, K_{xy}, \dots, B_{yx}, B_{yy}$  — частные производные, рассчитываемые в положении равновесия

$$\begin{aligned}
 K_{xx} &= -\left( \frac{\partial R_x}{\partial X} \right)_0; & K_{xy} &= -\left( \frac{\partial R_x}{\partial Y} \right)_0; & K_{yx} &= -\left( \frac{\partial R_y}{\partial X} \right)_0; & K_{yy} &= -\left( \frac{\partial R_y}{\partial Y} \right)_0; \\
 B_{xx} &= -\left( \frac{\partial R_x}{\partial \dot{X}} \right)_0; & B_{xy} &= -\left( \frac{\partial R_x}{\partial \dot{Y}} \right)_0; & B_{yx} &= -\left( \frac{\partial R_y}{\partial \dot{X}} \right)_0; & B_{yy} &= -\left( \frac{\partial R_y}{\partial \dot{Y}} \right)_0.
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

При единичных перемещениях  $\Delta X$  и  $\Delta Y$  и скоростях  $\Delta \dot{X}$  и  $\Delta \dot{Y}$  центра цапфы коэффициенты характеризуют действующие на цапфу дополнительные силы.

Отличительная особенность этих коэффициентов заключается в том, что по своему математическому смыслу они применимы только к бесконечно малым отклонениям. Однако многочисленные исследования [1—11] показали, что метод динамических коэффициентов приемлем для большинства практических задач, если только амплитуды колебаний не превышают половины радиального зазора. Тем более этот метод пригоден для анализа динамики высокоскоростных роторов криогенных турбомашин, эксплуатируемых при  $\bar{e} \approx 0,1 \dots 0,3$ .

Показано [7—11], что матрица демпфирования  $B$  является симметричной и обладает главными направлениями, т.е. перекрестные коэффициенты демпфирования равны друг другу:  $B_{xy} = B_{yx}$ . Матрица жесткости таким свойством не обладает, ее перекрестные коэффициенты не равны друг другу:  $K_{xy} \neq K_{yx}$ , а сама матрица  $K$  — неконсервативная. Отметим, что в [7—11] смазочный слой рассматривается как однородный, а теплофизические свойства смазочного материала приняты постоянными. Течение криогенного смазочного материала может сопровождаться вскипанием и двухфазным парожидкостным состоянием, следствием чего является неоднородность несущего слоя, поэтому равенство перекрестных коэффициентов демпфирования, строго говоря, может не соблюдаться.

Несмотря на линеаризованный вид, соотношения (2)—(3) все же определенным образом учитывают нелинейное поведение смазочного слоя. Жесткость пленки характеризует изменение силы, вызванное изменением положения цапфы. Вследствие нелинейного поведения слоя смазки изменение в смещении приводит к неколлинеарному смещению вектора силы, что учитывается перекрестными коэффициентами  $K_{xy}$  и  $K_{yx}$ , отражающими взаимное влияние перемещений в перпендикулярных направлениях. Анало-



гичная ситуация и с демпфированием, возникающим в результате сдавливания несущего слоя. Изменение вектора скорости цапфы приводит к неколлинеарному смещению результирующего вектора реакции слоя, что характеризуется перекрестными коэффициентами демпфирования.

Стационарное положение цапфы ротора — кривая подвижного равновесия — зависит от направления и величины статических сил (приложенная нагрузка, сила тяжести), передаваемых от ротора к опорам. Кривая подвижного равновесия находится путем варьирования параметра нагрузки  $\Phi$ , достигаемого изменением частоты вращения  $\omega$  при постоянном значении веса ротора  $G$ , при различных значениях температуры смазочного материала  $T_0$  и давления его подачи  $p_0$ . Совокупность точек, определяющих кривую подвижного равновесия, находится при численном решении уравнений движения уравновешенного ротора [8, 16].

В качестве примера на рис. 2 приведен набор кривых подвижного равновесия, построенных с помощью разработанного программного обеспечения [17] для подшипника с восемью точечными камерами, имеющего следующие параметры:  $D = 50$  мм;  $L = 50$  мм;  $h_0 = 25$  мкм;  $p_0 = 0,75$  МПа и  $p_s = 0,25$  МПа — давления подачи и на сливе;  $l_h = 3$  мм — длина жиклера;  $d_h = 1$  мм — диаметр жиклера.

Из рассмотрения этих кривых видно положительное влияние небольшого паросодержания  $\chi$  ( $T_0 = 25$  К;  $\chi = 0,01 \dots 0,05$ ), выражающееся в некотором (до 15 %) увеличении

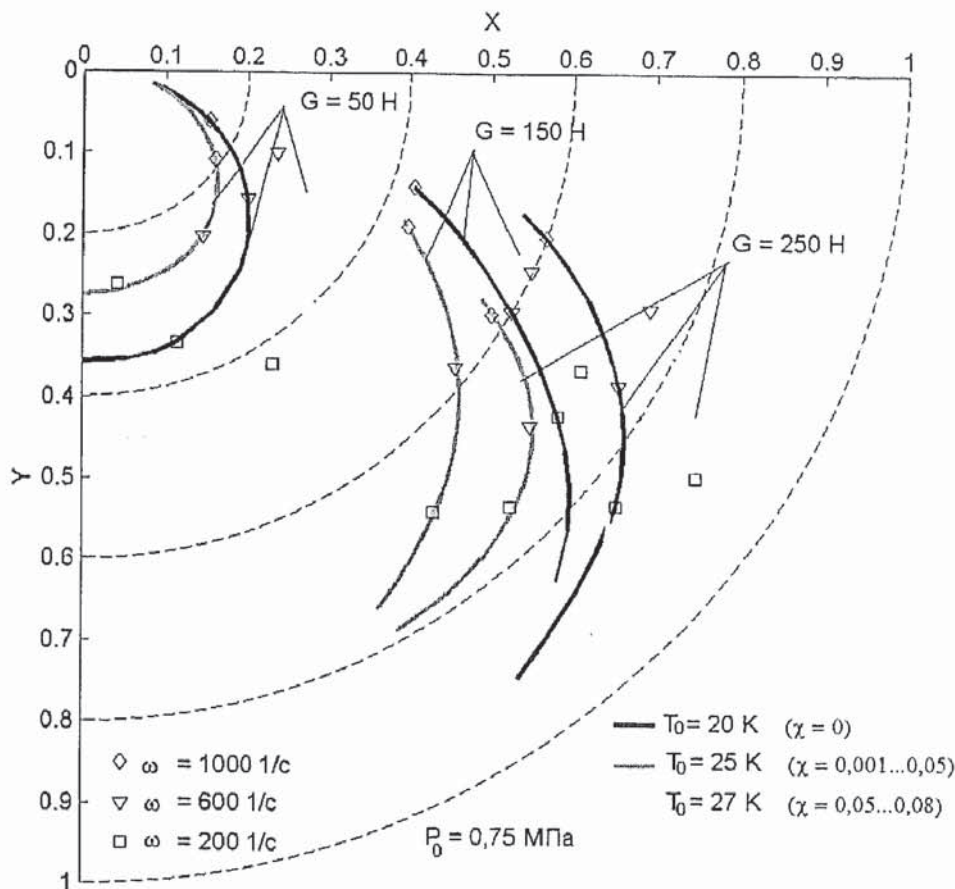


Рис. 2. Кривая подвижного равновесия

грузоподъемности, что объясняется действием опережающего начала кипения в ненагруженной зоне, где вследствие снижения вязкости и плотности двухфазной среды давление падает [15, 16]. В нагруженной зоне радиального зазора, где смазочный материал



остается жидким, давление больше, и в результате равнодействующая сил давления смазочного слоя увеличивается по сравнению с подшипником, смазываемым жидкостью. Такое состояние является нестабильным и сохраняется в относительно узком температурном интервале [15]. Дальнейшее повышение температуры подаваемого в подшипник смазочного материала ( $T_0 = 25$  °К;  $\chi = 0,01 \dots 0,05$ ) увеличивает паросодержание и влечет за собой резкое снижение грузоподъемности. Повышение давления питания сдвигает кривую подвижного равновесия в область более высоких эксцентриситетов и расширяет температурную зону работы без возникновения фазовых переходов.

В силу принятой линейности задачи и, следовательно, возможности применения принципа суперпозиции каждый коэффициент может быть определен при заданном возмущении в предположении, что все другие возмущения отсутствуют. Коэффициенты жесткости и демпфирования находятся для ряда точек на кривой подвижного равновесия. Изменяя параметр нагрузки  $\Phi$  (при постоянной частоте вращения), температуру, давление, можно получить семейство кривых подвижного равновесия и, путем последующей аппроксимации, определить зависимость коэффициентов жесткости и демпфирования от эксцентриситета и других важных параметров ( $\omega, p, T, \chi$ ).

Точное аналитическое определение динамических коэффициентов возможно лишь для подшипников простой геометрии и/или в условиях постоянных свойств смазочного материала [2, 3, 7—9]. Необходимость изучения влияния процессов в смазочном слое, связанных с переменностью свойств смазочного материала, фазовыми превращениями низкокипящих жидкостей, турбулентностью потока, сложной геометрией опорной поверхности подшипника, приводят к целесообразности рассмотрения не только уравнения Рейнольдса, но и уравнений баланса энергий и расходов [15]. Поэтому в данной ситуации наиболее приемлемым для определения динамических характеристик смазочного слоя становится метод численного дифференцирования гидродинамических реакций.

Схема определения динамических коэффициентов представлена на рис. 3. В основу расчета коэффициентов положены соотношения (3), где производные от реакций смазочного слоя по кинематическим параметрам в окрестности положения равновесия заменены разностными аналогами с погрешностью  $O(h^2)$ . Расчетные соотношения для коэффициентов жесткости и демпфирования в безразмерной форме имеют вид (правила перехода к безразмерным величинам обсуждаются в [16]; штрих означает дифференцирование по безразмерному времени):

$$\begin{aligned} \bar{K}_{x(y)x} &\approx -\frac{\bar{R}_{x(y)}(\bar{X}_0 + \Delta\bar{X}; \bar{Y}_0; 0; 0) - \bar{R}_{x(y)}(\bar{X}_0 - \Delta\bar{X}; \bar{Y}_0; 0; 0)}{2\Delta\bar{X}}; \\ \bar{K}_{y(x)y} &\approx -\frac{\bar{R}_{y(x)}(\bar{X}_0; \bar{Y}_0 + \Delta\bar{Y}; 0; 0) - \bar{R}_{y(x)}(\bar{X}_0; \bar{Y}_0 - \Delta\bar{Y}; 0; 0)}{2\Delta\bar{Y}}; \\ \bar{B}_{x(y)x} &\approx -\frac{\bar{R}_{x(y)}(\bar{X}_0; \bar{Y}_0; +\Delta\bar{X}'; 0) - \bar{R}_{x(y)}(\bar{X}_0; \bar{Y}_0; -\Delta\bar{X}'; 0)}{2\Delta\bar{X}'}; \\ \bar{B}_{y(x)y} &\approx -\frac{\bar{R}_{y(x)}(\bar{X}_0; \bar{Y}_0; 0; +\Delta\bar{Y}') - \bar{R}_{y(x)}(\bar{X}_0; \bar{Y}_0; 0; -\Delta\bar{Y}')}{2\Delta\bar{Y}'} \end{aligned} \quad (4)$$

Для перехода к размерным величинам коэффициентов жесткости  $K$  и демпфирования  $B$  используются соотношения ( $t_0 = 2\pi/\omega$  — время одного оборота):



$$K = \bar{K} \frac{p_0 DL}{h_0}; \quad B = \bar{B} \frac{p_0 DL t_0}{h_0}. \quad (5)$$

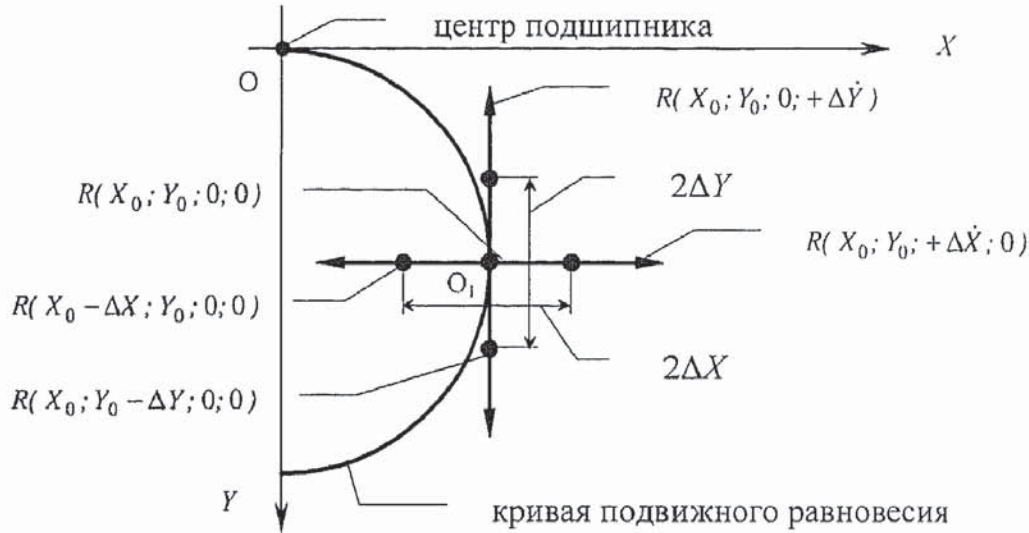


Рис. 3. Схема определения динамических коэффициентов

Результаты расчета динамических характеристик гидростатодинамических подшипников по изложенной методике представлены на рис. 4. Несмотря на то, что все графики приведены для подшипников с точечными питающими камерами (смазываемых водородом) качественно аналогичные результаты получаются и для других рабочих тел и конструктивных исполнений. Анализ полученных данных подтверждает известные утверждения [2, 3, 7—9] о зависимости жесткости и демпфирования подшипника от положения цапфы в смазочном слое (рис. 4, а и б), характеризуемого относительным эксцентриситетом, и частоты вращения (рис. 4, в и г). Увеличение частоты вращения ротора существенно повышает жесткость и демпфирующую способность несущего слоя, что является положительным свойством гидростатодинамических подшипников. Динамические характеристики смазочного слоя рассчитаны для положений цапфы, которые она занимает на кривой подвижного равновесия (рис. 2).

Особенность современных высокоскоростных турбомашин — работа их роторов при очень малых (и, часто, практически нулевых) относительных эксцентриситетах. В этом случае стационарным положением цапфы можно считать ось, проходящую через центры подшипников. Это справедливо для слабо- и средненагруженных быстроходных роторов ( $\bar{e} < 0,1$ ) [1—3, 6—8]. Кроме того, динамические коэффициенты смазочного слоя в широком диапазоне (до  $\bar{e} = 0,3$ ) для такого типа роторов могут быть приняты при  $\bar{e} = 0$ , т. е. при концентричном расположении цапфы ротора в подшипнике [6—8].

При центральном положении цапфы гироскопические силы (перекрестные коэффициенты демпфирования) при малом паросодержании отличны от нуля и стремятся к нулю при развитом кипении. Концентричное положение цапфы характеризуется равенством прямых коэффициентов жесткости и демпфирования, а псевдогироскопические неконсервативные силы (перекрестные коэффициенты жесткости) характеризуются одним коэффициентом. Итак, при  $\bar{e} = 0$  имеем

$$\bar{K}_{xx} = \bar{K}_{yy} = \bar{K}_0; \quad \bar{K}_{xy} = -\bar{K}_{yx} = \bar{C}_0; \quad \bar{B}_{xx} = \bar{B}_{yy} = \bar{B}_0; \quad \bar{B}_{xy} = -\bar{B}_{yx} = \bar{D}_0 \approx 0. \quad (6)$$

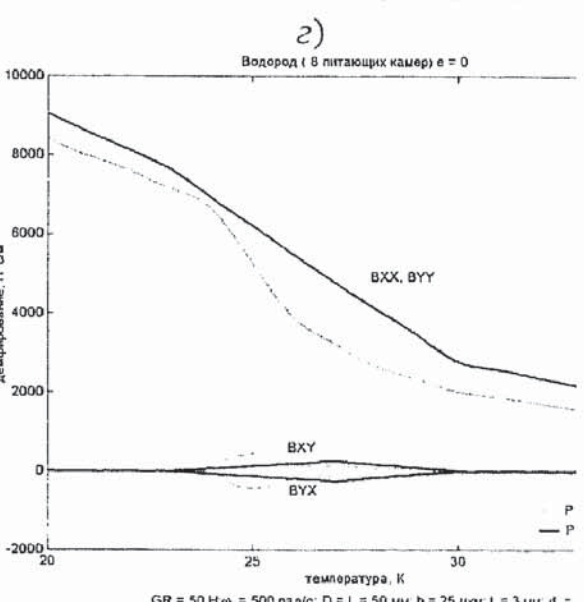
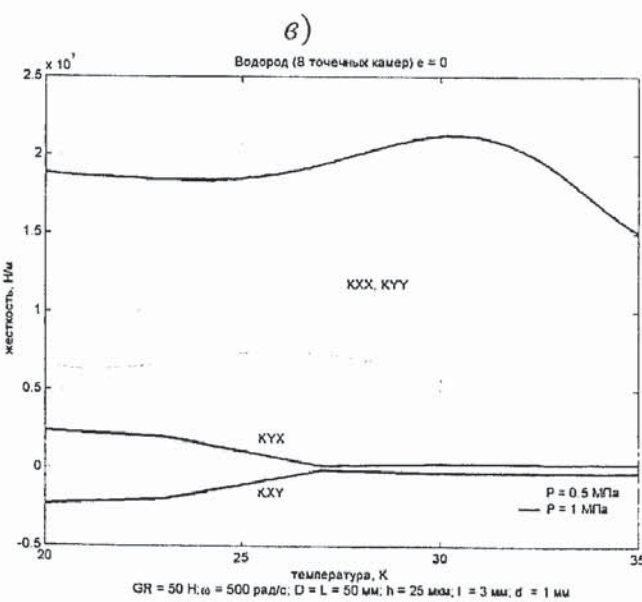
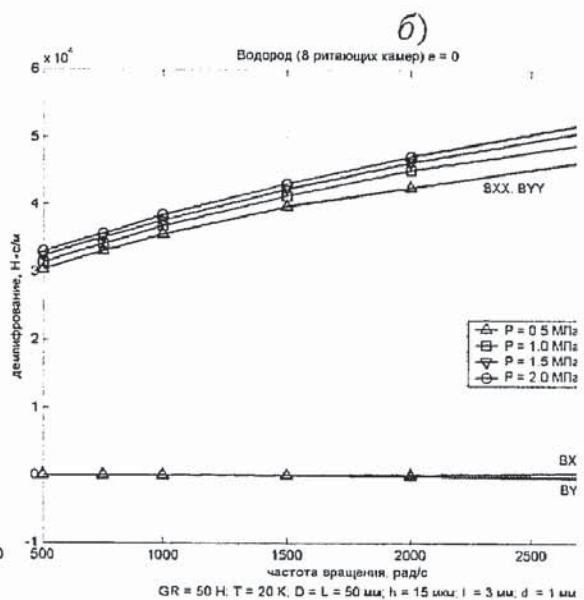
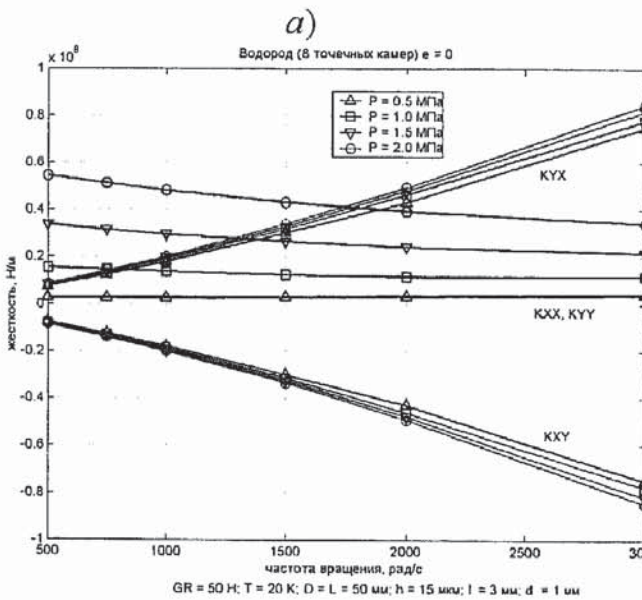
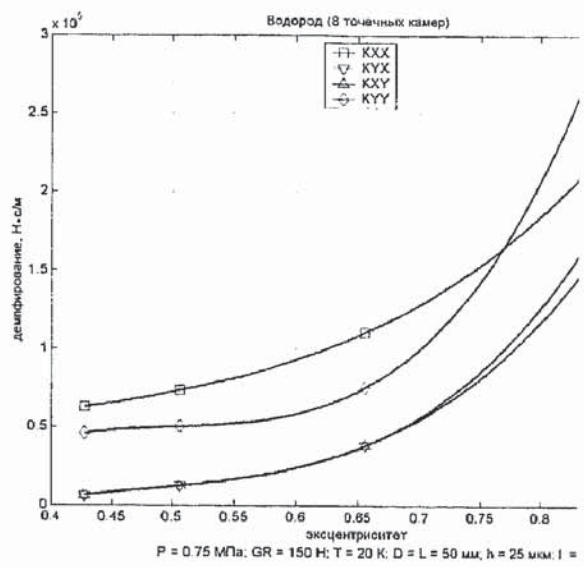
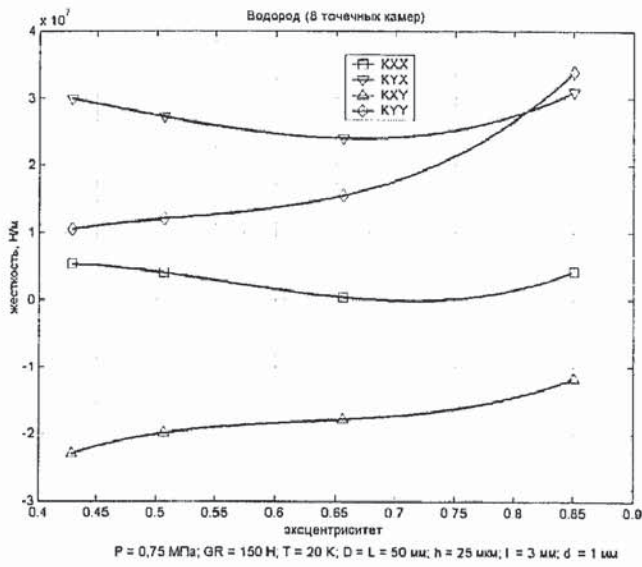


Рис. 4. Коэффициенты жесткости (а, в, д) и демпфирования (б, г, е)



Влияние давления подачи (рис. 4, *в* и *г*) и радиального зазора на динамические коэффициенты при центральном положении цапфы также удовлетворительно согласуется с известными положениями гидродинамической теории смазки. Повышение давления подачи смазочного материала и уменьшение радиального зазора повышают жесткость несущего слоя. На демпфирующие характеристики давление подачи оказывает меньшее воздействие, что связано с малой зависимостью в изучаемом интервале температур динамической вязкости от давления.

Особенно интересны полученные, по-видимому, впервые результаты о влиянии вскипания и паросодержания на динамические коэффициенты (рис. 4 *д*, и *е*). Построение графиков коэффициентов непосредственно как функций паросодержания нецелесообразно, поскольку паросодержание само по себе является функцией ряда конструктивных и рабочих параметров, и при одном и том же среднем по слою содержании пара характеристики разных подшипников могут значительно отличаться. В связи с этим графики коэффициентов построены в зависимости от температуры подачи смазочного материала, характеризующей паросодержание в смазочном слое конкретного подшипника [15].

Интересно отметить, что при малом паросодержании ( $\chi < 0,05$ ) и температуре подачи около 25 К наблюдается, подтверждаемый экспериментально [15], некоторый рост жесткости смазочного слоя (прямые коэффициенты жесткости). В тот же момент наблюдается резкое уменьшение неконсервативных (псевдогироскопических) сил, которые затем (при развитом кипении) уменьшаются уже более плавно. При вскипании смазочного материала вследствие неоднородности несущего слоя, когда газовая фаза присутствует только в нагруженной зоне, наблюдается появление гироскопических сил, которое выражается нехарактерным [3, 7, 9] для однофазной смазки отличием от нуля, но все же незначительных по абсолютной величине, перекрестных коэффициентов демпфирования. С ростом концентрации газовой фазы и распространением ее по всему смазочному слою (при повышении температуры  $T_0$ ) однородность восстанавливается и перекрестные коэффициенты демпфирования вновь равны нулю. Отличие перекрестных коэффициентов демпфирования от нуля является, по-видимому, характерной особенностью работы подшипников, смазываемых двухфазной средой, и связано с неравномерностью распределения газовой фазы по опорной поверхности подшипника. Наиболее значительное падение демпфирующей способности так же, как и рост жесткости, приходится на начало кипения, что определяется наиболее резким снижением динамической вязкости именно при небольшом (до  $\chi = 0,01$ ) массовом паросодержании. При увеличении давления подачи наблюдается сдвиг возникновения описанных явлений в сторону больших температур, что объясняется повышением температуры кипения смазочного материала.

Зависимости динамических характеристик гидродинамического подшипника получены с использованием разработанного программного обеспечения [17]. Предложенная методика расчета динамических коэффициентов позволяет рассчитать коэффициенты жесткости и демпфирования смазочного слоя гидростатодинамических подшипников произвольного конструктивного исполнения при смазке любым рабочим телом. Полученные данные могут быть использованы в анализе устойчивости движения высокоскоростных роторных систем и расчете критических частот вращения роторов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Давыдов А. Б., Кобулашвили А. Ш., Шерстюк А. Н. Расчет и конструирование турболетандеров. — М.: Машиностроение, 1987. — 230 с.



2. Артеменко Н. П. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин. — Харьков: Основа, 1992. — 198 с.
3. Равикович Ю. А. Конструкции и проектирование подшипников скольжения агрегатов двигателей летательных аппаратов. — М.: Изд-во МАИ, 1995. — 58 с.
4. Максимов В. А., Баткис Г. С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. — Казань: ФЭН, 1998. — 430 с.
5. Геращенко Б. И. Динамика закритических роторов лопаточных машин. — М.: Компания Спутник+, 2000. — 250 с.
6. Штернлихт, Льюис. Проблемы вибраций высокоскоростных турбомашин. // Конструирование и технология машиностроения, 1968. — № 3. — С. 130—144.
7. Позняк Э. Л. Колебания роторов // Вибрации в технике. В 6 т. Том 3. Колебания машин, конструкций и их элементов. — М.: Машиностроение, 1980. — С. 130—189.
8. Yamamoto T., Ishida Y. Linear and nonlinear rotordynamics. A modern treatment with applications. — New York, John Wiley & Sons, 2001. — 326 p.
9. Лунд. Разработка понятия динамических коэффициентов радиальных подшипников жидкостного трения // Проблемы трения и смазки, 1987. — № 1. — С. 40—45.
10. Rao J. S. Rotor dynamics comes of age // Sixth International Conference on Rotor Dynamics: Proceedings. — Sydney, Australia: The University of New South Wales, 2002. — Vol. 1. — P. 15—26.
11. Rotordynamics of turbomachinery ... Looking back ... Looking forward // Sixth International Conference on Rotor Dynamics: Proceedings. — Sydney, Australia: The University of New South Wales, 2002. — Vol. 2. — P. 759—768.
12. Коженков А. А., Дейч Р. С., Якубович В. И. Численное моделирование динамики роторных систем с подшипниками скольжения // Компрессорная техника и пневматика, 1997. — № 16—17. — С. 68—72.
13. Сафонов А. В. Применение конечно-элементных методов расчета для анализа динамических характеристик роторных систем // Герметичность, виброндежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования: Труды 10-й Международной научно-технической конференции «ГЕРВИКОН-2002». В 3 т. Т. 2. — Сумы: Изд-во СумГУ, 2002. — С. 88—97.
14. Терешко А. Г. Применение конечно-элементных программ общего назначения в задачах роторной динамики // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева. Специальный выпуск. Труды международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». В 2 ч. Ч. 2. — 2003. — С. 100—108.
15. Савин Л. А., Соломин О. В. Расчет подшипников скольжения, работающих в условиях двухфазного состояния смазочного материала // Известия вузов. Машиностроение, 2004. — № 2. — С. 36—42.
16. Савин Л. А., Соломин О. В. Динамика жесткого ротора на подшипниках скольжения, смазываемых криогенной жидкостью // Известия вузов. Машиностроение, 2004. — № 4. — С. 27—38.
17. Программа расчета характеристик подшипников скольжения с криогенной смазкой («Подшипник-Криоген») / Савин Л. А., Соломин О. В. и др. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610593. Зарегистрировано в Роспатенте 7 июля 2000 г.