

чина реакции смазочной пленки \bar{W} , вычисленная по асимптотическому решению (14), показана на рисунке пунктиром. Заметим, что при выводе формулы (14) предполагалось, что безразмерная величина кармана L достаточно велика и можно пренебрегать изменением давления в нем. Результаты численного интегрирования показали, что с ростом L амплитуда колебаний давления в кармане уменьшится и при $L = 100$ и не слишком больших относительных амплитудах ($\varepsilon \leq 0,5$) это допущение выполняется с достаточной степенью точности.

На рис. 3 приведены результаты расчета величины осредненной несущей способности \bar{W} для различных относительных амплитуд ε . По оси абсцисс отложен коэффициент режима m . Из рисунка видно, что при малых амплитудах сдвигавшего движения ($\varepsilon = 0,1$) несущая способность отличается от статистической на величину порядка 5%. С ростом амплитуды добавка, вносимая эффектом сдвигания, быстро растет.

Таким образом, в исследованном диапазоне параметров ($\varepsilon \in [0; 0,6]$, $\sigma \in [1; 100]$, $m \in [0; 1]$) общую несущую способность с точностью до 10% можно считать равной сумме вкладов от каждого из эффектов в отдельности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Степаняц Л. Г. Труды ЛПИ, № 280, 1967.
2. Алиев Р. З. «Проблемы развития газовой смазки», 1972, № 1.
3. Кастелли, Стивенсон. «Проблемы трения и смазки», 1972, № 1.
4. Заблочкий Н. Д., Карпов В. С. «Механика жидкости и газа», 1973, № 2.
5. Маланоски, Пэн. «Теоретические основы инженерных расчетов», 1964, № 2.

УДК 621.822.5

В. И. Яковлев

ДЕМПФИРОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИИ ЛЕГКОНАГРУЖЕННЫХ РОТОРОВ НА ГАЗОВОЙ СМАЗКЕ

Автоколебания валов на газовой смазке обуславливают необходимость изучения путей их подавления. Намечались два направления в исследовании этого вопроса. Первое предусматривает изменение геометрии зазора между ши-

пом и вкладышем (использование подшипников с канавками, применение многосегментных подшипников и др.); второе основывается на использовании подшипников с простейшей цилиндрической расточкой. Подавление автоколебаний обеспечивается установкой вкладышей в упруго-демпферные опоры.

Данная работа является продолжением исследований, проводимых во втором направлении.

В работе А. С. Кельзона и В. И. Яковлева [1] было установлено, что ненагруженный ротор, расположенный в области низких чисел оборотов, после прохождения зоны автоколебаний может выйти в область устойчивости, где автоколебания полностью подавляются. В статье уточнены результаты, приведенные в работе [1], для условий более полного учета специфики аэродинамических сил смазочного слоя и составляющих слоев, обусловленных силами инерции потока газа.

Постановка задачи. Рассмотрим вертикальный вал массой m , установленный в безмассовые упруго-демпферные изотропные опоры (с коэффициентом жесткости s и коэффициентом демпфирования χ).

Рассматривается плоская задача.

Введем обозначения:

μ — динамическая вязкость газа;

L, r — длина и радиус подшипника;

$\psi = \frac{\delta}{r}$ — относительный радиальный зазор;

ρ — плотность газа;

p — давление газа на торцах подшипника;

ω — угловая скорость вала.

В предыдущих работах реакция смазочного слоя определялась по методике, описанной в [2].

С целью уточнения имеющихся результатов нами предложено учитывать движение стенки подшипника вследствие податливости вала на динамическую реакцию газового слоя.

Пусть z и z_1 — изображения по Лапласу комплексных смещений центра ротора и центра упругой опоры, выполненные в безразмерном времени $\tau = \omega_0 t$, где $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$.

Тогда уравнения движения вала и опор примут вид:

$$s^2 z + sDz_1 + z_1 = 0;$$

$$s^2 z + \frac{M [\beta (z - z_1) + 2is (z - z_1) + N [s \beta (z - z_1) + is^2 (z - z_1)]]}{[ME \beta + i (1 + 2MES)] + N [E \beta S - i \frac{E}{3} \beta^2 + is^2 E]} = 0, \quad (1)$$

где s — переменная преобразования по Лапласу; $i = \sqrt{-1}$;

$M = \frac{12\pi\rho L}{\sqrt{cm} \psi^3}$ — конструктивная постоянная; $E = \frac{c \psi}{2\pi pL}$ —

— параметр, учитывающий сжимаемость газа; $N = \frac{2\pi\rho r^2 L}{\psi m}$ —

параметр, учитывающий силы инерции слоя смазки; $\beta = \frac{\omega}{\omega_0}$ —

безразмерная угловая скорость; $D = \frac{z}{\sqrt{cm}}$ — коэффициент демпфирования опор.

Параметр N в уравнениях (1) учитывает влияние сил инерции потока смазки, а параметр E — сжимаемость газа.

Прежде чем переходить к анализу областей устойчивости, рассмотрим влияние параметра M на характер областей устойчивости. На рис. 1 представлены области устойчивости для частного случая: $N = 1,5$; $E = 0$. Как следует из рисунка, в котором области неустойчивости заштрихованы, существенное сужение областей устойчивости можно получить при больших значениях параметра M . При этом кривые границ областей устойчивости при $M \rightarrow \infty$ имеют асимптоты. Эти

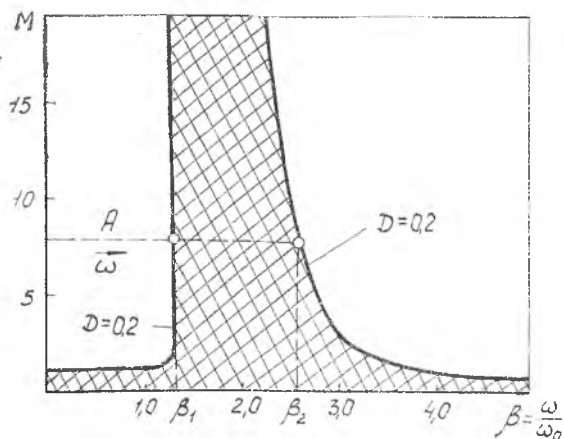


Рис. 1. Зона автоколебаний вала для несжимаемой смазки при $N = 1,5$; $E = 0$

асимптоты и определяют значение минимально возможной зоны автоколебаний.

Исследуя качественное влияние основных параметров на сужение зоны автоколебаний, ограничимся рассмотрением лишь асимптотического случая ($M \rightarrow \infty$).

Определение областей устойчивости для этого случая производилось с использованием метода D — разбиения. В результате было получено следующее уравнение кривой D — разбиения:

$$NED^2 \alpha^6 - \alpha^4 [ND^2 + (1-N)ED^2 + N(1 - \frac{1}{3}E)(1 - D^2 + E)] + \alpha^2 [N(1 - \frac{1}{3}E) - (1-N)(1 - D^2 + E)] + 1 - N = 0, \quad (2)$$

$$\beta = 2\alpha,$$

где $\alpha = \frac{\Omega}{\omega_0}$ — частота автоколебаний на границе устойчивости.

Переходя к исследованию границ устойчивости, рассмотрим сначала частный случай $N = 1$.

Тогда из уравнения (2) получим:

$$\alpha_1 = 0; \quad \alpha_{2,3}^2 = 3 \frac{D^2 + (1 - \frac{1}{3}E)(1 - D^2 + E) \pm \sqrt{[D^2 + (1 - \frac{1}{3}E)(1 - D^2 + E)]^2 - \frac{4E^2D^2}{3}(1 - \frac{1}{3}E)}}{2E^2D^2}; \quad (3)$$

$$\beta_1 = 0; \quad \beta_2 = 2\alpha_2; \quad \beta_3 = 2\alpha_3.$$

Равенство нулю первого корня ($\alpha_1 = 0$) показывает, что в этом случае зона автоколебаний начинается с нулевой скорости вращения. При увеличении β происходит переход из неустойчивой зоны в устойчивую при $\beta = \beta_2$. Дальнейшее увеличение скорости вращения сопровождается переходом в новую область неустойчивости ($\beta_3 \div \infty$).

Таким образом, система имеет ограниченные слева и справа области устойчивости ($\beta_2 \div \beta_3$), где автоколебания вала отсутствуют.

Если сравнить эти результаты с полученными для несжимаемой смазки ($E = 0$) [4], то можно обнаружить, что свойство сжимаемости слоя газа приводит к ограничению возможных скоростей вращения вала, так как в этом случае работа системы возможна лишь до значения β_3 .

Для случая жидкостной смазки область неустойчивости ($\beta_3 \div \infty$) не существует (рис. 1). Таким образом, утверждение о стабилизирующем эффекте сил инерции смазки [5], справедливое для жидкостной смазки, для валов на газовой смазке становится неверным.

На рис. 2 показаны границы областей устойчивости асимптотического решения задачи при $N = 1$.

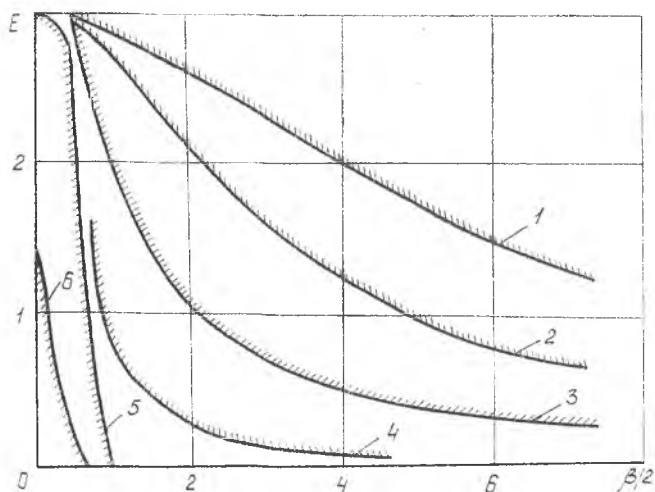


Рис. 2. Области устойчивости вала на газовой смазке при $N = 1$: 1—6 — соответственно $D = 0,2; 0,4; 1,0; 10; 0,2(0,4, 1,0); 10$

Анализируя результаты расчета, проследим за влиянием параметров E и D на ширину зоны устойчивости.

Из рис. 2 следует, что увеличение E сужает первую область неустойчивости ($0 \div \beta_2$) и расширяет вторую ($\beta_3 \div \infty$). При $E = 3$ ширина первой зоны стремится к нулю, однако вторая зона чрезвычайно близко приближается к нулевой скорости. Таким образом, возможность подавления становится ограниченной. Следовательно, успешное расширение рабочей зоны устойчивости возможно лишь при малых значениях параметра E .

Рассмотрим далее влияние демпфирования (параметр D) на запас устойчивости ротора. Интересно отметить, что первая граница области устойчивости мало трансформируется с

уменьшением D , тогда как вторая граница к этому изменению весьма чувствительна.

Из рис. 2 видно, что большие значения D приводят к сужению зоны устойчивости и, следовательно, нежелательны.

Для исследования влияния параметра N рассмотрим еще один предельный случай: $N \neq 0$, $E \neq 0$, $D = 0$. Разумеется, что этот случай является предельным и реально не существующим, так как конструкционное демпфирование всегда существует в системе.

Полагая в уравнении (2) $D = 0$, получим

$$a^4 \left[N \left(1 - \frac{1}{3} E \right) (1 + E) \right] - a^2 \left[2N + \frac{2}{3} NE - 1 \right] + (N - 1) = 0. \quad (4)$$

Откуда находим:

$$a_{1,2}^2 = \frac{(2N + \frac{2}{3} NE - 1 - E) \pm \sqrt{(2N + \frac{2}{3} NE - 1 - E)^2 - 4(N-1)N(1 - \frac{1}{3} E)(1+E)}}{2(1 - \frac{1}{3} E)(1+E)N} \times \quad (5)$$

$$\beta_1 = 2a_1; \quad \beta_2 = 2a_2; \quad \beta_3 = \infty.$$

В этом случае существует лишь одна область неустойчивости $\beta_1 \div \beta_2$, вторая зона неустойчивости отодвигается в область, неограниченную по скорости вращения (см. рис. 2).

Характерно, что при $N > 1$ первая зона неустойчивости начинается не с нулевой скорости, а со значения $\beta = \beta_1$.

Таким образом, для $N > 1$ ротор при разгоне проходит сначала область устойчивости, затем область неустойчивости и вновь попадает в область устойчивости.

Итак, в общем случае можно утверждать, что силы инерции смазки приводят к сужению первой зоны неустойчивости $\{\beta_1 \beta_2\}$ и к расширению второй $\{\beta_3 \div \infty\}$.

Проведенные исследования позволили установить, что для отстройки от автоколебаний роторов на газовой смазке необходимо осуществлять мероприятия, приводящие к увеличению параметра M и уменьшению параметров E , D , например, к снижению жесткости s и коэффициента демпфирования χ опор.

Возвращаясь к уравнению (1), имеем:

$$M = \frac{12 \pi \mu L}{\sqrt{cm} \phi^3}; \quad E = \frac{c \psi}{2 \pi p L}; \quad D = \frac{\chi}{\sqrt{cm}}.$$

Таким образом, успешное демпфирование колебаний может быть реализовано при значительной податливости опор и малом значении коэффициента демпфирования χ .

ЛИТЕРАТУРА

1. Кельзон А. С., Яковлев В. И. Автоколебания вала на газовой смазке. *Strojnický Casopis*, изд-во АН ЧССР, т. XXIV, № 4, 1973.
 2. Завьялов Г. А., Левина Г. А., Шмелев А. А. Об устойчивости равновесного положения ротора гиросприбора с газовыми опорами. Сб. «Вопросы теории и расчета гироскопических приборов». ЧПИ, 1970, № 65.
 3. Кельзон А. С., Яковлев В. И. Переход через зону автоколебаний вертикального вала с учетом сил инерции смазки. Доклады АН СССР, г. 199, 1971, № 2.
 4. Кельзон А. С., Яковлев В. И. Переход вертикального ротора, вращающегося в подшипниках скольжения, через зону автоколебаний. Изв. вузов. Радиофизика, т. XIV, 1971, № 7.
 5. Бургович А. Г., Завьялов Г. А. Устойчивость движения валов в подшипниках жидкостного трения. М., «Машиностроение», 1964.
-