

На основании представленных расчетных и экспериментальных результатов можно сформулировать следующие выводы:

1) под действием сосредоточенного крутящего момента в периферийном сечении бандажированной лопатки возникают значительные по величине нормальные напряжения стесненного кручения σ_{ω} , примерно 3 раза превышающие величину касательных напряжений чистого кручения, которые имели бы место при отсутствии стесненности кручения;

2) величина напряжений σ_{ω} резко убывает по мере удаления от бандажной полки, и при $h/\delta \leq 3$ напряжения уменьшаются в несколько раз на расстоянии всего $0,3\delta - 0,5\delta$ от бандажной полки;

3) наличие напряжений σ_{ω} и характер их убывания по мере удаления от полки необходимо учитывать при проектировании бандажированных лопаток.

Л и т е р а т у р а

1. Кузнецов Н.Д. Прочность деталей турбины ГТД в условиях сложного нагружения и связанные с ней проблемы. - Проблемы прочности, 1982, № 3, с. 10-14.

2. Власов В.З. Избранные труды. Т. 2. Тонкостенные упругие стержни. Принципы построения общей технической теории оболочек. - Изд-во АН СССР, 1963. - 507 с.

3. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. - М.: Наука, 1975. - 575 с.

4. Феппл А. и Л. Сила и деформация. - Л.: ОНТИ, 1936. Т.2.-40

5. Боршанский К.Н. Влияние податливости заделки на собственные частоты рабочих лопаток паровых турбин. - Проблемы прочности, 1980, № 1, с. 98-102.

6. Лурье А.И. Пространственные задачи теории упругости. - М.: ГИТТЛ, 1955. - 491 с.

УДК 621.822.5

А.М.Бросайло, А.А.Равикович

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

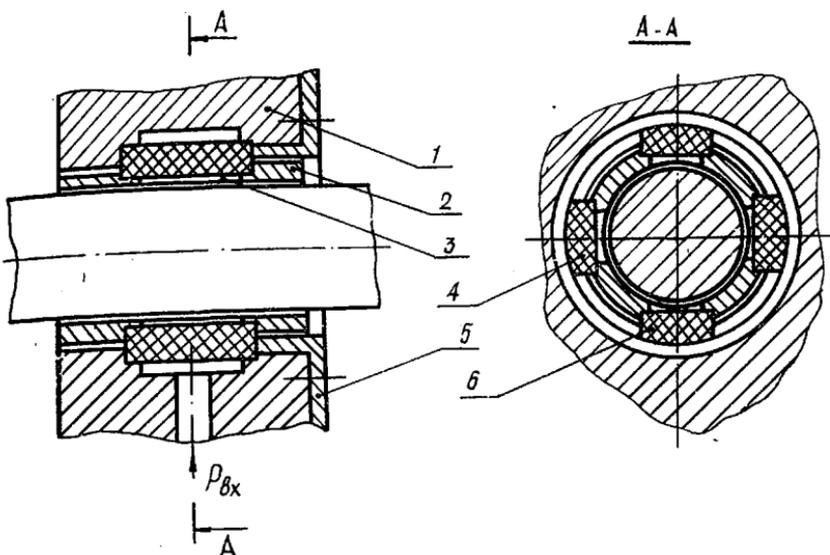
ВКЛАДЫШЕЙ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ

Известно, что эффективным средством снижения вибрационной активности роторов на опорах скольжения является использование в системе

"ротор-опоры" демпферов различных типов. Возможность борьбы с автоколебаниями с помощью гидравлических демпферов для ротора на гидростатических подшипниках показана в работе [1]. Однако постановка подшипников на упругодемпферные опоры усложняет конструкцию изделия и затрудняет его доводку.

В лаборатории № I КуАИ разработана конструкция упругодемпферного гидростатического подшипника (УДГСП) (рис.1), позволяющая существ-



Р и с. 1. Конструкция упругодемпферного гидростатического подшипника

венно улучшить динамические свойства ротора за счет использования в ней вкладышей из упругодемпфирующего материала МР.

Подшипник состоит из корпуса 1, обоймы 2 с камерами 3 и дросселирующими элементами 4. Дросселирующие элементы изготавливаются из пористого упругодемпфирующего материала МР и устанавливаются таким образом, что их внутренняя поверхность упирается в буртики обоймы, а наружная - во внутреннюю поверхность корпуса. Наружный диаметр обоймы выполняется меньше внутреннего диаметра корпуса, вследствие чего между корпусом и обоймой образуется зазор. Осевая фиксация обоймы осуществляется при помощи втулки 5. С целью устранения утечек через боковые грани дросселирующих элементов последние снабжены эластичным уплотнителем 6.

При изучении динамики ротора на таких опорах необходимо знание динамических коэффициентов жидкостной пленки и пористых вкладышей УДГСП. Вопрос нахождения динамических коэффициентов слоя смазки изучен достаточно подробно. Например, в работе [2] они получены в виде коэффициентов жесткости и демпфирования, являющихся функциями геометрических параметров подшипника, координат положения шипа в обойме, частоты вращения ротора.

Зависимости для определения коэффициентов жесткости и демпфирования пористых вкладышей ранее получены не были, хотя вопросам изучения упругодемпфирующих свойств материала МР уделялось достаточно внимания [3 - 5].

Настоящая статья посвящена исследованию динамических характеристик вкладышей из материала МР и нахождению коэффициентов жесткости и демпфирования как функций исходных параметров материала.

В работе [5] приведены зависимости для определения эквивалентной жесткости и коэффициента рассеяния энергии, полученные в результате обработки статических циклов деформации втулочного виброизолятора и позволяющие определять размерные динамические коэффициенты пористых упругодемпферных вкладышей.

С целью проведения комплексного исследования необходимо получить выражение для коэффициентов жесткости и демпфирования в безразмерном виде. Для этого воспользуемся \mathcal{N} -теоремой и составим безразмерные комплексы величин Π_i - критерии подобия, являющиеся определяющими параметрами данной задачи.

В нашем случае:

$$\Pi_1 = \Pi = 1 - \frac{\rho_c}{\rho_u}; \quad \Pi_2 = \rho_3 = \frac{\rho_3}{\rho_u}; \quad \Pi_3 = \bar{d} = \frac{d}{\delta};$$

$$\Pi_4 = \bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{H_c}; \quad \Pi_5 = \bar{H}_c = \frac{H_c}{A_0}; \quad \Pi_6 = \bar{\epsilon}_{ту} = \frac{\epsilon_{ту}}{E_u};$$

$$\Pi_7 = \bar{S} = \frac{S E_u}{M_0 A_0 \omega^2},$$

(I)

- где Π - пористость материала МР;
 ρ_c - плотность материала МР;
 ρ_3 - плотность заготовки;
 ρ_u - плотность материала проволоки;
 d - внешний диаметр спирали;
 δ - диаметр проволоки;

- $\sigma_{тн}$ - предел текучести проволоки;
- E_u - модуль упругости проволоки;
- H_c - высота упругого элемента;
- S - площадь упругого элемента;
- Δ_0 - предварительный осевой натяг;
- M_0 - масса обоймы УДГП;
- A_0 - амплитуда деформации вкладыша;
- ω - частота вращения цапфы ротора.

Используя данные критерии подобия, можно получить выражения для определяемых параметров (безразмерных коэффициентов жесткости и демпфирования) в следующем виде:

$$\Pi_{01} = \bar{c}_0 = \frac{5}{2} \cdot \frac{\bar{T}_0}{1 - (1 - \bar{y}_0)^n} \left\{ \frac{5 + 4n}{20} \cdot \frac{6}{(n+1)(n+2)(n+3)(n+4)} - \frac{1}{7} [(n+1) - 2(1 - \bar{y}_0)^n] \right\}; \quad (2)$$

$$\bar{\Pi}_{02} = \bar{d}_0 = 2\Psi \sqrt{\frac{\bar{c}}{16\pi^2 + \Psi^2}}, \quad (3)$$

где $\Psi = 4 \left\{ \frac{(n-1)^2 + 6(n+1)[1 - (1 - \bar{y}_0)^n]}{(n+1)^2 + 4n - 2(n+1)[1 - \bar{y}_0^n]} \right\}$ - коэффициент рассеяния энергии;

$$\bar{T}_0 = T_0 \frac{1}{M_0 A_0 \omega^2};$$

$$\bar{y}_0 = y_0 / A_0;$$

T_0 - отрезок оси ординат, отсекаемый процессом нагрузки и разгрузки;

y_0 - отрезок оси абсцисс, отсекаемый процессом нагрузки и разгрузки;

$n = 0,6 \bar{y}_0^{0,05} \cdot e^{-0,07 \bar{y}_0^{-1}}$ - показатель степени параболы, аппроксимирующей разгрузочную ветвь петли гистерезиса.

Расчеты, проведенные по зависимостям (2) и (3), показали, что предложенный способ описания петли гистерезиса не позволяет с достаточной точностью рассчитать ее производные характеристики при малых значениях амплитуды вибрации. В связи с этим возникла необходимость уточнения зависимостей для расчета коэффициентов жесткости и демпфирования вкладышей из материала МР.

Используя экспериментальные зависимости коэффициента рассеяния и эквивалентной жесткости от относительной амплитуды деформации [4] и

аппроксимируя их, получаем:

$$\begin{cases} \bar{y}_{03} \geq 5; \\ \bar{c}_0 = 0,7 \bar{T}_{03} \bar{y}_{03}^{-0,27} e^{2,27 \bar{y}_{03}^{-1}}; \\ \Psi = 11,29 \bar{y}_{03}^{-0,64} e^{-2,53 \bar{y}_{03}^{-1}}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} 5 > \bar{y}_{03} > 1; \\ \bar{c}_0 = 2,16 \bar{T}_{03} \bar{y}_{03}^{-0,68} e^{0,08 \bar{y}_{03}^{-1}}; \\ \Psi = 3,79 \bar{y}_{03}^{-0,22} e^{-0,51 \bar{y}_{03}^{-1}}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \bar{y}_{03} \leq 1; \\ \bar{c}_0 = 1,68 \bar{T}_{03} \bar{y}_{03}^{-0,51} e^{0,18 \bar{y}_{03}^{-1}}; \\ \Psi = 2,65 \bar{y}_{03}^{0,06} e^{-0,12 \bar{y}_{03}^{-1}}; \end{cases} \quad (4)$$

$$\bar{d}_0 = 2\Psi \sqrt{\frac{c_0}{16\pi^2 + \Psi^2}},$$

$$\text{где } \bar{y}_{03} = \kappa_1 \bar{\epsilon}_{\text{ту}} \bar{H}_c (11,25 + 0,2 \bar{\Delta}_g - 0,9 \bar{\Delta}_g^2) (\pi - 0,36) (0,2 - \bar{\rho}_3) (20 + \bar{d});$$

$$\bar{T}_{03} = \kappa_2 \bar{\epsilon}_{\text{ту}} \bar{S} (0,8 - 2,3 \bar{\Delta}_g + 5,4 \bar{\Delta}_g^2) (0,97 - \pi) (\bar{\rho}_3 + 0,2) (23 - \bar{d});$$

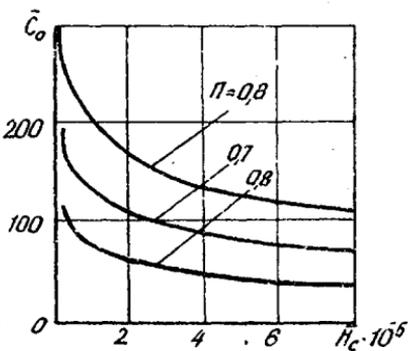
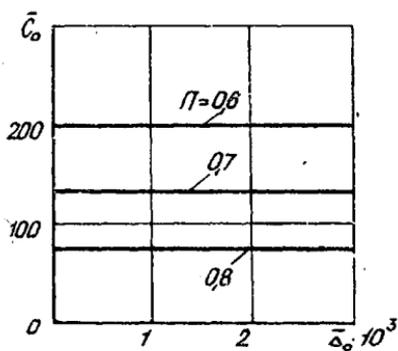
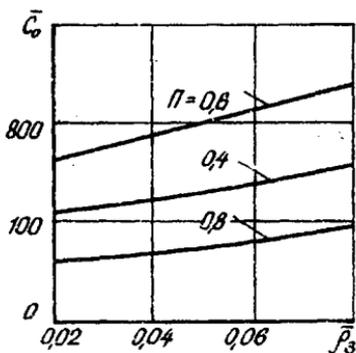
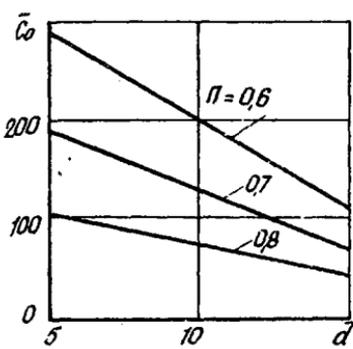
$$\bar{\Delta}_g = \bar{\Delta}_0 / \bar{y}_g; \quad \bar{y}_g = \kappa_3 \bar{\epsilon}_{\text{ту}} \bar{H}_c (\pi - 0,36) (0,2 - \bar{\rho}_3) (20 + \bar{d});$$

$$\kappa_1 = 2,1; \quad \kappa_2 = 17,6 \cdot 10^{-5}; \quad \kappa_3 = 23,3$$

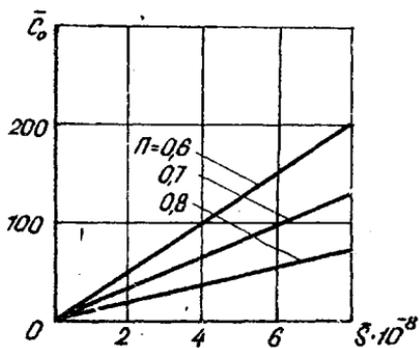
Данные выражения позволяют находить безразмерные коэффициенты жесткости и демпфирования во всем диапазоне изменения параметра A_0 .

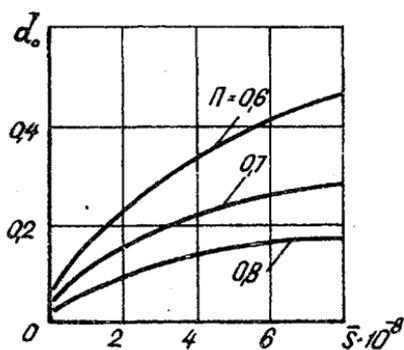
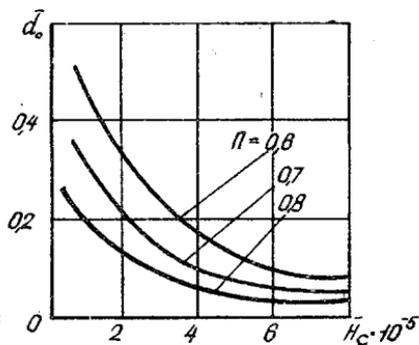
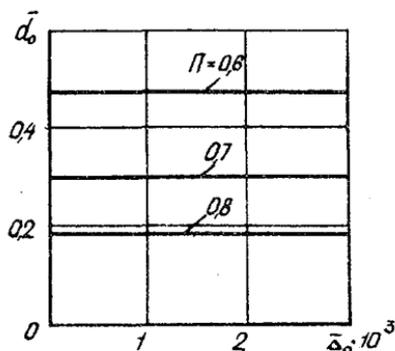
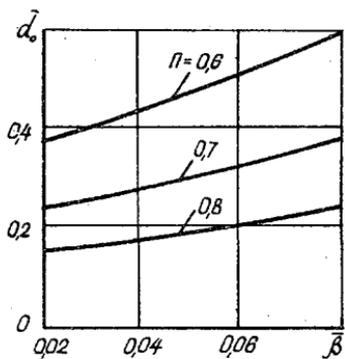
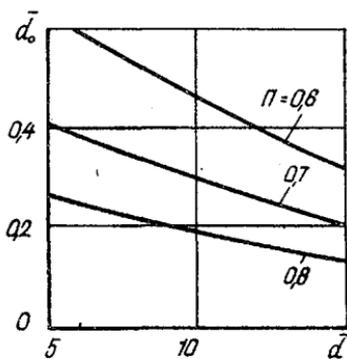
С помощью ЭЦВМ ЕС-1033 проанализировано влияние определяющих параметров упругодемпферного вкладыша Π , $\bar{\rho}_3$, \bar{d} , $\bar{\Delta}_0$, \bar{H}_c , \bar{S} на коэффициенты \bar{c}_0 и \bar{d}_0 . На рис. 2 и 3 приведены зависимости этих коэффициентов от безразмерных геометрических параметров вкладыша (при изменении одного из параметров остальные остались постоянными и равными $\bar{\rho}_3 = 0,049$; $\bar{d} = 10$; $\bar{\Delta}_0 = 10^{-3}$; $\bar{H}_c = 2 \cdot 10^3$; $\bar{S} = 1,5 \cdot 10^9$).

Особое внимание было уделено влиянию параметра Π на динамические характеристики вкладышей. Это связано с тем, что при измене-



Р и с. 2. Зависимость коэффициента жесткости от геометрических параметров вкладыша





Р и с. 3. Зависимость коэффициента демпфирования от геометрических параметров вкладыша

нии пористости материала МР изменяются также гидравлические характеристики вкладышей, что приводит к изменению коэффициентов жесткости и демпфирования жидкостной пленки подшипника, т.е. варьирование параметром Π оказывает влияние на весь комплекс динамических характеристик УДГСП.

В результате анализа выявлено, что в исследуемом диапазоне изменения определяющих параметров вкладыша коэффициенты \bar{c}_0 и \bar{d}_0 уменьшаются с увеличением параметров Π , \bar{H}_c и \bar{d} , причем влияние параметров Π и \bar{d} существенно во всем диапазоне их изменения. Увеличение параметра \bar{H}_c до значения $2 \cdot 10^3$ оказывает значительное влияние на динамические коэффициенты вкладыша; при дальнейшем увеличении \bar{H}_c это влияние уменьшается. Рост параметров \bar{P}_3 и \bar{S} приводит к увеличению коэффициентов жесткости и демпфирования; особенно существенно влияние параметра \bar{S} . Изменение параметра \bar{A}_0 не оказывает влияния на динамические коэффициенты вкладышей.

Разработанная методика расчета динамических характеристик вкладышей из материала МР и проведенный анализ позволяют обоснованно выбирать параметры вкладышей при проектировании упругодемпферных гидростатических подшипников и изучении динамического поведения роторов на таких опорах.

Л и т е р а т у р а

1. Быков В.И. Устойчивость ротора на гидростатических подшипниках, установленных на упругодемпфирующих опорах. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1975, вып. 1, с. 85-88.

2. Белоусов А.И., Равикович Ю.А. Динамические характеристики жидкостной пленки в гибридном гидростатическом подшипнике. - Изв. вузов. Авиационная техника, 1978, № 3, с. 25-29.

3. Кузьмин Э.Н., Егоров Г.Я. Исследование динамических характеристик втулочных амортизаторов из материала МР. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1975, вып. 1, с. 54-59.

4. Тройников А.А., Трубин В.Н., Лазуткин Г.В. К вопросу об упругодемпфирующих свойствах материала МР. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1975, вып. 2, с. 60-65.

5. Бувицкий В.Н., Тройников А.А. Расчет втулочных амортизаторов из материала МР, работающего на сжатие. - В сб.: Вибрационная проч-

ность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев: КуАИ, 1976, вып. 3, с. 16 - 21.

УДК 534.6.64

А.Г.Гимадиев

О МЕТОДЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИМПЕДАНСА ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Дросселирующие элементы (дроссели) в виде диафрагм, жиклеров, щелей, капиллярных каналов, пористых набивок являются основными элементами, при помощи которых осуществляется коррекция динамических характеристик устройств гидропневмоавтоматики, гидравлических и газовых цепей систем энергетических установок. Точный расчет динамических характеристик систем невозможен без знания характеристик дросселей, теоретическое определение которых представляет достаточно сложную задачу. Поэтому на практике пользуются полуэмпирической моделью, созданной на основе экспериментальных исследований. Основная трудность исследования характеристик (импеданса) дросселей заключается в обеспечении точного измерения динамического расхода рабочей среды. Отсутствие промышленных датчиков переменного расхода, работоспособных в широком диапазоне частот, вынуждает исследователей разрабатывать и применять косвенные способы измерения расхода [1,2]. Однако предложенные способы также не позволяют проводить исследования в достаточно широком диапазоне частот и реализовывать различные граничные условия по отношению к дросселю. В данной статье изложен метод экспериментального определения импеданса дросселей в широком диапазоне частот при различных граничных условиях, дана оценка точности разработанного метода.

Дроссель может быть установлен в гидравлической (газовой) цепи таким образом, что граничные условия слева и справа от него определяются элементами: трубопровод - трубопровод; емкость - трубопровод; емкость - емкость. Дроссели чаще всего устанавливают в непроточной цепи (с нулевой постоянной составляющей расхода). Рассмотрим наиболее общую расчетную схему включения дросселя в непроточную цепь, когда слева и справа от него расположены трубопроводы (рис. 1). Предположим, что рабочая среда в цепи однородна, гидравлические потери по длине трубопровода малы по сравнению с гидравлическими потерями