

МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

М.К. ЛЕОНТЬЕВ

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДЕМПФЕРНЫХ ОПОР
РОТОРОВ ГТД

Учебное пособие

Утверждено
на заседании редсовета
20 октября 1997 г.

Москва
Издательство МАИ
1998

УДК 629.7.036-251(075.08)

М.К.Леонтьев Конструкция и расчет демпферных опор роторов ГТД:
Учебное пособие. - М.: Изд-во МАИ, 1998. – 44 с.:ил.

Представлено описание основных типов конструкций демпферных опор роторов, применяемых в авиационных двигателях - опор с гидродинамическим демпфером, опор с гидродинамическим демпфером и упругим элементом типа “беличье колесо”, демпферных опор с упругим кольцом. Изложены методики проектирования и расчета жесткостных, демпфирующих и прочностных характеристик демпферных опор. Приведены примеры проектирования и расчета демпферных опор.

Предназначено для студентов, ведущих курсовое и дипломное проектирование.

Рецензенты: В.Н. Хорошилов, В.К. Итбаев

ISBN 5-7035-2078-9 © Московский авиационный институт, 1998

ПРЕДИСЛОВИЕ

Наиболее эффективным средством снижения общего уровня вибраций и динамических напряжений в узлах двигателя является применение демпферных опор. Они нашли широкое применение в конструкциях двигателей различных типов: от больших для транспортной и гражданской авиации (Д-36, Д-18), военных самолетов (РД33, АЛ-31ф) до малых для коммерческой авиации и беспилотных ЛА.

Задача их проектирования является достаточно трудоемкой и условно делится на три основных этапа.

1. Принятие решения о применении демпферной опоры. Определение места установки и требуемых жесткостных и демпфирующих характеристик.

2. Проектирование демпферной опоры. В процессе проектирования выбирается схема демпферной опоры, проводятся расчеты и определяются основные геометрические размеры, прорабатывается конструкция, выпускается рабочая документация.

3. Изготовление демпферной опоры и проведение различных испытаний, в том числе в составе двигателя.

В учебном пособии обобщен и систематизирован опыт проектирования и доводки демпферных опор роторов газотурбинных двигателей большого количества отечественных и зарубежных двигателестроительных фирм, научных и учебных центров, опыт отдельных ученых и инженеров.

Рассмотрены основные концепции проектирования демпферных опор, их схемные решения и конструкции, современные методики и расчетные методы, которые позволяют спроектировать демпферные опоры с хорошими характеристиками.

1. КОНСТРУКЦИИ ДЕМПФЕРНЫХ ОПОР

1.1. Общие положения

Конструкции демпферных опор весьма разнообразны, но независимо от этого они выполняют две основные функции:

- снижают жесткость опоры ротора, что приводит к изменению упругой динамической системы двигателя. При этом снижаются частоты собственных колебаний системы, устраняются резонансы на рабочих режимах;
- поглощают энергию колебаний динамической системы двигателя, превращая ее в тепло, что не позволяет развиваться большим амплитудам колебаний, динамическим нагрузкам и напряжениям во всех деталях двигателя.

К конструкциям демпферных опор, устанавливаемым в авиационных газотурбинных двигателях, предъявляются следующие общие требования. Опора должна:

- обладать оптимальной радиальной жесткостью, которая определяется из расчетов полной динамической системы двигателя. Целью этих расчетов является устранение резонансных частот из области рабочего диапазона двигателя;
- обладать вполне определенной демпфирующей способностью для предотвращения повышенных уровней вибраций в узлах двигателя в различных условиях его работы, в том числе экстремальных;
- допускать радиальные упругие деформации достаточной величины.

Потребная радиальная деформация определяется по формуле

$$\delta_0 = \frac{mn}{k} g + k_d e ,$$

где k - коэффициент жесткости опоры; m - масса ротора, приходящаяся на данную опору; n - коэффициент вертикальной статической перегрузки, возникающей при эволюциях самолета (для транспортных самолетов $n = 2...2,5$); g - ускорение свободного падения; k_d - коэффициент динамического усиления колебаний цапфы ротора в опоре ($k_d = 4...6$); e - эксцентриситет разбалансированности ротора, который принимается равным наибольшей допустимой величине, с учетом возможной разбалансировки ротора в процессе эксплуатации. Определяется по

допустимому дисбалансу ротора $(me)_d$ по данной опоре: $e = \frac{(me)_d}{m}$.

Для предотвращения больших радиальных деформаций, напряжений упругих элементов и выхода их из строя в опоре выполняются ограничители радиальных перемещений, которые вступают в работу лишь при экстремальных нерасчетных условиях работы.

Для обеспечения центрального расположения ротора по отношению к корпусу базовая поверхность упругих элементов смещается на величину статической деформации опоры (разгрузка веса).

В конструкции демпферной опоры должны быть предусмотрены элементы, позволяющие регулировать ее демпфирующие свойства и оптимизировать при экспериментальной доводке.

Для обеспечения стабильности и определенности динамических характеристик опор необходима высокая точность изготовления ее упругих элементов, посадочных поверхностей, зазоров, калибровочных отверстий. С этой целью для соответствующих размеров используются допуски повышенных классов точности, предусматривающие возможность сортировки деталей по группам и их взаимный подбор при сборке.

В настоящее время в авиационных двигателях применяются три основных типа демпферных опор:

- с гидродинамическим демпфером;
- с гидродинамическим демпфером и упругим элементом типа “беличье колесо”;
- с упругим кольцом.

1.2. Опора с гидродинамическим демпфером

Опоры с гидродинамическим демпфером используются в основном для двигателей транспортной авиации (например, трехвальный газотурбинный двигатель Д-36) или коммерческой и располагаются как в компрессорной, так турбинной части (рис. 1).

Демпфирующим элементом является тонкая масляная пленка толщиной 0,1...0,3 мм, расположенная между внешним кольцом подшипника и его корпусом. Толщина масляного слоя определяет величину радиальной деформации опоры. Масло под давлением подается в зазоры демпфера из кольцевой канавки (иногда через несколько отверстий, равномерно расположенных по окружности). Для снижения расхода масла и повышения несущей способности масляного слоя полость демпфера уплотнена торцевыми уплотнениями, выполненными в виде разрезных колец, допускающих прецессию ротора в зазоре.

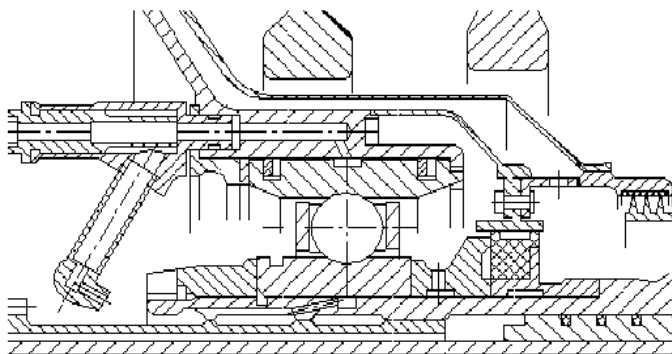


Рис. 1. Опора с гидродинамическим демпфером

При работе двигателя в масляной пленке возникает гидравлическая сила и масляная пленка может передавать радиальные нагрузки со стороны ротора на корпус. Одновременно гидравлическая сила препятствует прецессии ротора в опоре, т.е. появляется сила сопротивления, или демпфирующая сила.

Характерной особенностью таких опор является то, что они, как правило, не передают осевых усилий (если установлены в турбинной части вместе с роликовыми подшипниками), либо не должны передавать больших осевых усилий (если установлены в опорах с радиально-упорным подшипником) из-за возможности заклинивания.

Масляный слой в гидродинамическом демпфере работает с большой нагрузкой. Это сопровождается большим выделением тепла в слое, что влияет на вязкость масла в опоре на различных скоростях вращения ротора. Для обеспечения стабильности характеристик опоры необходимо, создавая торцевые уплотнения, обеспечить достаточно большую прокачку масла через опору.

Расход масла через демпферную опору с торцевыми уплотнениями зависит от давления подачи, температуры масла, основных размеров демпфера и для различных типов двигателей может находиться в диапазоне от 10 до 100 кг/ч. Для демпферов без торцевых уплотнений расход масла повышается в 2-3 раза. Такие демпферы в авиационных двигателях не применяются, однако нашли широкое применение в судовых ГТД. При проектировании температурное состояние опоры и расход масла определяются экспериментально.

Динамические характеристики опоры с гидродинамическим демпфером (жесткость k и демпфирование c) являются нелинейными и зависят от положения ротора в зазоре (рис. 2):

$\varepsilon = \frac{e}{\delta}$ - относительный эксцентриситет ротора в зазоре; e - эксцентриситет;

δ - радиальный зазор демпфера.

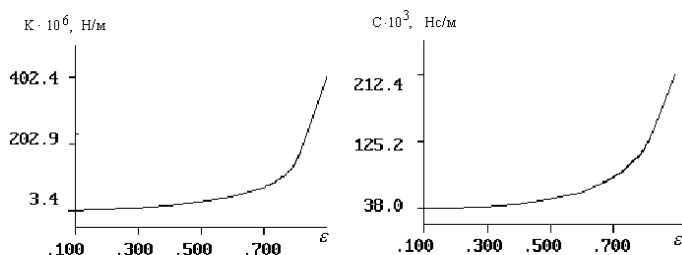


Рис. 2. Жесткостная и демпфирующая характеристики гидродинамического демпфера

Достоинства таких опор - компактность, надежность в работе, высокое демпфирование и несущая способность, наличие математических моделей для расчета динамических характеристик.

Недостатки - нелинейные динамические характеристики, опора начинает работать только с определенной частоты вращения ротора, при отсутствии вращения ротор нецентрирован, зазор между лопатками и корпусом должен быть больше зазора в демпфере.

Существуют гидродинамические опоры, в которых имеется две или три масляных пленки, разделенных между собой свободно плавающими кольцами. Такие гидродинамические демпферы обладают хорошей несущей способностью, большими коэффициентами демпфирования и могут применяться для снижения высоких динамических нагрузок в экстремальных ситуациях.

1.3. Опора с гидродинамическим демпфером и упругим элементом

Опоры с гидродинамическим демпфером и упругим элементом (“белочье колесо“) чаще всего используются в двигателях транспортной или коммерческой авиации (рис.3).

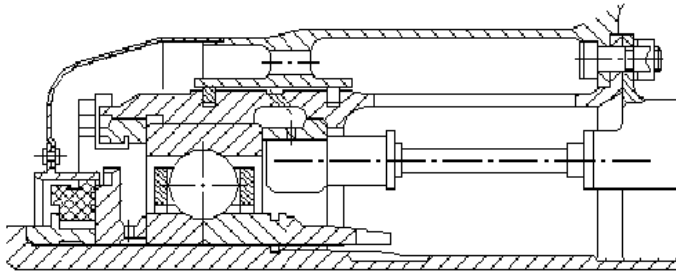


Рис. 3. Демпферная опора с упругим элементом типа “беличье колесо”

Название “беличье колесо” возникло в результате внешнего сходства ее упругого элемента с колесом в клетках для белок. В отличие от опор предыдущего типа они могут передавать большие осевые усилия от шарикового подшипника на корпус двигателя. Могут устанавливаться как в компрессорной, так и турбинной части двигателя.

Упругий элемент опоры (рис.4) представляет собой втулку с большим количеством прорезей. Втулка с одной стороны жестко крепится к корпусу, с другой стороны в нее вставляется подшипник ротора. Между наружной поверхностью втулки (в том месте, где установлен подшипник) и корпусом предусматривается зазор Δ . Жесткость опоры определяется толщиной стенки втулки, шириной прорезей, количеством и длиной образовавшихся стержневых элементов.

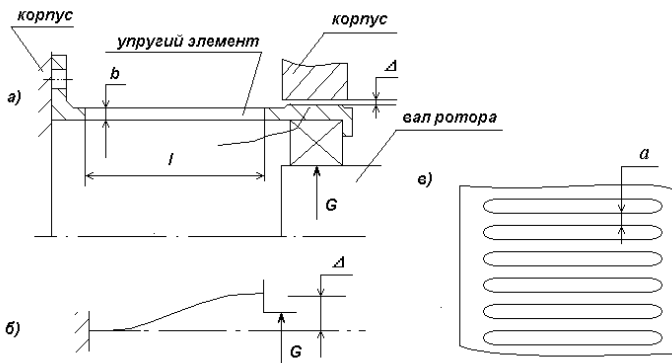


Рис. 4. Упругий элемент опоры типа “беличье колесо”:
 а - конструктивная схема и основные размеры; б - схема работы балочек при нагружении опоры; в - развертка упругого элемента

Под действием радиальной силы со стороны подшипника в стержнях втулки возникают деформации изгиба и сдвига. Каждый стержень работает отдельно как балочка, жестко заземленная с одного конца. Другой конец может свободно перемещаться вдоль направления действия силы G . Максимальный прогиб всех стержней в работе получается одинаковым и ограничивается величиной зазора между поверхностью втулки и корпусом. При этом ось подшипника также перемещается в пространстве плоскопараллельно, вследствие чего исключаются перекосы и местная перегрузка подшипника. Опоры такого типа устанавливаются как на опорных, так и на упорно-опорных подшипниках.

Чтобы стержневые элементы имели одинаковую жесткость и напряженность во всех направлениях изгибной деформации, их поперечное сечение должно быть круглым. Однако из-за значительных технологических трудностей стержни изготавливают не круглого сечения, а прямоугольного. Вместе с тем существуют конструкции демпферных опор, где упругие элементы выполнены в виде круглых стержней. В этих случаях стержни изготавливаются отдельно, а затем впаиваются либо закрепляются с помощью резьбовых соединений во фланцах.

Демпфером опоры является тонкий масляный слой между втулками толщиной 0,1...0,3 мм. Толщина слоя определяет величину максимальной упругой деформации опоры. Масло подается в зазор из кольцевой канавки или через отверстия в корпусе демпфера. Демпфирующие свойства опоры зависят от толщины и ширины масляного слоя. Поэтому эти размеры оптимизируются расчетными методами и дорабатываются экспериментально.

Суммарная жесткость опоры складывается из жесткости упругого элемента опоры k_y и жесткости гидродинамического слоя k_g :

$$k_{\Sigma} = k_y + k_g .$$

Демпферные опоры с упругим элементом проектируют так, чтобы жесткость гидродинамического слоя на всех режимах работы двигателя была на порядок меньше жесткости упругой втулки. В этом случае жесткостная характеристика опоры является практически постоянной величиной. Динамические характеристики опоры с упругим элементом показаны на рис.5.

Достоинства таких опор - постоянная жесткостная характеристика во всех рабочих диапазонах; возможность передачи больших осевых усилий; надежность в работе; высокое демпфирование; наличие математических моделей для расчета динамических характеристик; ротор центрирован при отсутствии вращения.

Недостатки - увеличенные габариты и масса опоры; нелинейная демпфирующая характеристика.

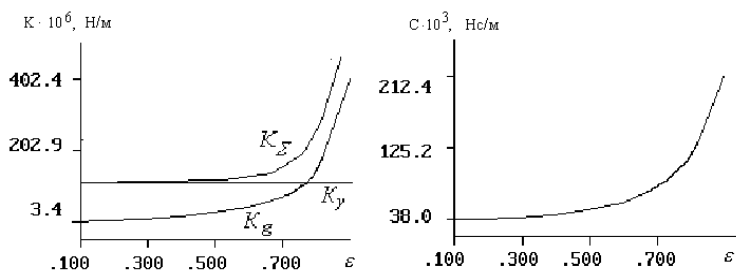


Рис. 5. Жесткостная и демпфирующая характеристики демпферной опоры с упругим элементом

1.4. Демпферная опора с упругим кольцом

Демпферная опора с упругим кольцом применяется для двигателей, установленных на самолетах, подвергающихся большим эволюционным перегрузкам (рис. 6).

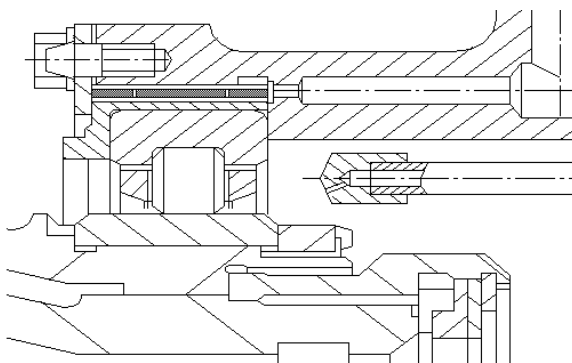


Рис. 6. Демпферная опора с упругим кольцом

Основным упругим элементом опоры является тонкостенное кольцо, устанавливаемое в зазор между корпусом и внешним кольцом подшипника (рис.7).

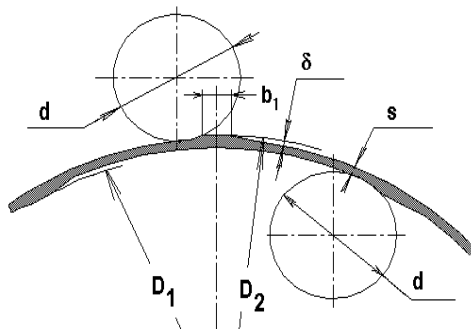


Рис. 7. Упругое кольцо с выступами

Кольцо имеет выступы, равномерно расположенные по окружности на наружной и внутренней его поверхностях в шахматном порядке. Выступы вместе с другими деталями опоры образуют гидравлические полости, куда постоянно подается масло. Количество выступов и все геометрические параметры кольца регламентируются стандартом ОСТ 1.10779-72. Высота выступов обычно составляет 0.15...0.3 мм и определяет допустимую по прочности величину прогиба кольца. Ширина кольца определяется расчетным путем.

Под действием радиальных нагрузок упругие участки кольца деформируются и возникает упругая реакция на подшипник. Масло передавливается из одной полости в другую через торцевые щели и калиброванные отверстия в кольце, в результате чего создается демпфирующий эффект.

Примеры упругих колец, установленных в ГТД различных типов, представлены в табл.1.

Таблица 1

ГТД	D_1 , мм	D_2 , мм	Кол. выступов	Ширина выступов, мм b_1	Рабочий ход кольца, мм δ	Диаметр инструмента, мм d	Материал
АИ-24	96	93	6	6	0.12	30	Сталь 60С2А
АИ-25	137	134	10	6	0.15	30	Сталь 60С2А
ТВ3-117	136	133.2	12	5	0.2	30	Сталь 40ХНМА

Иногда для повышения податливости демпферной опоры в зазор между подшипником и корпусом вставляют два упругих кольца (рис.8).

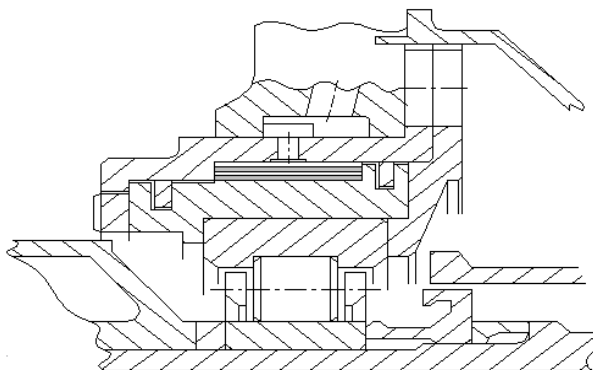


Рис. 8. Демпферная опора с двумя упругими кольцами

К достоинствам демпферных опор с упругими кольцами относятся: малые габариты и масса; линейная жесткостная характеристика; ротор центрирован относительно оси двигателя; высокие демпфирующие свойства; наличие отраслевого стандарта на упругие кольца, который позволяет достаточно легко подобрать размеры кольца, включает в себя методики для расчета податливости и прочности колец. Среди недостатков - необходимость обеспечить высокую точность всех размеров и посадочных мест; отсутствие точных математических моделей для расчета демпфирующей способности; необходимость доводки в составе двигателя.

Жесткостная характеристика демпферной опоры с упругим кольцом показана на рис. 9.

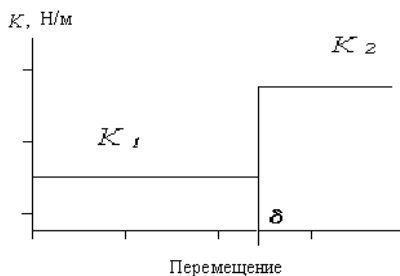


Рис. 9. Жесткостная характеристика демпферной опоры с упругим кольцом:

K_1 - жесткость кольца; K_2 - жесткость опоры

2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕМПФЕРНЫХ ОПОР

2.1. Общие положения

Как уже отмечалось, при проектировании любой роторной системы всегда проводятся предварительные расчеты критических частот вращения роторов и форм колебаний.

Если в рабочий диапазон частот вращения ротора попадает критическая частота вращения ротора, то конструктором проводится частотная отстройка. Одним из способов частотной отстройки является применение в опорах дополнительных упругих элементов, которые резко снижают критические частоты вращения и выводят их из рабочего диапазона частот.

Однако при этом возникает проблема перехода через критические частоты вращения при выходе на рабочие обороты. Если не применять специальные мероприятия, то на соответствующих этим критическим частотам вращения резонансных режимах могут наблюдаться повышенные вибрации.

Большой уровень вибраций может быть связан и с недостаточной балансировкой ротора для работы на рабочих режимах.

Способом, который позволяет в этом случае снизить уровень вибраций, является введение в соответствующую упругую опору ротора демпфера.

Реальные конструкции демпферных опор решают задачу как частотной отстройки, так и демпфирования одновременно.

Процесс проектирования демпферных опор базируется на результатах параметрического анализа динамической системы двигателя и включает в себя следующие предварительные этапы:

- определение опасных режимов в работе двигателя, характеризующихся большим уровнем вибраций и динамическими нагрузками;
- принятие решения о применении опоры с демпферным устройством;
- определение оптимальных значений жесткости и демпфирования опорного узла ротора;
- выбор типа демпферной опоры.

В зависимости от типа демпферной опоры проводятся необходимые расчеты и далее разрабатывается ее конструкция.

2.2. Проектирование опоры с гидродинамическим демпфером

2.2.1. Принцип работы гидродинамического демпфера

Рассмотрим принцип работы гидродинамического демпфера. На рис. 10 представлена схема демпфера и основные силы, которые действуют в опоре на цапфу ротора.

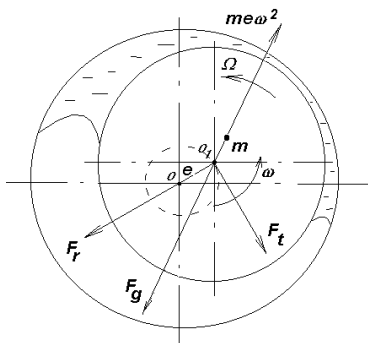


Рис. 10. Силы, действующие в гидродинамическом демпфере: $m e \omega^2$ – дисбаланс ротора, приходящийся на опору, F_g – гидродинамическая сила; F_r – несущая радиальная сила; F_t – демпфирующая тангенциальная сила

Гидродинамический демпфер начинает работать только с определенных оборотов ротора. При отсутствии вращения цапфа ротора лежит на внутренней втулке подшипника и ротор нецентрирован относительно центральной оси двигателя.

При вращении под действием неуравновешенных сил от дисбалансов ротор начинает совершать прецессию в зазоре демпфера. Так как реальные жидкости не выдерживают отрицательных давлений, которые могут возникать в зазоре при больших эксцентриситетах и скоростях прецессии, то масляная пленка в зазоре демпфера разрывается, образуя каверны, заполненные парами масла. По окружности демпфера возникает неравномерное давление, что и приводит к появлению гидродинамической силы. Проекция гидродинамической силы на радиальное направление определяет несущую способность демпфера, проекция на окружное направление – демпфирующую способность.

Чем больше область кавитации, тем больше гидродинамическая сила, тем больше несущая способность демпфера. На протяженность зоны кавитации влияет степень эксцентриситета ротора, а также давление подачи масла в зазор демпфера. При увеличении давления подачи

протяженность зоны кавитации уменьшается, что особенно заметно при невысоких скоростях прецессирования и небольших эксцентриситетах.

Следует отметить, что если масляная пленка заполняет весь зазор демпфера, т.е. отсутствует зона кавитации, то демпфер теряет несущую способность. Вместе с тем он обладает значительным демпфированием.

2.2.2. Оценка эффективности гидродинамического демпфера по комплексу безразмерных параметров

Обычно гидродинамический демпфер рассчитывается для работы в диапазоне частот вращения ротора, где находится зона повышенных вибраций роторной системы. Это может быть зона соответствующей критической частоты вращения ω_c , либо рабочая частота вращения ротора ω на которой неуравновешенные силы достигают максимальных значений.

Основные параметры демпфера, с помощью которых можно управлять его жесткостью и демпфированием, являются радиус, длина и зазор демпфера.

Для приближенной оценки эффективности нецентрированного демпфера и его геометрии можно воспользоваться комплексом обобщенных безразмерных параметров.

Параметр подшипника В:

$$B = \frac{\mu \cdot R \cdot L_{\text{пр}}^3}{m_B \cdot \omega_c \cdot \delta^3},$$

где μ – динамическая вязкость масла, Па·с; R – внутренний радиус масляного зазора, м; $L_{\text{пр}}$ – приведенная длина демпфера, м; m_B – масса ротора, приходящаяся на опору (приведенная масса), кг; ω_c – критическая частота вращения ротора, с⁻¹; δ – радиальный зазор демпфера, м.

Приведенная масса определяется из условий равенства сил, создаваемых на опоре недеформирующимся ротором и приведенной массой m_B . Сила, возникающая на опоре от каждого диска или инерционного элемента вращающегося и прецессирующего ротора, определяется в соответствии с рис. 11:

$$P \cdot L = P_d \cdot l - M_d,$$

где
$$P_d = m_d \cdot e \cdot \frac{l}{L} \omega^2; \quad M_d = -J_d \cdot \omega^2 \frac{e}{L},$$

m_d , J_d – соответственно масса и диаметральный момент инерции диска; ω – частота вращения ротора.

Представим P как инерционную силу массы, приведенной к опоре:

$$P = m_B \cdot e \cdot \omega^2.$$

Из уравнения равновесия

$$m_B \cdot e \cdot \omega^2 \cdot L = m_d \cdot e \cdot \frac{l^2}{L} \cdot \omega^2 + J_d \cdot \omega^2 \frac{e}{L}$$

определяется приведенная масса диска к опоре:

$$m_B = m_d \cdot \frac{l^2}{L^2} + J_d \frac{1}{L^2}.$$

Если ротор имеет k дисков или инерционных элементов, то общая

приведенная масса $m_B = \sum_{i=1}^k m_{B_i}.$

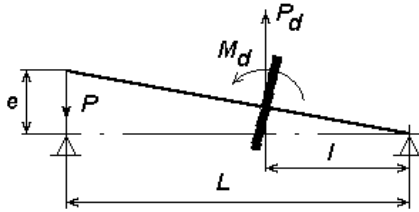


Рис. 11. К определению приведенной массы ротора к опоре:

e - радиус орбиты цапфы ротора вследствие упругой податливости опоры

Приведенная длина демпфера определяется по следующим формулам: для демпфера без торцевых уплотнений

$$L_{np} = \sqrt[3]{\sum L_i^3};$$

для демпфера с торцевыми уплотнениями, например, с уплотнительными кольцами

$$L_{np} = \sqrt[3]{\sum (1,58L_i)^3},$$

где L_i - длины участков демпферов между кольцевыми проточками (длины рабочих участков демпфера).

Динамическая вязкость некоторых турбинных и авиационных масел представлена в табл. 2

Таблица 2

t, °C	μ, Нс/м ²					
	ТП-22	ТП-36	МС-20	МК-22	TURBO 256	JET II
50	0.01874	0.0272	0.1310	0.164	-	-
60	0.01275	0.0179	0.0785	0.096	-	-
70	0.00905	0.0126	0.0500	0.0605	-	-
80	0.00675	0.00920	0.0339	0.0400	-	-
90	0.00513	0.00680	0.0238	0.0273	-	-
100	0.00400	0.00506	0.01725	0.0205	0.00252	0.00327
110	-	-	0.01305	0.0145	0.00216	0.00270
120	-	-	0.01010	0.01105	0.00187	0.00226
130	-	-	0.00805	0.00875	0.00165	0.00193
140	-	-	0.00650	0.00705	0.00146	0.00166
150	-	-	0.00538	0.00570	0.00130	0.00144
160	-	-	-	-	0.00117	0.00127
170	-	-	-	-	0.00106	0.00113
180	-	-	-	-	0.00097	0.00101
190	-	-	-	-	0.00089	0.00090

Параметр гравитационный - \bar{W}

$$\bar{W} = (W_B / m_B \delta \omega^2), \quad \text{где } W_B = m_B g.$$

Параметр неуровновешенности - U

$$U = (F_u / m_D \delta \omega^2) = e_u / \delta,$$

где F_U - неуровновешенная сила ($m_D e_U \omega^2$); m_D - неуровновешенная масса ротора; e_U - эксцентриситет неуровновешенной массы.

Частотное отношение - Ω

$$\Omega = \omega / \omega_c.$$

Массовое отношение - α

$$\alpha = m_B / m_D.$$

Для большинства практических применений можно пользоваться только параметрами B и \bar{W} . Остальные параметры, как правило, не варьируются. Приведем некоторые результаты большого количества экспериментальных и аналитических исследований демпферов. В табл. 3 приведены результаты экспериментальных исследований, в табл. 4 приведены значения обобщенных параметров испытанных демпферов.

Теоретические и экспериментальные исследования на модельных роторах показали, что наилучшие результаты по эффективности демпфера достигаются, если значение параметра B находится в диапазоне $0.05 < B < 4$ и приближается к $B = 0.1$. Значение гравитационного параметра должно быть менее 0.1

Таблица 3

Испытание	δ , мм	L_{np} , мм	Тип масла	Среднее значение вязкости, Нс/м ²	Дисбаланс, гсм	Пиковая амплитуда A , мм	Скорость с макс. амплитудой, об/мин
1	0.0635	7.62	SAE 30	$30 \cdot 10^{-2}$	5.67	0.552	6950
2	0.0635	7.62	Turbine 3	$2.36 \cdot 10^{-2}$	5.67	0.254	6980
3	0.1905	15.24	SAE 30	$32.39 \cdot 10^{-2}$	17	0.590	7005
4	0.1270	7.62	Turbine 3	$3.13 \cdot 10^{-2}$	11.33	0.178	7008
5	0.1905	15.24	Turbine 3	$2.25 \cdot 10^{-2}$	17	0.266	7240

Таблица 4

Испытание	Параметр неуравновешенности U	Подшипниковый параметр B	Гравитационный параметр W	Массовое отношение α
1	0.1	8.731	0.268	0.445
2	0.1	0.684	0.268	0.445
3	0.1	2.784	0.089	0.445
4	0.1	0.114	0.134	0.445
5	0.1	0.193	0.089	0.445

Значение параметра $B < 0.05$ ведет к неустойчивости ротора, при $B > 4$ коэффициент динамического усиления демпферной опоры близок к 1.

Приведем значение параметра B для гидродинамических демпферов реально существующих ГТД. Было исследовано более 20 различных газотурбинных двигателей с гидродинамическими демпферами, доведенных в вибрационном отношении. Для гидродинамических демпферов с уплотнительными (поршневыми) кольцами значение параметра B (параметр \bar{W} не оценивался) находится в диапазоне от $0.2 \cdot 10^{-1}$ до $2 \cdot 10^{-1}$. Для гидродинамических демпферов без поршневых колец разброс значений параметра B больше - от $0.02 \cdot 10^{-1}$ до $8 \cdot 10^{-1}$.

Оценивая полученный разброс параметра B и возможность его использования в проектировании, следует сделать следующие выводы:

- исследованные демпфера не обязательно являлись оптимальными с точки зрения несущей способности и демпфирования;
- полученный результат дает основание считать, что хорошие результаты по амплитуде вибраций можно получить в достаточно широком диапазоне значений параметра B ;

- полученные по обобщенным параметрам размеры демпфера подлежат дальнейшему уточнению. Для этой цели можно использовать как расчетные методы, так и экспериментальные.

2.2.3. Расчет жесткости и демпфирования гидродинамического демпфера

Динамические характеристики демпфера - сила реакции жидкостной пленки и коэффициенты жесткости и демпфирования - можно более точно определить, если воспользоваться гидродинамической теорией смазки.

Течение жидкости в зазоре демпфера описывается уравнением Рейнольдса, которое получается из общих уравнений движения жидкости Навье-Стокса при следующих упрощающих допущениях: 1) зазор в демпфере мал; 2) течение жидкости ламинарное; 3) жидкость несжимаемая; 4) вязкость постоянна; 5) инерционные свойства жидкости не учитываются.

Уравнение Рейнольдса имеет следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\mu \frac{\partial}{\partial x} (hu) + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t},$$

где $x = R\theta$ - окружная координата; θ - угловая координата; $u = R(\omega_1 - \omega_2)$ - относительная скорость скольжения поверхностей; h - местная толщина пленки жидкости; μ - коэффициент динамической вязкости.

Так как поверхности демпфера обычно не вращаются, то $u=0$.

Уравнение описывает двумерное течение жидкости как в осевом направлении, так и в окружном. Использование более точных уравнений течения жидкости в зазорах демпфера, которые учитывают сжимаемость жидкости, турбулентный режим течения, инерционность жидкости, приводит при их численном решении к значительным затратам времени на ЭВМ. Поэтому целесообразно учитывать только те физические процессы в демпфере, которые оказывают наибольшее влияние на динамические характеристики демпфера.

При расчете гидродинамических демпферов удобно пользоваться широко применяемыми при расчете подшипников скольжения приближениями “длинного” и “короткого” подшипников. По аналогии вводятся понятия “длинного” и “короткого” демпферов и рассмотрим для этих схем алгоритм решения уравнения Рейнольдса.

“Длинный” демпфер. Для случая длинного демпфера сделаем допущение о том, что профиль давления представляет собой параболу с такими характеристиками, что величина давления на краях рабочей поверхности составляет 0.75 от величины давления в середине.

Функция давления в осевом направлении описывается следующим выражением:

$$P(\theta, z) = P(\theta, 0) \cdot \left(1 - \frac{z^2}{L^2}\right).$$

“Короткий” демпфер. Если торцевые уплотнения отсутствуют, то можно принять, что давление по длине демпфера меняется по следующему закону:

$$P(\theta, z) = P(\theta, 0) \cdot \left(1 - \frac{4z^2}{L^2}\right).$$

После подстановки с учетом того, что скорость вращения втулки демпфера $u=0$ уравнения Рейнольдса приобретут вид для “длинного” демпфера

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dP}{dx} \right) - \frac{2h^3}{L^2} P(\theta, 0) = 12\mu \frac{dh}{dt}$$

и для “короткого” демпфера

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dP}{dx} \right) - \frac{8h^3}{L^2} P(\theta, 0) = 12\mu \frac{dh}{dt}.$$

Для решения полученных уравнений можно применить конечно-разностный метод. Продифференцируем полученные уравнения:

$$h^3 \frac{d^2 P}{dx^2} + 3h^2 \frac{dh}{dx} \frac{dP}{dx} = 12\mu \frac{dh}{dt} + 2 \frac{P(\theta, 0)h^3}{L^2};$$

$$h^3 \frac{d^2 P}{dx^2} + 3h^2 \frac{dh}{dx} \frac{dP}{dx} = 12\mu \frac{dh}{dt} + 8 \frac{P(\theta, 0)h^3}{L^2}.$$

Заменяя в уравнениях первую и вторую производные от давления центральными разностями

$$\left(\frac{dP}{dx} \right)_{i,k} = \frac{P_{i,k} - P_{i-1,k}}{2\Delta x};$$

$$\left(\frac{d^2 P}{dx^2} \right)_{i,k} = \frac{P_{i+1,k} - 2P_{i,k} + P_{i-1,k}}{\Delta x^2},$$

имеем

$$P_{i-1} \left(\frac{h_i^3}{\Delta x^2} - \frac{3h_i^2}{2\Delta x} \frac{dh_i}{dx} \right) + P_i \left(-\frac{2h_i^3}{\Delta x^2} - \frac{2h_i^3}{L^2} \right) + P_{i+1} \left(\frac{h_i^3}{\Delta x^2} + \frac{3h_i^2}{2\Delta x} \frac{dh_i}{dx} \right) = 12\mu \frac{dh}{dt};$$

$$P_{i-1} \left(\frac{h_i^3}{\Delta x^2} - \frac{3h_i^2}{2\Delta x} \frac{dh_i}{dx} \right) + P_i \left(-\frac{2h_i^3}{\Delta x^2} - \frac{8h_i^3}{L^2} \right) + P_{i+1} \left(\frac{h_i^3}{\Delta x^2} + \frac{3h_i^2}{2\Delta x} \frac{dh_i}{dx} \right) = 12\mu \frac{dh}{dt}.$$

Переходя к неподвижной системе координат и записывая уравнение для каждого узла сетки, получаем систему уравнений, решить которую можно с использованием граничных условий в местах подвода жидкости

Существуют различные модели для определения зоны кавитации в зазоре демпфера. Одна из них - граничные условия Рейнольдса:

$$\begin{cases} \frac{dP}{dx} = 0, \\ P = P_{vap} \end{cases},$$

иди в обозначениях, соответствующих узлам конечно-элементной сетки

$$P_{i,k} = P_{vap}, \text{ если } P_{i,k} < P_{vap}.$$

Гидравлические силы и динамические коэффициенты. Силы, действующие на внутреннюю поверхность демпфера, могут быть определены посредством интегрирования функции распределения давления. Ее составляющие по осям X и Y неподвижной системы координат записываются следующим образом:

$$F_x = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} P(\theta, z) \cos \theta \cdot R d\theta dz;$$

$$F_y = - \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} P(\theta, z) \sin \theta \cdot R d\theta dz.$$

Зная распределение давления в пленке, интегрирование можно провести численным методом по правилу Симпсона.

Выражения определяют силы, действующие на ротор. Так как при решении уравнений Рейнольдса мы пренебрегали инерционными членами, то силы, действующие на наружную поверхность, равны силам, действующим на внутреннюю, но противоположны по направлению.

Градиенты сил или мгновенные значения динамических коэффициентов жесткости и демпфирования определяются

$$[C_{ij}]_{2 \times 2} = \left[-\frac{\partial F_i}{\partial X_j} \right]; [K_{ij}]_{2 \times 2} = \left[-\frac{\partial F_i}{\partial X_j} \right].$$

Для случая круговых прецессий коэффициенты жесткости и демпфирования можно вычислить следующим образом:

$$K_o = -\frac{F_r}{e}; C_o = -\frac{F_\tau}{\dot{e}},$$

где F_r - радиальная составляющая гидродинамической силы; F_τ - тангенциальная составляющая гидродинамической силы.

2.2.4. Приближенные модели для определения динамических характеристик демпфера

В ряде случаев при расчете динамических характеристик демпферных опор удобно пользоваться упрощенными моделями жидкостной пленки. Эти модели получаются из аналитического решения уравнения Рейнольдса, при следующих дополнительных допущениях:

1) втулка демпфера прецессирует по круговым орбитам в зазоре жидкости. Если в конструкции демпферной опоры предусмотрена разгрузка веса, то ротор совершает круговую прецессию относительно центра подшипника. Во всех остальных случаях это допущение вносит определенную погрешность в расчеты;

2) поле давления жидкости симметрично относительно средней линии рабочей поверхности демпфера. Для “короткого” демпфера функция давления в осевом направлении описывается параболой, для длинного подшипника давление в осевом направлении принимается постоянным;

3) в качестве модели кавитирующей пленки используется π – пленка, либо 2π - пленка. В первом случае зона кавитации составляет половину длины всей окружности зазора, во втором случае кавитирующих зон нет.

При расчете давления в масляном слое демпфера при наличии уплотнений используется схема “длинного” демпфера, при отсутствии уплотнений используется схема “короткого” демпфера.

Зная распределение давления по всей поверхности кольцевой щели для каждого значения эксцентриситета, можно рассчитать гидравлическую силу масляной пленки и динамические характеристики демпфера - жесткость K и демпфирование C (табл.5).

Таблица 5

Рабочая длина пленки	“Короткий” демпфер	
	K	C
π – пленка	$\frac{RL^3\mu\omega}{\delta^3} \cdot \frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2}$	$\frac{RL^3\mu}{2\delta^3} \cdot \frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}}$
2π - пленка	0	$\frac{RL^3\mu}{\delta^3} \cdot \frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}}$
Рабочая длина пленки	“Длинный” демпфер	
	K	C
π – пленка	$\frac{R^3L\mu\omega}{\delta^3} \cdot \frac{24\varepsilon}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)}$	$\frac{R^3L\mu}{\delta^3} \cdot \frac{12\pi}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}}$
2π - пленка	0	$\frac{R^3L\mu}{\delta^3} \cdot \frac{24\pi}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}}$

Полученные тем или иным способом решения для “короткого” или “длинного” демпферов можно использовать для расчета динамических характеристик демпферов с различными граничными условиями.

На рис. 12 приведены некоторые схемы демпферов, которые можно рассчитать с помощью рассмотренных алгоритмов и которые можно классифицировать по двум основным признакам: 1) наличию или отсутствию торцевых уплотнений; 2) по способу подвода масла.

На рис.12,*а* показан демпфер без торцевых уплотнений. Масло поступает через одно или несколько подающих отверстий. Для его описания можно использовать параболическое распределение давления по длине демпфера, как показано на диаграмме.

На рис.12,*а,б* и *в* приведены демпферы с торцевыми уплотнениями. Расход масла через уплотнения мал, поэтому давление по длине демпфера можно считать постоянным и рассматривать течение масла только в окружном направлении.

Схемы (рис.12,*г,д* и *е*) отличаются от рассмотренных выше наличием кольцевой канавки, через которую подается масло. В этом случае рабочая длина демпфера делится на две самостоятельные половины с распределением давления по длине, зависящим от наличия торцевых уплотнений, как показано на диаграммах.

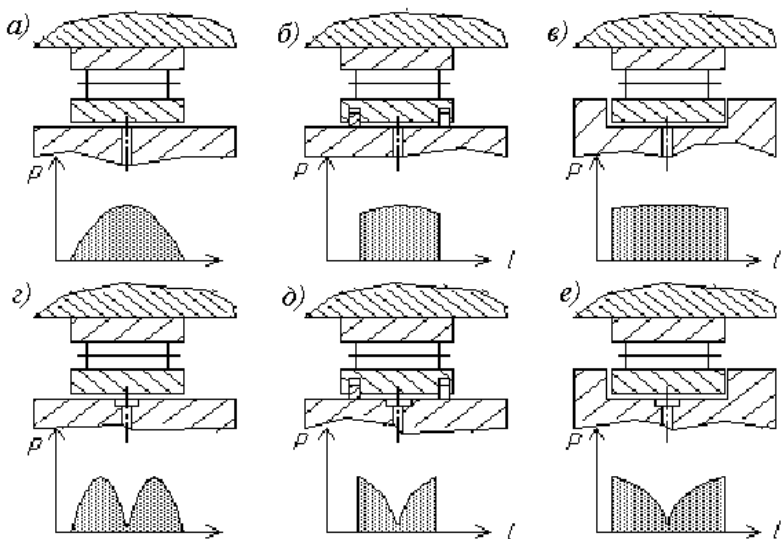


Рис. 12. Гидравлические схемы демпферов и распределение давления по длине масляного слоя

В табл. 6 показаны сочетания признаков, которые дают возможность выбрать для конкретной схемы модель расчета, величину моделирующего коэффициента, на которую надо изменить гидравлическую силу, и длину, которая должна использоваться в расчете. Например, для демпфера с уплотнением слева и без уплотнения справа следует использовать модель короткого демпфера с удвоенной длиной и моделирующим коэффициентом 0.5.

Таблица 6

Схема демпфера (рис.12)	Тип демпфера	Моделирующий коэффициент	Длина демпфера
<i>a</i>	Короткий	1	L
<i>б</i>	Длинный	1	L
<i>в</i>	Длинный	1	L
<i>г</i>	Короткий	2	L/2
<i>д</i>	Короткий	1	L
<i>e</i>	Короткий	1	L

Отметим некоторые свойства гидродинамических демпферов, полученные при анализе аналитических решений и подтвержденные экспериментально.

- Для гидродинамических демпферов с достаточной степенью точности можно считать, что коэффициент демпфирования при эксцентриситетах до 0.4...0.5 является постоянным.
- Увеличение давление подачи масла в зазор демпфера уменьшает протяженность зоны кавитации в демпфере.
- Для полностью некавитирующей масляной пленки, в условиях круговой прецессии с постоянным эксцентриситетом, гидродинамическая жесткость исчезает.
- Демпфирование в некавитирующем подшипнике в два раза выше, чем в кавитирующем подшипнике (π – пленка).
- Для некавитирующего демпфера требуется дополнительный упругий элемент, воспринимающий радиальные нагрузки от вала в виде “беличьего колеса”.
- Для полностью кавитирующего демпфера и при параметре неуравновешенности > 0.5 случаев, когда коэффициент динамического усиления < 1 , не отмечалось.

Нецентрированный гидродинамический демпфер является существенно нелинейным элементом конструкции и поэтому для окончательного выбора размеров требуется нестационарный анализ совместно с ротором.

Окончательная проверка динамических характеристик демпфера и его работоспособности должна осуществляться на полноразмерных экспериментальных установках или непосредственно на двигателе.

2.2.5. Согласование динамических характеристик демпфера и роторной системы

Так как жесткостная и демпфирующая характеристики гидродинамической опоры зависят от амплитуды прецессионного движения вала ротора в зазоре (т.е от нагрузки, возникающей при вращении ротора), то необходимо проводить согласование динамических характеристик ротора и гидродинамического демпфера, чтобы обеспечить полученные при параметрическом анализе коэффициенты жесткости и демпфирования.

Согласование динамических характеристик ведется по следующей схеме.

1. Для выбранных значений параметров геометрии демпфера (диаметра, длины, зазора и рабочего эксцентриситета (обычно

$\mathcal{E}_0 = 0.4 \dots 0.5$) рассчитываются коэффициенты жесткости и демпфирования. Желательно, чтобы значения этих коэффициентов находились вблизи оптимальных значений, полученных в параметрическом анализе.

2. Определяются перемещения и нагрузки в динамической системе ротора от заданного распределения дисбалансов. По перемещению в демпфере определяется относительный эксцентриситет \mathcal{E}_1 .

3. Полученное значение относительного эксцентриситета \mathcal{E}_1 сравнивается с первоначально заданным \mathcal{E}_0 . Если оно отличается, то исходное значение эксцентриситета изменяется и вычисления по пп.1 и 3 повторяются. Расчет ведется до совпадения значений \mathcal{E}_0 и \mathcal{E}_1 . При выполнении этого условия найденные значения коэффициентов, а также перемещений и нагрузок являются расчетными.

4. Проводятся аналогичные расчеты для других зазоров в демпфере. В результате строится зависимость коэффициентов жесткости и демпфирования гидродинамического демпфера в динамической системе ротора от величины зазора. Полученная зависимость позволяет определить зазор в демпфере, при котором коэффициенты жесткости и демпфирования близки к оптимальным, полученным ранее в параметрическом анализе динамической системы ротора или двигателя в целом.

5. Если расчеты не позволяют приблизиться к оптимальным коэффициентам, меняют другие геометрические параметры демпфера (длину или диаметр). В процессе расчетов может возникнуть ситуация, при которой выбранная схема ротора ни при каких условиях не удовлетворяет требованиям по перемещениям и нагрузкам в опоре. В этом случае меняется схема демпфера.

ЗАМЕЧАНИЕ. Процедура согласования может быть успешно применена для центрированных демпферов. Для нецентрированных гидродинамических демпферов данная процедура не приводит к повышению точности расчетов.

2.3. Проектирование и расчеты опоры с гидродинамическим демпфером и упругим элементом

2.3.1. Общие замечания

Как уже отмечалось, особенностью опор с гидродинамическим демпфером и упругим элементом является то, что масляная пленка демпфера практически в области низких эксцентриситетов не обладает несущей способностью, т.е. жесткость упругого элемента значительно выше жесткости пленки. Это позволяет иметь постоянную жесткость опоры во всем диапазоне рабочих оборотов и получить высокое демпфирование в некавитирующем демпфере.

Расчет жесткостных и демпфирующих характеристик масляной пленки проводится по тем же формулам, что и для опоры с гидродинамическим демпфером без упругого элемента.

Отметим некоторые особенности работы гидродинамического демпфера с упругим элементом.

Если амплитуда орбиты прецессии ротора в демпфере очень большая, то жесткость масляной пленки может стать значительно выше жесткости упругого элемента.

Если амплитуда орбиты прецессии составляет примерно половину зазора, то постановка упругого элемента центрирует демпфер и понижает коэффициент динамического усиления.

Однонаправленное динамическое нагружение увеличивает коэффициент динамического усиления и вызывает появление субгармонического движения вследствие нелинейных эффектов.

Для гидродинамических демпферов с упругим элементом может существовать некоторый уровень дисбалансов, при котором амплитуда вибраций может скачкообразно меняться от низкой к большой (“jump” феномен). При уменьшении скорости амплитуда может скачкообразно возрасти, при увеличении - уменьшиться. Этот феномен связан с практически скачкообразным изменением коэффициента передачи (динамического усиления) из-за нелинейных свойств демпфера.

Включение гидродинамического демпфера в конструкцию опоры ротора в двигателе может привести к увеличению передаваемой динамической силы даже по сравнению с жесткими опорами, если демпфер работает в рабочем диапазоне частот, где частотное отношение $\Omega = \omega/\omega_c < 1.4$. Эта область должна избегаться при проектировании демпфера.

2.3.2. Расчет упругого элемента

Жесткость упругого элемента вычисляется по формуле

$$K = \frac{nEab(a^2 + kb^2)}{2l^3},$$

где n - число стержней опоры; a, b, l - соответственно ширина, толщина и длина одного стержня опоры; E - модуль упругости 1-го рода материала упругого элемента при рабочей температуре;

$$k = \frac{1}{\left(1 + \frac{2\sqrt{ab}}{l}\right)^3} - \text{поправочный коэффициент, зависящий от геометрии}$$

упругой опоры.

Максимальные динамические напряжения в стержнях упругого элемента

$$\sigma_d = \frac{3E\delta}{l^2} \left(k^{\frac{2}{3}} b \cos \varphi + a \sin \varphi \right),$$

где

$$\varphi = \arctan \frac{a}{bk^{\frac{2}{3}}} + n\pi,$$

δ - радиальный зазор в опоре.

Статический прогиб под действием силы веса ротора, приходящегося на рассчитываемую опору, равен

$$\delta_0 = G/K.$$

Статические напряжения в стержнях под действием весовой нагрузки

$$\sigma_{\delta_0} = \sigma_d \frac{\delta_0}{\delta}.$$

Чтобы подшипник занимал центральное положение в опоре и зазор был равномерен по окружности, необходимо центрирующую окружность в месте присоединения упругой втулки сдвинуть вверх на величину δ_0 .

Запас по пределу выносливости в стержнях упругого элемента определяется величиной динамических напряжений σ_α и статических напряжений σ_m по формуле

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\tau-1} - \psi_{\sigma} \sigma_m}{(k_{\sigma})_d \sigma_{\alpha}},$$

где $\sigma_{\tau-1} = 0,85\sigma_{-1}$ - предел выносливости плоского лабораторного образца; σ_{-1} - предел выносливости круглого лабораторного образца; ψ_{σ} - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла;

$(k_{\sigma})_d = \frac{k_{\sigma} + k_{\sigma}^n - 1}{\mathcal{E}_{\sigma}}$ - коэффициент выносливости детали;

k_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений; k_{σ}^n - коэффициент состояния поверхности; \mathcal{E}_{σ} - масштабный фактор.

Следует иметь в виду, что в ряде случаев требования жесткости и прочности упругого кольца противоречат друг другу. В этом случае можно перейти к так называемой “двухъярусной” схеме упругого элемента, когда в конструкции реализуется два соосных “беличьих колеса”.

2.4. Проектирование и расчеты демпферной опоры с упругим кольцом

2.4.1. Общие замечания

Предполагается, что к настоящему моменту проведен параметрический анализ динамической системы газотурбинного двигателя, определены необходимые величины коэффициентов жесткости K , демпфирования C и хода упругого кольца δ_0 .

При проектировании демпферной опоры с упругим кольцом следует иметь в виду следующее.

1. Настоящая методика дает возможность определить основные размеры демпфера с упругим кольцом, провести подбор упругого кольца демпфера в соответствии с величиной требуемой податливости и условиями прочности.

2. Отсутствие расчетных методов определения демпфирующей способности не позволяет определить количество и диаметр перепускных отверстий в упругом кольце.

3. Доводка демпферной опоры с упругим кольцом (уточнение демпфирующих характеристик) проводится на экспериментальной установке.

4. Окончательная проверка работоспособности проводится на двигателе.

2.4.2. Методика подбора основных размеров упругого кольца

1. Диаметры D_2 и D_1 кольца подбираются по отраслевому стандарту, в котором приведены основные типоразмеры упругих колец В (табл. 7).

Таблица 7

D_1 , мм	D_2 , мм	Число выступов n	δ_{\max} , мм	b_1 , мм	D , мм		
60	63	4	0.130	5	20		
		6	0.180				
65	68	4	0.100				
		6	0.220				
71	74	6	0.270			6	30
		8	0.138				
75	78	6	0.313				
		8	0.155				
78	81	6	0.338				
		8	0.168				
83	86	6	0.325				
		8	0.194				
88	91	6	0.300				
		8	0.223				
93	96	6	0.240				
		8	0.148				
103	106	8	0.334				
		10	0.190				

Диаметры подбираются в зависимости от диаметра наружной обоймы подшипника. При этом учитывается толщина гладкого кольца, устанавливаемого непосредственно на наружную обойму подшипника.

2. Возможны конструкции опоры решения с удалением упругого кольца от наружной обоймы подшипника. В этом случае диаметры D_1 и D_2 определяются конструктивным решением.

3. Ширину упругого кольца b выбирают из конструктивных соображений, как правило, несколько меньше ширины обоймы подшипника.

4. Количество выступов n выбирается по таблице из условия получения допустимого уровня напряжений в кольце при заданных значениях податливости и хода упругого кольца.

5. По выбранным параметрам определяется податливость кольца и напряжение в кольце.

6. Кольцо устанавливают в корпус подшипника и на промежуточное гладкое кольцо по переходной посадке 5-го качества для поля допуска вала и 6-го качества поля допуска отверстия. Кроме того, проверяют на отсутствие недопустимого уменьшения хода упругого кольца вследствие температурных расширений наружной обоймы подшипника, промежуточного гладкого кольца и стакана подшипника при нагреве во время работы двигателя.

7. Упругие кольца должны иметь элементы фиксации от проворота. В случае посадок упругого кольца с натягом его податливость определяется экспериментально.

2.4.3. Расчет податливости упругого кольца

Оценку податливости упругого кольца можно проводить по следующей формуле:

$$\alpha = \frac{(D_{c\ p} - 0.3 \cdot b_1 \cdot n)^3}{0.129 b E n^4 s^3} \left[1 - \left(1 - \frac{s^3}{s_{\text{выс м}}^3} \right) (1.45 A - 0.9 A^2 + 0.2 A^3) \right],$$

где $D_{c\ p} = \frac{D_2 + D_1}{2}$;

D_1 - внутренний диаметр кольца; D_2 - наружный диаметр кольца; b - ширина кольца; s - толщина кольца;

$$s = \frac{D_2 + D_1}{2} - 2\delta,$$

δ - ход кольца (высота выступа);

$$s_{\text{выс м}} = s + \delta,$$

E - модуль упругости; n - число выступов;

$$A = \frac{(b_1 + \sqrt{d\delta})n}{D_{c\ p}},$$

d - диаметр инструмента; b_1 - ширина выступа на кольце.

Напряжение в кольце определяется по формуле

$$\sigma = 1.1ES_b \left(\frac{n}{D_{cp}} \right)^2 \delta.$$

Запас по пределу выносливости определяется по формуле, аналогичной для упругого элемента

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{\gamma-1} - \psi_\sigma \sigma_m}{(k_\sigma)_d \sigma_\alpha}.$$

3. ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕМПФЕРНЫХ ОПОР РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

3.1. Проектирование опоры с гидродинамическим демпфером

Спроектировать опору ротора с гидродинамическим демпфером.

Исходные данные:

- демпфер с торцевыми уплотнениями, нецентрированный;
- диаметр демпфера (из конструктивных соображений $D = 150$ мм);
- масло МК-22 (динамическая вязкость при $100^\circ\text{C} = 2.05 \cdot 10^{-2}$ Нс/м²);
- жесткость опоры $K = 0.8 \cdot 10^7$ Н/м;
- демпфирование $C > 15000$ Нс/м;
- рабочая частота вращения ротора, на которую настраивается демпфер $\omega = 800$ с⁻¹;
- масса, приходящаяся на опору $m_B = 50$ кг.

1. Используя рекомендуемое значение гравитационного параметра, определяем оптимальный зазор в демпфере δ .

Примем значение параметра $\bar{W} = 0.1$. С учетом $W_B = m_B g$ имеем

$$\delta = \frac{W_B}{m_B \omega^2 \bar{W}} = (50 \cdot 9.81) / (50 \cdot 800^2 \cdot 0.1) = 0.000153 \text{ м} = 0.153 \text{ мм.}$$

2. По параметру $B = 0.1$ определим длину демпфера L_{np} .

$$B = \frac{\mu \cdot R \cdot L_{np}^3}{m_B \cdot \omega_C \cdot \delta^3},$$

откуда

$$L_{np} = \sqrt[3]{\frac{B \cdot m_B \cdot \omega_C \cdot \delta^3}{\mu \cdot R}} = \sqrt[3]{\frac{0.1 \cdot 50 \cdot 800 \cdot (0.153 \cdot 10^{-3})^3}{2.05 \cdot 10^{-2} \cdot 0.075}} = 0.021 \text{ м} = 21 \text{ мм.}$$

3. Выберем схему уплотненного демпфера с отверстиями для подачи масла. В этом случае демпфер рассчитывается по схеме "длинного" демпфера. Можно принять, что длина демпфера $L = L_{np}$.

4. По имеющимся приближенным зависимостям рассчитаем динамические характеристики демпфера - жесткость и демпфирование.

Так как мы проектируем нецентрированный гидродинамический демпфер, то он должен обладать определенной несущей способностью, т.е. жесткостью. Поэтому будем рассматривать граничные условия в виде "π-пленки".

Для эксцентриситета $\mathcal{E} = 0.4$ имеем

$$K = \frac{R^3 L \mu \omega}{\delta^3} \cdot \frac{24\mathcal{E}}{(2 + \mathcal{E}^2)(1 - \mathcal{E}^2)} =$$

$$= \frac{0.075^3 \cdot 0.021 \cdot 2.05 \cdot 10^{-2} \cdot 800}{(0.153 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{24 \cdot 0.4}{(2 + 0.4^2)(1 - 0.4^2)} =$$

$$= 0.214 \cdot 10^9 \text{ Н/м};$$

$$C = \frac{R^3 L \mu}{\delta^3} \cdot \frac{12\pi}{(2 + \mathcal{E}^2)(1 - \mathcal{E}^2)^{1/2}} =$$

$$= \frac{0.075^3 \cdot 0.021 \cdot 2.05 \cdot 10^{-2}}{(0.153 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{12 \cdot 3.14}{(2 + 0.4^2)(1 - 0.4^2)^{1/2}} =$$

$$= 0.965 \cdot 10^6 \text{ Нс/м}.$$

Полученные значения жесткости и демпфирования значительно выше требуемых примерно на два порядка. В пределах выбранной схемы подобрать размеры, обеспечивающие необходимые жесткость и демпфирование, невозможно.

5. Перейдем к другой схеме демпфера - уплотненному демпферу с центральной канавкой. Для такого демпфера можно использовать теорию "короткого" демпфера (π- пленка) с приведенной длиной $L_{np} = L$.

Для эксцентриситета $\mathcal{E} = 0.4$ имеем

$$K = \frac{RL^3 \mu \omega}{\delta^3} \cdot \frac{2\mathcal{E}}{(1 - \mathcal{E}^2)^2} =$$

$$= \frac{0.075 \cdot 0.021^3 \cdot 2.05 \cdot 10^{-2} \cdot 800}{(0.153 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{2 \cdot 0.4}{(1 - 0.4^2)^2} =$$

$$= 0.224 \cdot 10^7 \text{ Н/м};$$

$$\begin{aligned}
 C &= \frac{RL^3\mu}{\delta^3} \cdot \frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} = \\
 &= \frac{0.075 \cdot 0.021^3 \cdot 2.05 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot (0.153 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{3.14}{(1-0.4^2)^{3/2}} = \\
 &= 0.811 \cdot 10^4 \text{ Нс/м.}
 \end{aligned}$$

6. Чтобы демпфер удовлетворял требуемым значениям жесткости и демпфирования, можно, например, увеличить длину демпфера в 1.5 раза.

ЗАМЕЧАНИЕ. В проведенные расчеты с самого начала внесена погрешность, так как мы пользовались решениями уравнения Рейнольдса для центрированных гидродинамических демпферов, т.е не учитывали силу веса.

7. В случае наличия программы расчета роторных систем с нелинейными упругодемпферными опорами необходимо провести поверочные расчеты и, в частности, для различных условий нагружения роторов.

8. Проверка реально полученных характеристик демпфера и всей роторной системы должна быть проведена на экспериментальной установке.

3.2. Проектирование опоры с гидродинамическим демпфером и упругим элементом

Проектирование демпферной опоры с упругой втулкой состоит из двух частей - проектирования гидродинамического демпфера и проектирования упругой втулки. Рассмотрим два примера такого проектирования.

ПРИМЕР 1. Спроектировать опору с гидродинамическим демпфером и упругим элементом типа “беличье колесо”.

Исходные данные:

- суммарная жесткость опоры $K = 0.4 \cdot 10^8$ Н/м;
- демпфирование $C > 10000$ Нс/м;
- частота вращения ротора $n = 14000$ об/мин = 1465 с^{-1} ;
- вязкость масла $\mu = 0.266 \cdot 10^{-2}$ Нс/м²;
- масса ротора, приходящаяся на опору $m_B = 33.43$ кг;
- диаметр демпфера $D = 130$ мм.

1. Используя рекомендуемое значение гравитационного параметра, определим оптимальный зазор в демпфере δ .

Примем значение параметра $\bar{W} = 0.1$. С учетом $W_B = m_B g$ имеем

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{W_B}{m_B \omega^2 \bar{W}} = (33.43 \cdot 9.81) / (33.43 \cdot 1465^2 \cdot 0.1) = \\ &= 0.000045 \text{ м} = 0.045 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Из технологических соображений принимаем зазор демпфера равным $\delta = 0.1$ мм.

2. По параметру $B=0.1$ определим длину демпфера L_{np} .

$$B = \frac{\mu \cdot R \cdot L_{np}^3}{m_B \cdot \omega_C \cdot \delta^3},$$

откуда

$$\begin{aligned} L_{np} &= \sqrt[3]{\frac{B \cdot m_B \cdot \omega_C \cdot \delta^3}{\mu \cdot R}} = \sqrt[3]{\frac{0.1 \cdot 33.43 \cdot 1465 \cdot (0.1 \cdot 10^{-3})^3}{2.66 \cdot 10^{-3} \cdot 0.0650}} = \\ &= 0.0305 \text{ м} = 30.5 \text{ мм}. \end{aligned}$$

3. Расчет динамических характеристик демпфера. После определения основных размеров демпфера по обобщенным параметрам необходимо рассчитать динамические характеристики выбранного демпфера - жесткость и демпфирование - и согласовать их с заданными.

Используем для этой цели приближенные формулы. Рассмотрим варианты 2π -пленки и π -пленки.

Так как мы проектируем центрированный гидродинамический демпфер, то он должен обладать жесткостью ниже жесткости беличьего колеса.

Рассмотрим схему демпфера с торцевыми уплотнениями (“длинный” демпфер) и с несколькими отверстиями для подвода масла.

Для эксцентриситета $\varepsilon = 0.4$ имеем

“2π-пленка”

$$C = \frac{R^3 L \mu}{\delta^3} \cdot \frac{24\pi}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}} =$$

$$= \frac{0.065^3 \cdot 0.0305 \cdot 2.66 \cdot 10^{-3}}{(0.1 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{24 \cdot 3.14}{(2 + 0.4^2)(1 - 0.4^2)^{1/2}} =$$

$$= 848250 \text{ Нс/м};$$

$$K = 0;$$

“π-пленка”

$$C = \frac{R^3 L \mu}{\delta^3} \cdot \frac{12\pi}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}} =$$

$$= \frac{0.065^3 \cdot 0.0305 \cdot 2.66 \cdot 10^{-3}}{(0.1 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{12 \cdot 3.14}{(2 + 0.4^2)(1 - 0.4^2)^{1/2}} =$$

$$= 424126 \text{ Нс/м};$$

$$K = \frac{R^3 L \mu \omega}{\delta^3} \cdot \frac{24\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)} =$$

$$= \frac{0.065^3 \cdot 0.0305 \cdot 2.66 \cdot 10^{-3} \cdot 1465}{(0.1 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{24 \cdot 0.4}{(2 + 0.4^2)(1 - 0.4^2)} =$$

$$= 0.173 \cdot 10^9 \text{ Н/м}.$$

Параметры жесткости и демпфирования в выбранной схеме демпфера недопустимо превышают требуемые значения. При этом в рамках данной схемы выполнить все условия не представляется возможным.

4. Рассмотрим следующие схемы демпфера:

- уплотненный демпфер с центральной канавкой для подачи масла;
- неуплотненный демпфер с несколькими отверстиями для подачи масла.

Для расчета обеих схем демпфера используются решения для неуплотненного “короткого” демпфера с приведенной длиной $L_{np}=30.5\text{мм}$.

Будем рассматривать два возможных случая кавитации - 2π -пленку и π -пленку. Для эксцентриситета $\varepsilon = 0.4$ имеем “ 2π -пленка”

$$C = \frac{RL^3\mu}{\delta^3} \cdot \frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} =$$

$$= \frac{0.065 \cdot 0.0305^3 \cdot 2.66 \cdot 10^{-3}}{(0.1 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{3.14}{(1-0.4^2)^{3/2}} = 20010 \text{ Нс/м};$$

$$K = 0 ;$$

“ π -пленка”

$$C = 10005 \text{ Нс/м};$$

$$K = \frac{RL^3\mu\omega}{\delta^3} \cdot \frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} =$$

$$= \frac{0.065 \cdot 0.0305^3 \cdot 2.66 \cdot 10^{-3} \cdot 1465}{(0.1 \cdot 10^{-3})^3} \cdot \frac{2 \cdot 0.4}{(1-0.4^2)^2} =$$

$$= 0.815 \cdot 10^7 \text{ Н/м} .$$

Для демпфера с отверстиями для подачи масла

$$L = L_{np} = 30.5 \text{ мм} .$$

Для демпфера с центральной канавкой

$$L_1=L_2=15.25 \text{ мм} .$$

Выбранная схема и размеры неуплотненного демпфера удовлетворяют требованиям жесткости, демпфирования, а также значениям обобщенных параметров.

ЗАМЕЧАНИЕ. Следует иметь в виду, что приближенные формулы, которые использовались для расчета, не учитывают давление подачи масла, от которого зависит длина зоны кавитации. Поэтому проектирование велось таким образом, чтобы любой режим кавитации в демпфере дал приемлемые результаты.

5. Следующий шаг - проведение согласования параметров выбранного демпфера с динамическими характеристиками роторной системы.

Такая процедура должна проводиться с использованием реальных жесткостных характеристик ротора с использованием программы расчета критических частот и форм колебаний роторной системы. Здесь также должны быть получены уточненные динамические характеристики роторной системы с выбранным демпфером - нагрузки в опорах, виброскорости, перемещения.

Следует иметь в виду, что в процессе процедуры согласования значение эксцентриситета может изменяться в сторону увеличения, приближая коэффициент передачи динамических нагрузок от ротора на опору к 1.

В этом случае можно уменьшить длину демпфера либо увеличить зазор, контролируя при этом параметр B .

6. Проверка реально полученных характеристик демпфера и всей роторной системы должна быть проведена на экспериментальной установке.

7. Рассчитаем остаточную жесткость упругого элемента (“беличьего колеса”).

$$K_{\delta} = K_{\Sigma} - K = 0.4 \cdot 10^8 - 0.0815 \cdot 10^8 = 0.3185 \cdot 10^8 \text{ Н/м.}$$

ПРИМЕР 2. Рассчитать упругие и прочностные характеристики упругой втулки типа “беличьё колесо”.

Исходные данные:

- вес ротора, приходящийся на опору $G = 1700 \text{ Н}$;
- максимальный радиальный зазор по ограничителю прогиба $\delta = 0.275 \text{ мм}$;
- длина прорези - $l = 75 \text{ мм}$;
- ширина прорези - $A_p = 5 \text{ мм}$;
- наружный диаметр полотна упругой втулки $D_H = 280 \text{ мм}$;
- внутренний диаметр полотна упругой втулки $D_B = 271 \text{ мм}$;
- количество стержней $n = 96$;
- материал опоры 18Х2Н4МА, модуль упругости 1 рода $E = 0.19 \cdot 10^{12} \text{ Н/м}^2$;

1. Определим ширину a и высоту b каждого стержня

$$a = \frac{\pi \cdot (D_H + D_B)}{2n} - A_p = \frac{3.14(280 + 271)}{2 \cdot 96} - 5 = 4.01 \text{ мм};$$

$$b = \frac{(D_H - D_B)}{2} = \frac{(280 - 271)}{2} = 4.5 \text{ мм} .$$

2. Определим жесткость K упругой втулки

$$K = \frac{nEab(a^2 + kb^2)}{2l^3} = 1.2 \cdot 10^4 \text{ Н/мм} ,$$

где
$$k = \frac{1}{\left(1 + \frac{2\sqrt{ab}}{l}\right)^3} = \frac{1}{\left(1 + \frac{2\sqrt{4.01 \cdot 4.5}}{75}\right)^3} = 0.724 .$$

3. Определяем максимальные динамические напряжения в стержнях опоры при перемещении на величину максимального радиального зазора $\delta = 0.275$ мм.

$$\varphi = \arctan \frac{a}{bk^{\frac{2}{3}}} + n\pi = \arctan \frac{4.01}{4.5 \cdot 0.806} = 47^{\circ}48';$$

$$\begin{aligned} \sigma_d &= \frac{3E\delta}{l^2} \left(k^{\frac{2}{3}} b \cos \varphi + a \sin \varphi \right) = \\ &= \frac{3 \cdot 1.9 \cdot 10^5 \cdot 0.275}{75^2} \left(0.724^{\frac{2}{3}} \cdot 4.5 \cdot 0.6717 + 4.01 \cdot 0.7524 \right) = 151 \text{ Мпа.} \end{aligned}$$

4. Прогиб втулки от весовой нагрузки

$$\delta_0 = G/K = 1700/1.2 \cdot 10^4 = 0.14 \text{ мм} .$$

При установке упругой втулки в корпус подшипника ее смещают вверх на величину 0.14 мм. В двигателе, собранном с ротором, упругая втулка под действием веса ротора проседает на 0.14 мм, зазор по ограничителю прогиба становится равномерным по окружности и равным $\delta = 0.275$ мм.

5. Статические напряжения в стержнях под действием весовой нагрузки

$$\sigma_{\delta_0} = \sigma_d \frac{\delta_0}{\delta} = 152(0.14/0.275) = 77.5 \text{ Мпа.}$$

6. Запас по пределу выносливости для 18X2H4MA

$$\sigma_{-1}=650 \text{ МПа}; \psi_{\sigma}=0.85; k_{\sigma}=1.4; k_{\sigma}^n=1.25; \varepsilon_{\sigma}=1;$$

$$\sigma_{\rightarrow 1}=0.85\sigma_{-1}=0.85 \cdot 650=552.5 \text{ МПа};$$

$$(k_{\sigma})_d = \frac{k_{\sigma} + k_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}} = 1.65;$$

для рассматриваемых условий работы

$$\sigma_a = \sigma_d = 151 \text{ МПа}; \sigma_m = \sigma_{\delta 0} = 77.5 \text{ МПа};$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\rightarrow 1} - \psi_{\sigma} \sigma_m}{(k_{\sigma})_d \sigma_a} = (552.5 - 0.85 \cdot 77.5) / (1.65 \cdot 151) = 1.96.$$

Запас по выносливости должен быть не менее 1.3.

3.3. Расчет демпферной опоры с упругим кольцом

Спроектировать демпферную опору с упругим кольцом.

Исходные данные:

- внутренний диаметр подшипника $D_1 = 30 \text{ мм}$;
- наружный диаметр кольца подшипника $D_2 = 60 \text{ мм}$;
- требуемая жесткость упругого кольца $K = 0.2 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$;
- масса, приходящаяся на опору, $m = 15 \text{ кг}$;
- материал кольца 40ХНМА, модуль упругости 1 рода $E=0.19 \cdot 10^{12} \text{ Н/м}^2$;
- коэффициент перегрузки $n = 2.5$;
- допустимый дисбаланс ротора по упругой опоре $(me)_d = 20 \text{ гсм}$;
- коэффициент динамического усиления колебаний цапфы вала в опоре $k_d = 4$.

1. Определяем возможную радиальную упругую деформацию опоры и ход упругого кольца:

$$e = \frac{(me)_d}{m} = 20 \cdot 10^{-5} / 15 = 0.13 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0.013 \text{ мм};$$

$$\begin{aligned} \delta_0 &= \frac{mn}{K} g + k_d e = (15 \cdot 2 / 0.2 \cdot 10^7) \cdot 9.81 + 4 \cdot 0.13 \cdot 10^{-4} = \\ &= 1471.5 \cdot 10^{-7} + 0.52 \cdot 10^{-4} = 1.99 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0.19 \text{ мм}. \end{aligned}$$

2. Определяем внутренний диаметр упругого кольца.

Кольцо обычно устанавливается на наружную обойму подшипника через промежуточную втулку. Для нашего случая толщина втулки подобрана из табл. 7 по ближайшему внутреннему диаметру кольца $D_1=65\text{мм}$ и равна 2.5 мм. Наружный диаметр упругого кольца данного типоразмера равен $D_2 = 68 \text{ мм}$.

Из условия, что ход упругого кольца $\delta_0 < \delta_{max}$, определяем количество выступов - $n = 6$. Остальные размеры - ширина выступа кольца $b_1 = 5$ мм, диаметр инструмента (фрезы) $d = 20$ мм.

3. Принимаем ширину кольца из конструктивных соображений $b = 14$ мм.

4. Толщина кольца

$$s = (D_2 - D_1) / 2 - 2 \delta_0 = 68 - 65) / 2 - 2 \cdot 0.19 = 1.5 - 0.38 = 1.12 \text{ мм.}$$

5. Определяем податливость (жесткость кольца)

$$D_{c\ p} = \frac{D_2 + D_1}{2} = (65 + 68) / 2 = 66.5 \text{ мм};$$

$$s_b = s + \delta_0 = 1.12 + 0.19 = 1.31 \text{ мм};$$

$$A = \frac{(b_1 + \sqrt{d\delta_0})n}{D_{c\ p}} = \frac{(5 + \sqrt{20 \cdot 0.19})6}{66.5} = 0.627;$$

$$\alpha = \frac{(D_{c\ p} - 0.3 \cdot b_1 \cdot n)^3}{0.129 b E n^4 s^3} \left[1 - \left(1 - \frac{s^3}{s_b^3} \right) (1.45 A - 0.9 A^2 + 0.2 A^3) \right] =$$

$$= \frac{(66.5 - 0.3 \cdot 5 \cdot 6)^3}{0.129 \cdot 14 \cdot 1.9 \cdot 10^5 \cdot 6^4 \cdot 1.12^3} \left[1 - \left(1 - \frac{1.12^3}{1.31^3} \right) \cdot (1.45 \cdot 0.627 - 0.9 \cdot 0.627^2 + 0.2 \cdot 0.627^3) \right] =$$

$$= 235 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н.}$$

Жесткость $K = 0.425 \cdot 10^7$ Н/м.

6. Напряжение в кольце определяется по формуле

$$\sigma = 1.1 E S_b \left(\frac{n}{D_{cp}} \right)^2 \delta = 1.1 \cdot 1.9 \cdot 10^5 \cdot 1.31 \left(\frac{6}{66.5} \right)^2 \cdot 0.19 = 420 \text{ МПа.}$$

7. Запас по пределу выносливости для 40ХНМА:

$$\sigma_{-1} = 500 \text{ МПа}; \quad \psi_\sigma = 0.3; \quad k_\sigma = 1.1; \quad k_\sigma^n = 1.1; \quad \varepsilon_\sigma = 1;$$

$$\sigma_{-1} = 0.85 \sigma_{-1} = 0.85 \cdot 500 = 425 \text{ МПа};$$

$$(k_\sigma)_d = \frac{k_\sigma + k_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = 1.2.$$

Напряжения в пролете кольца меняются по циклическому закону. Поэтому $\sigma_a = \sigma_d / 2 = 210$ МПа; $\sigma_m = \sigma_d / 2 = 210$ МПа.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\tau-1} - \psi_{\sigma} \sigma_m}{(k_{\sigma})_d \sigma_{\alpha}} = (425 - 0.3 \cdot 210) / (1.2 \cdot 210) = 1.436.$$

Запас по выносливости должен быть не менее 1.3-1.4.

Жесткость кольца получилась примерно в два раза больше необходимой. Ее можно откорректировать за счет ширины упругого кольца либо толщины последующими итерациями с проверкой по напряжениям.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Хронин Д.В.* Колебания в двигателях летательных аппаратов: Учебник - М.: Машиностроение, 1980. - 296 с.
2. *Хронин Д.В., Леонтьев М.К.* Конструкция и проектирование демпферных опор: Учебное пособие – М.: Изд-во МАИ, 1988. - 37 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	4
1. Конструкция демпферных опор.....	4
1.1. Общие положения.....	4
1.2. Опора с гидродинамическим демпфером.....	5
1.3. Опора с гидродинамическим демпфером и упругим элементом.....	7
1.4. Демпферная опора с упругим кольцом.....	10
2. Проектирование демпферных опор.....	14
2.1. Общие положения.....	14
2.2. Проектирование опоры с гидродинамическим демпфером.....	15
2.3. Проектирование и расчеты опоры с гидродинамическим демпфером и упругим элементом.....	28
2.4. Проектирование и расчеты демпферной опоры с упругим кольцом.....	30
3. Примеры проектирования демпферных опор различных типов.....	34
3.1. Проектирование опоры с гидродинамическим демпфером.....	34
3.2. Проектирование опоры с гидродинамическим демпфером и упругим элементом.....	36
3.3. Расчет демпферной опоры с упругим кольцом.....	42
Литература.....	43

Тем. план 1998, поз. 12

Леонтьев Михаил Константинович

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ДЕМПФЕРНЫХ ОПОР РОТОРОВ ГТД

Редактор Р.Н.Фурсова

Подписано в печать 21.04.98.

Бум.газетная. Формат 60 x 84 1/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2,75. Тираж 100.

Заказ 2186/1278.С.38.

Типография Издательства МАИ

125871, Москва, Волоколамское шоссе, 4