

ВЫБОР МОДЕЛЕЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ В ЗАДАЧАХ РОТОРНОЙ ДИНАМИКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2017

М. К. Леонтьев доктор технических наук, профессор кафедры «Конструкция и проектирование двигателей»;
Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет);
lemk@alfatran.com

М. Н. Кутаков инженер-программист;
Инженерно-консультационный центр по роторной динамике турбомашин
ООО «Альфа-Транзит», Москва;
maxim.kutakov@alfatran.com

В настоящее время существуют различные (стандартные) модели гидродинамических демпферов, которые можно применить при решении задач роторной динамики в газотурбинных двигателях. Их выбор для решения конкретной задачи, в конечном счёте, определяет правильность получаемых результатов и зависит от многих факторов – конкретной геометрии демпферов, способов подачи и отвода масла, давления подачи, режимов работы и т.д. Выбор модели демпфера не всегда однозначен и требует предварительной работы. В статье даются рекомендации по выбору той или иной модели демпфера, а также сравниваются результаты в случае применения различных моделей. Исследование ведётся на примере точечного ротора, построенной в среде программной системы DYNAMICS R4 (www.alfatran.com).

Газотурбинный двигатель; роторная система; гидродинамический демпфер, моделирование.

Цитирование: Леонтьев М.К., Кутаков М.Н. Выбор моделей гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 3. С. 81-93. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-3-81-93

Обозначения:

p – распределение давления, Па;

R – радиус демпфера, мм;

$L_{экв}$ – эквивалентная длина демпфера $L_{экв} = \sqrt[3]{4(L_1^3 + L_2^3)}$, мм;

$D = 2R$ – диаметр демпфера, мм;

ε – относительный эксцентриситет;

ρ – плотность масла;

e – эксцентриситет;

Ω – частота прецессии ротора, с⁻¹;

μ – динамическая вязкость масла, Па·с;

c – радиальный зазор, мм;

P_{II} – давление подачи масла, Па;

P_H – давление насыщенных паров, Па;

$\bar{P}_{II} = \frac{c^2 P_{II}}{12\mu\Omega R^2}$ – безразмерное давление подачи масла;

$\bar{P}_H = \frac{c^2 P_H}{12\mu\Omega R^2}$ – безразмерное давление насыщенных паров;

$\bar{P}_\kappa = \bar{P}_N (R/L)^2$ – безразмерный параметр подачи масла;

$$\bar{P}_N = \bar{P}_\Pi - \bar{P}_H;$$

A_K, B_K – параметры кавитации «короткого» непроточного демпфера;

$$A_K = 1 + \left(3,76(1-\varepsilon)^{1.51} \exp[2,89(1-\varepsilon)] \right) \bar{P}_K;$$

$$B_K = 1 - \left(10,2(1-\varepsilon)^{2.24} \exp[1,88(1-\varepsilon)] \right) \bar{P}_K;$$

A_D – параметр кавитации «длинного» демпфера;

$$A_D = 1 + 4 \cdot 10^{-5} (1-\varepsilon)^{6.12} \exp[12,9(1-\varepsilon)] \bar{P}_N^{0.9} \quad \text{при } 0 < \varepsilon < 0,5;$$

$$A_D = 1 + (2,76 - 2,45\varepsilon) \bar{P}_N^{0.75} \quad \text{при } 0,5 < \varepsilon < 0,9;$$

$$\Omega_* = \frac{c^2 \Omega \rho}{\mu} \quad \text{– приведённая частота колебаний, } c^{-1};$$

$$Re = \frac{\rho R \Omega e}{\mu} \quad \text{– число Рейнольдса.}$$

Введение

В конструкциях современных газотурбинных двигателей (ГТД) применяются упругодемпферные опоры с гидродинамическими демпферами (ГДД), вязкое трение в которых обеспечивает диссипацию энергии механических колебаний ротора и, как следствие, снижение уровня вибраций. Компьютерное моделирование вибрационных характеристик роторных систем и, в частности, с гидродинамическими демпферами, является важным этапом проектирования газотурбинного двигателя. Существуют различные модели демпферов, построенные как на аналитических решениях уравнений движения жидкости в зазоре демпфера, так и на численных решениях. Теоретическая сторона этих моделей достаточно хорошо проработана (в частности [1 – 3]), однако их выбор при решении практических задач роторной динамики почти всегда вызывает затруднения у инженеров. В статье рассматриваются вопросы выбора модели демпферов, который напрямую связан как с конструкцией демпфера, так и с режимами работы ГТД.

Аналитические модели гидродинамических демпферов

Будем рассматривать модель демпфера как механическую систему с двумя степенями свободы: вибратор совершает относительное движение только в окружном направлении (прецессия) и радиальном – без перекосов в осевом направлении. Весь спектр действующих в демпфере сил показан на рис. 1.

Силы сопротивления, возникающие в демпфере, можно вычислить как интегралы динамического давления жидкости по площади поверхности вибратора. В локальной системе координат r, t имеем:

$$\bar{F} = \{F_r, F_t\}; \tag{1}$$

$$F_r = -R \int_0^{2\pi} \int_0^L p \cos(\varphi) d\varphi dz; \tag{2}$$

$$F_t = -R \int_0^{2\pi} \int_0^L p \sin(\varphi) d\varphi dz.$$

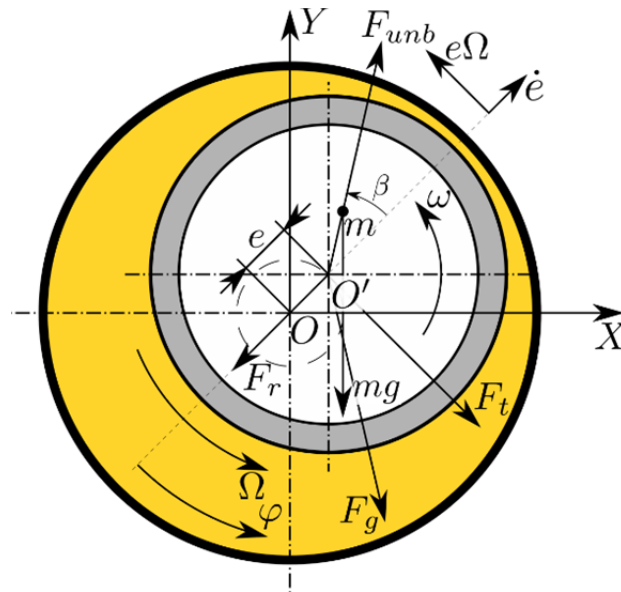


Рис. 1. Дисбаланс и силы сопротивления, возникающие в демпфере

Распределение давления в масляном слое можно получить из решения уравнения Рейнольдса [4]. Уравнение Рейнольдса учитывает градиенты давления жидкости в окружном и осевом направлении. Поэтому уравнение Рейнольдса можно назвать двухмерной моделью ГДД. Однако в таком виде уравнение Рейнольдса не имеет аналитического решения и может быть решено одним из известных численных методов.

Получение одномерного уравнения возможно путём использования приближений «короткого» или «длинного» демпфера с условиями кавитации Гюмбеля (π -плёнка) – половинный охват вибратора смазкой или условиями Зоммерфельда (2π -плёнка) – полный охват демпфера смазкой при отсутствии зоны кавитации. Такой подход позволяет получить аналитическое выражение для функции давления и далее аналитические выражения опорных реакций демпфера при движении вибратора (табл. 1, [2]).

Таблица 1. Аналитические выражения реакций демпфера во вращающейся системе координат

«Короткий» демпфер	
π -плёнка	2π -плёнка
$F_r = \mu R \frac{L^3}{c^2} \left[\frac{\pi}{2} \frac{1+2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \dot{\varepsilon} + \frac{2\Omega\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} \right]$	$F_r = \pi\mu R \frac{L^3}{c^2} \frac{1+2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \dot{\varepsilon}$
$F_t = \mu R \frac{L^3}{c^2} \left[\frac{2\varepsilon\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon^2)^2} + \frac{\pi}{2} \frac{\Omega\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right]$	$F_t = \pi\mu R \frac{L^3}{c^2} \frac{\Omega\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}}$
«Длинный» демпфер	
π -плёнка	2π -плёнка
$F_r = 6\mu L \frac{R^3}{c^2} \left[\frac{\pi\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} + \frac{4\Omega\varepsilon^2}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)} \right]$	$F_r = 12\pi\mu L \frac{R^3}{c^2} \frac{\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}}$
$F_t = 12\mu L \frac{R^3}{c^2} \left[\frac{2\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon)(1-\varepsilon^2)} + \frac{\pi\Omega\varepsilon}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \right]$	$F_t = 24\pi\mu L \frac{R^3}{c^2} \frac{\Omega\varepsilon}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}}$

Аналитические выражения применимы с некоторыми ограничениями соотношений геометрических размеров демпферов, в диапазоне которых приближения «короткого» или «длинного» демпфера можно считать справедливыми. Кроме того, аналитический подход позволяет лишь грубо учесть явление кавитации, учитывая только полный « 2π -плёнка» или половинный « π -плёнка» охват вибратора смазкой. Тем не менее, именно эти приближения являются наиболее часто используемыми. Теоретические границы применения аналитических выражений были рассмотрены в работе [5] и представлены в табл. 2.

Таблица 2. Границы применимости математических моделей

Режим течения		
Ламинарный $Re < 1200$		Турбулентный $Re > 1200$
Метод расчёта		
«Короткий» демпфер $L/D < 0,5$ $\varepsilon \leq 0,75$	Демпфер конечной длины $0,5 < L/D < 2$	«Длинный» демпфер $L/D > 2$
Учёт сил инерции		
Конвективный член $\Omega_* > 10$		Локальный член $\Omega_* > 1$, нестационарное решение
Учёт кавитации		
« π -плёнка» $A_k(A_d) < 1,1$	Специальный учёт $1,1 < A_k(A_d) < 2$	« 2π -плёнка» $A_k(A_d) > 2$

В случае моделирования демпфера конечной длины, а также при необходимости учёта давления подачи масла, турбулентности течения в зазоре демпфера, сил инерции, использования более точных моделей кавитации и т.д. требуется использование модифицированного двухмерного уравнения Рейнольдса, которое решается численными методами. Его решение требует значительно большего машинного времени на вычисления, однако позволяет получить более достоверные результаты в тех случаях, когда формулы дают высокую погрешность вследствие базовых допущений.

Модель ротора с упругодемпферной опорой

Модель включает в себя точечный ротор, систему корпусов и связей между ними (рис. 2).

Связи моделируют подшипник, гидродинамический демпфер с нелинейными характеристиками, подвеску к основанию и упругий элемент.

Характеристики модели роторной системы представлены в табл. 3. Первая критическая частота вращения для такой системы (5470 об/мин) получена без учёта сил реакции гидродинамического демпфера. Учёт реакций будет менять её положение.

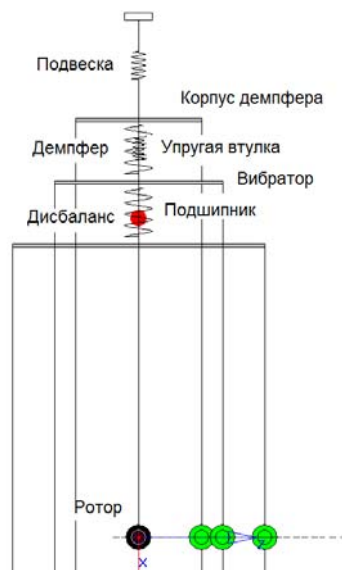


Рис. 2. Модель точечного ротора с упругодемпферной опорой в программе DYNAMICS R4

Таблица 3. Характеристики модели роторной системы

Параметр	Значение
Масса корпуса, кг	100
Жёсткость подвески, Н/м	$5e+9$
Жёсткость подшипника, Н/м	$5e+8$
Жёсткость упругого элемента, Н/м	$1e+7$
Демпфирование в подвеске, Н·с/м	2000
Демпфирование в подшипнике, Н·с/м	500
Масса ротора, кг	25
Масса вибратора, кг	5
Частота вращения ротора, об/мин	8000
Дисбаланс ротора, гсм	50

В качестве примера будем рассматривать модель гидродинамического демпфера реального ГТД, конструкция которого представлена на рис. 3. Демпфер имеет центральную маслораспределительную канавку, торцевые уплотнения. Разгрузка веса (центрирование демпфера) осуществляется с помощью упругой втулки типа «беличье колесо».

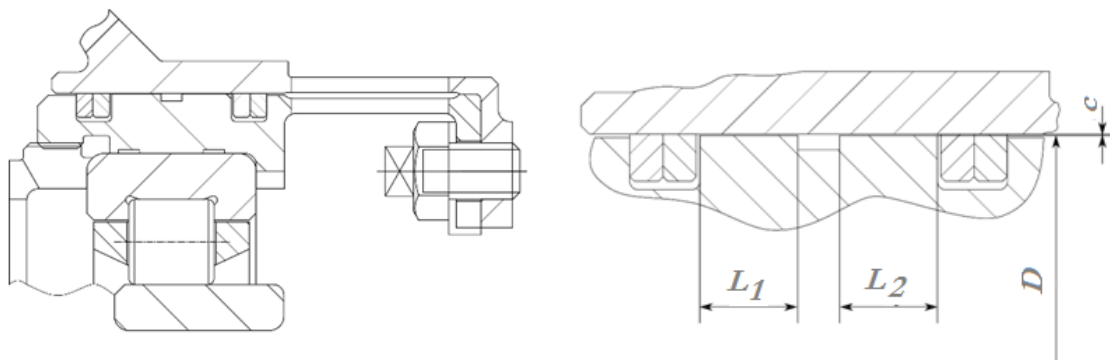


Рис. 3. Гидродинамический демпфер с упругим элементом в конструкции ГТД

Начальные параметры выбранного демпфера и их значения представлены в табл. 4. Торцевые уплотнения считаются идеальными, утечки отсутствуют (демпфер не проточный). Давление в маслораспределительной канавке считается постоянным во всех направлениях и равным давлению подачи [6].

Таблица 4. Параметры демпфера

Параметр	Значение
Радиус демпфера, мм	84
Положение маслораспределительной канавки	центральное
Длина демпфера, включая канавку, мм	18
Ширина питающей канавки, мм	3
Радиальный зазор, мм	0,15
Марка масла	МС-8П
Рабочая температура масла, °С	60
Динамическая вязкость масла, Па·с	0,00513
Плотность, кг/м ³	845
Давление подачи, атм	4

Алгоритм выбора модели демпфера

Для центрированного демпфера независимо от способа подачи масла (канавка или отверстия) можно использовать аналитические решения уравнения Рейнольдса. В настоящем исследовании будем определять условия, при которых можно применить аналитические решения (модели) при решении задач роторной динамики.

Рассмотрим алгоритм выбора модели демпфера с параметрами, приведёнными в табл. 4. Для вычисления критериев из табл. 2 необходимо знать значение относительного эксцентриситета ε на интересующей частоте вращения, в данном случае 5470 об/мин. Для этого производится предварительный расчёт амплитуд колебаний в нестационарной постановке с настройками модели, наиболее подходящими для задачи. Затем, получив эксцентриситет, можно уточнить настройки модели. Предварительно определённый эксцентриситет ε равен 0,73. Вся последовательность шагов алгоритма и результаты расчётов приведены в табл. 5.

Таблица 5. Алгоритм выбора модели демпфера

№ шага	Рассчитываемый параметр	Результаты расчётов	Параметр выбора
1	L/D	$L_{\text{экс}} = 15 \text{ мм}; L/D = 0,09 < 0,5$	«короткий»
2	Выбор модели кавитации	$A_K = 2,29 > 2$	« 2π –плёнка»
3	Учёт конвективного члена сил инерции	$\Omega_* = 2,12 < 10$	не требуется
4	Учёт локального члена сил инерции	$\Omega_* = 1 < 2,12$	требуется
5	Учёт турбулентности	$Re = 868 < 1200$	не требуется

Применённая нелинейная модель демпфера из библиотеки программной системы DYNAMICS R4 не учитывает инерцию жидкости. Однако алгоритм показал необходимость учёта локального члена сил инерции жидкости. В то же время, если интересуется конкретный режим, то учёт локальных членов инерции не требуется.

Результаты применения тех или иных аналитических моделей демпферов в рассмотренной точечной модели ротора будут сравниваться с результатами численного расчёта, учитывающими более точно свойства течения и, в частности, условия возникновения кавитации. В численной двухмерной модели демпфера расчётная сетка содержит 90 узлов в окружном направлении и 28 узлов в осевом направлении. Густота сетки обеспечивает приемлемую точность расчёта для всех граничных условий.

Рассмотрим, как влияет изменение тех или иных параметров ротора и демпфера на выбор модели. Решается задача о движении ротора в поле сил веса и динамической инерционной нагрузки от неуравновешенной смещённой массы (дисбаланса) при разгоне. Результаты приводятся для вибратора демпфера в виде зависимостей размаха колебаний в вертикальной плоскости от частоты вращения и орбит его движения на резонансной частоте вращения.

Результаты решения задачи

Давление подачи масла 4 атм. Важно отметить, что условия подвода масла в демпфер в случае применения одномерной аналитической модели учитываются опосредованно через расчёт параметров A_K, A_D , поскольку их значения определяют учёт полного или половинного охвата вибратора смазкой. В численной двухмерной модели

подачу масла можно учесть напрямую через постановку соответствующих граничных условий.

Демпфер (все параметры соответствуют табл. 4 – базовая модель) центрирован с корпусом с помощью упругого элемента, инерционные силы дисбаланса сопоставимы с силой веса, действующей на ротор. Сам ротор находится практически в центральном положении в зазоре демпфера. Такая конфигурация характерна для роторов авиационных ГТД. Результаты расчётов показаны на рис. 4.

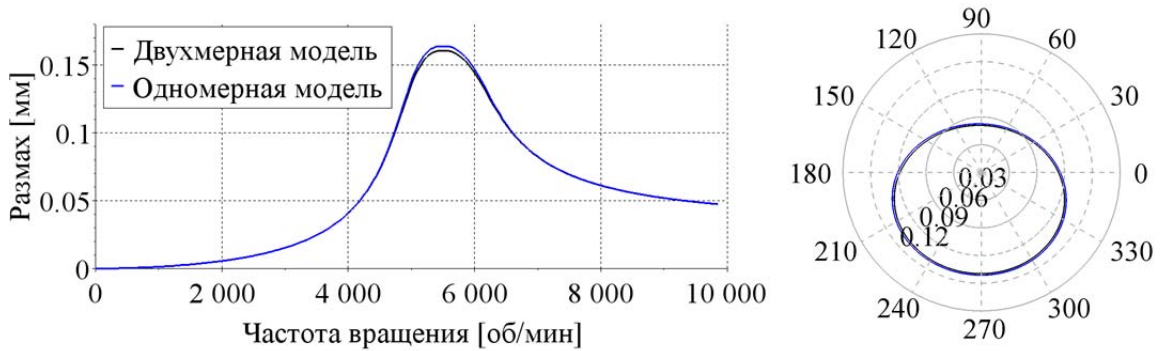


Рис. 4. Размах колебаний ротора и орбиты ротора на резонансной частоте

Орбита, полученная с применением одномерной модели, практически полностью соответствует орбите, полученной с использованием двухмерной модели гидродинамического демпфера.

Сниженное давление подачи масла до 0,1 атм. Расчёты по принятому алгоритму при снижении давления подачи дали следующие результаты: $L_{экв} = 15$ мм – модель «короткого» демпфера; $Re = 1095 < 1200$ (можно не учитывать турбулентность); $A_K = 1 < 1,1$ (можно применить модель «π -плёнка»); $\varepsilon \approx 0,8$; $\Omega_* = 2,45 < 10$ (учёт конвективных сил инерции не требуется). Результаты расчётов приведены на рис. 5.

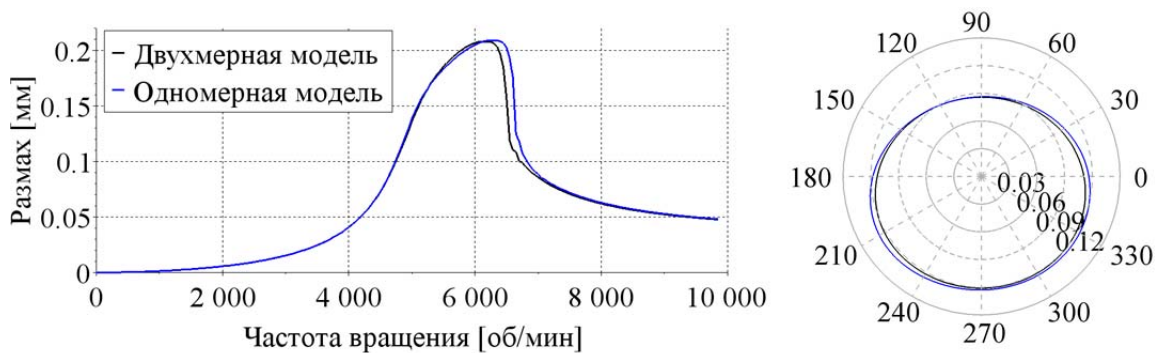


Рис. 5. Размах колебаний ротора и орбиты ротора на резонансной частоте (демпфер с пониженным давлением подачи масла)

Необходимо отметить, что снижение давления привело к скачку перемещения после резонансной частоты (так называемый «jump» эффект). Смещается также и резонансная частота с 5470 об/мин для базовой модели демпфера на 6300 об/мин. Уменьшилось и демпфирование.

Результаты численной модели незначительно отличаются от результатов, полученных с использованием аналитической модели.

Пониженное значения дисбаланса. Такая конфигурация характерна для тяжёлых роторов наземных и корабельных ГТД. Для рассматриваемого случая дисбаланс снижен до 5 гсм. Предварительный расчёт показал, что амплитуда прецессии меньше статического смещения ротора от веса. Прецессия происходит вокруг некоторого стационарного положения. Давление подачи масла соответствует базовому варианту ГДД – 4 атм.

Расчёты по принятому алгоритму показали следующие результаты: $L_{экв} = 15$ мм – модель «короткого» демпфера; $Re = 381 < 1200$ (можно не учитывать турбулентность); $A_K = 18 > 2$ (можно применить модель « 2π -плёнка»); на резонансной частоте 5600 об/мин; $\varepsilon \approx 0,3$; $\Omega_* = 2,17 < 10$ (учёт конвективных сил инерции не требуется). Результаты расчётов приведены на рис. 6.

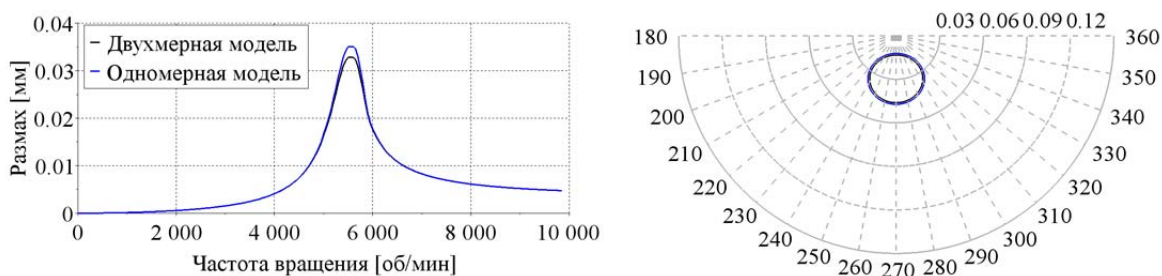


Рис. 6. Размах колебаний и орбиты ротора на резонансной частоте ротора с пониженным дисбалансом

Результаты нестационарного анализа численной модели на резонансной частоте незначительно отличаются от результатов, полученных с использованием аналитической модели. Дисбалансная нагрузка не может вывести ротор на обкатку (движение близкое к круговому вокруг геометрической оси опоры ротора), демпфирование в этом случае минимальное.

Изменение положения маслораспределительной канавки. Пусть центральная канавка в исходном демпфере смещена в крайнее правое положение (рис 7).

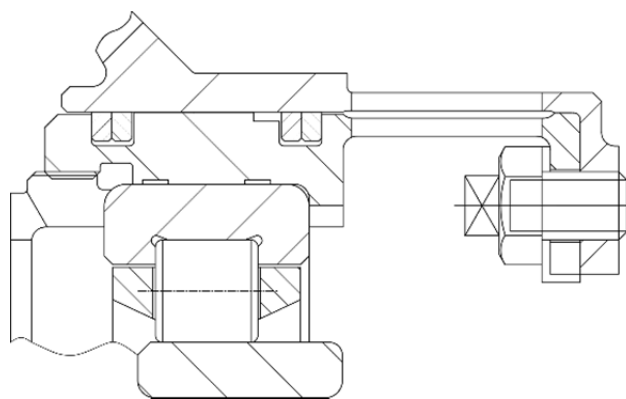


Рис. 7. Демпфер со смещённой маслораспределительной канавкой

Для данного демпфера $L_1 = 15$, $L_2 = 0$. Расчёты по принятому алгоритму показали следующие результаты: $L_{экв} = 23,8$ мм – модель «короткого» демпфера; $Re = 602 < 1200$ (можно не учитывать турбулентность); $A_K = 3,7 > 2$ (можно применить модель « 2π -плёнка»); $\varepsilon \approx 0,478$; $\Omega_* = 2,25 < 10$ (учёт конвективных сил инерции не требуется). Результаты расчётов приведены на рис. 8.

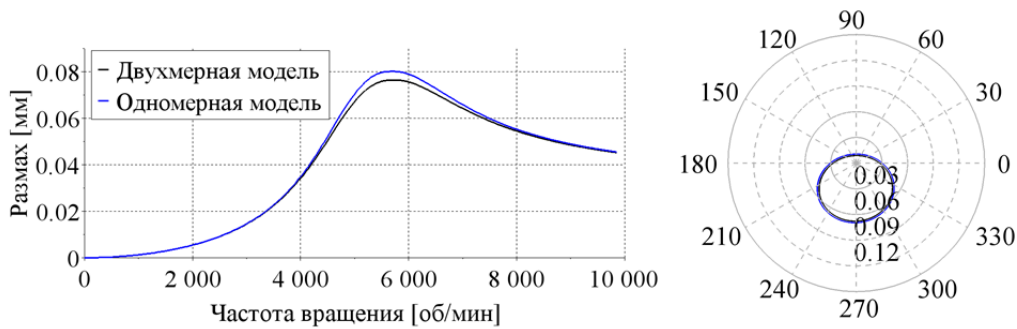


Рис. 8. Размах колебаний ротора и орбита движения ротора на резонансной частоте 5800 об/мин при смещённой канавке

Очевидно, что при смещении канавки увеличивается эквивалентная длина демпфера, что приводит к увеличению демпфирования. Снижается амплитуда на резонансной частоте. Значение резонансной частоты по отношению к базовой модели демпфера практически не изменилось. Аналитическая и численная модели показали достаточно близкие результаты, так как первая применяется в пределах своих ограничений.

Подача масла через отверстия. Рассмотрим некоторые особенности расчёта и характеристик демпфера с подачей масла через отверстия. В примере используются четыре отверстия подачи масла с диаметром 5 мм, равномерно расположенные по окружности. В этом случае демпфер следует рассматривать как «длинный» ввиду малости градиентов давления в осевом направлении за исключением зон вокруг отверстий подачи, которые малы по сравнению с общей площадью поверхности демпфера.

Для данного примера получены следующие параметры. Рабочая длина демпфера $L = 15$ мм. Модель – «длинный» демпфер; $Re = 369 < 1200$ (турбулентность не учитывается); $A_D = 1,017 < 1,1$ (модель « π -плёнка»); $\varepsilon \approx 0,17$; $\Omega_* = 3,88 < 10$ (учёт конвективных сил инерции не требуется). Условие $L/D > 2$ из табл. 2 не выполняется.

Результаты двух расчётов с параметрами базового варианта приведены на рис. 9.

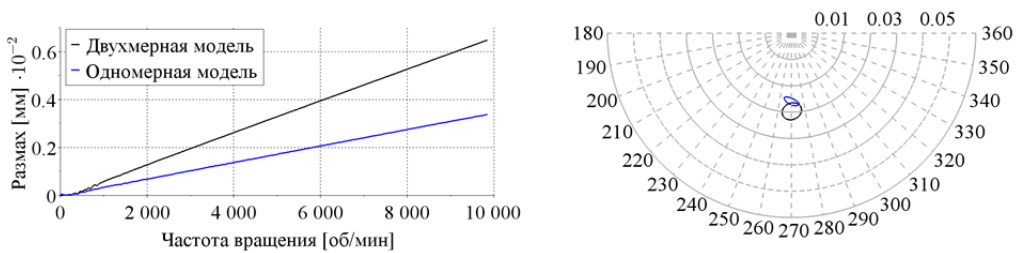


Рис. 9. Размах колебаний и орбита движения ротора с подачей масла в демпфер через отверстия на частоте 10 000 об/мин

Результаты отличаются между собой примерно в два раза во всём диапазоне частот вращения. В первую очередь это объясняется грубым учётом размеров зоны кавитации в одномерной модели. Стоит отметить, что оценки A_D и A_K получены для круговых центрированных орбит, а в случае орбит, смещённых от центрального положения, их применение может вызывать погрешности. Кроме того, можно сделать вывод, что наличие отверстий подачи меняет картину течения в зазоре, что невозможно воспроизвести одномерными моделями. Двухмерная модель даёт более точные результаты, однако время расчёта увеличивается более чем на порядок.

Нецентрированный демпфер с центральной маслораспределительной канавкой. Все предыдущие случаи касались центрированного демпфера – наиболее часто

встречающегося варианта опоры в ГТД. Рассмотрим решение задачи для нецентрированных демпферов.

Несмотря на то, что нецентрированный демпфер обладает существенно нелинейными характеристиками, его применение оправдывается компактностью и простотой конструкции. Именно по этой причине такие демпферы используются в ряде конструкций ведущих производителей двигателей [7; 8].

Ввиду отсутствия центрирующего элемента даже незначительная статическая нагрузка легко смещает вибратор к стенке корпуса. В авиационных ГТД ротор расположен горизонтально и сила веса ротора прижимает вибратор к корпусу. Таким образом, для нецентрированных демпферов характерна работа на больших эксцентриситетах ($\epsilon > 0,75$). При таком эксцентриситете демпфирование достигает очень больших значений, при этом амплитуда колебаний мала, а орбита прецессии имеет характерную сплюснутую и вытянутую в окружном направлении форму («серп луны»), что наблюдается в экспериментах [9; 10].

Применение аналитических решений уравнения Рейнольдса в данном диапазоне может привести к погрешностям. Кроме того, на эксцентриситетах $\epsilon > 0,9$ меняется режим трения: с гидродинамического на режим смешанного трения, когда соприкасаются выступы шероховатостей поверхности, а деформации поверхностей корпуса и вибратора становятся сопоставимы с величиной зазора. Рассмотренные модели игнорируют данные эффекты. Вопрос необходимости учёта смешанного трения и упруго-гидродинамического контакта в нецентрированных демпферах при решении задач роторной динамики является предметом отдельного теоретического и экспериментального исследования. В рамках данной работы сравним поведение рассматриваемых одномерной и двухмерной моделей демпфера в случае отсутствия центрирующего элемента.

Для получения модели нецентрированного демпфера из модели (рис. 2) была удалена связь, имитирующая центрирующий элемент. Все прочие параметры модели соответствуют табл. 3, а параметры демпфера – табл. 4.

Предварительный расчёт показал, что на максимальной частоте вращения 10 000 об/мин частота прецессии составила всего 1183 об/мин, а относительный эксцентриситет $\epsilon \approx 0,9$. Расчёты по принятому алгоритму показали следующие результаты: $L_{экр} = 15$ мм – модель «короткого» демпфера; $Re = 231 < 1200$ (можно не учитывать турбулентность); $A_K = 1,81 > 1,1$ (модели « π -плёнка» и « 2π -плёнка» не вписываются в границы их применения). Требуется применение двухмерной численной модели.

Вместе с тем при таком большом эксцентриситете разрыв плёнки будет присутствовать, т.е. модель « π -плёнка» может оказаться приемлемой для применения. Параметр $\Omega_* = 0,46 < 10$, т.е. учёт конвективных сил инерции не требуется. Результаты расчётов приведены на рис. 10.

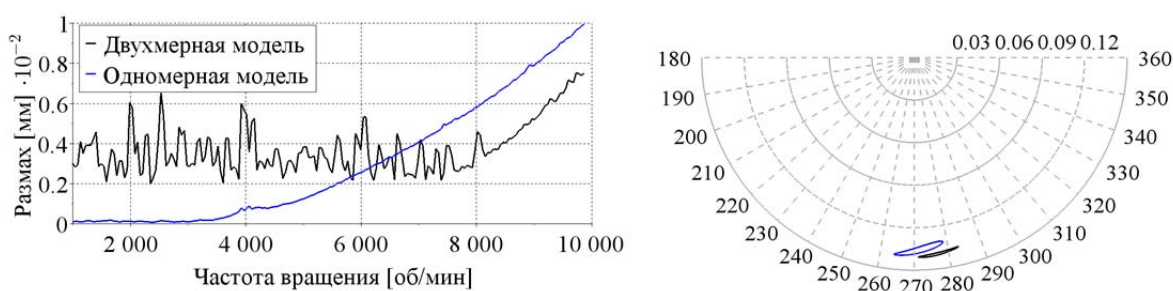


Рис. 10. Размах колебаний и орбиты движения ротора с нецентрированным демпфером на частоте 10 000 об/мин. Дисбаланс 50 гсм

Сравнение результатов моделирования показывает, что вид колебаний, а также форма и положение орбит движения вибратора отличаются.

Проведённый расчёт отвечает на вопрос: «Почему нецентрированный демпфер широко применяется?» – большое демпфирование, возникающее при большом эксцентриситете, меняет динамику роторной системы, уменьшает на порядок размах колебаний по сравнению с центрированным демпфером.

На рис. 11 приведены результаты расчёта предыдущего тестового примера, но с увеличенным до 100 гсм дисбалансом. Увеличение неуравновешенной силы приводит к увеличению амплитуды колебаний. Орбиты на частоте вращения 10 000 об/мин растут. Можно также отметить, что увеличение дисбаланса сближает результаты обеих моделей и приближает их к круговым.

Несмотря на отличие орбит, количественный результат при применении аналитической модели (большое демпфирование) меняется не катастрофически, что имеет важный практический результат, а именно возможность решать практические задачи за минимальное время.

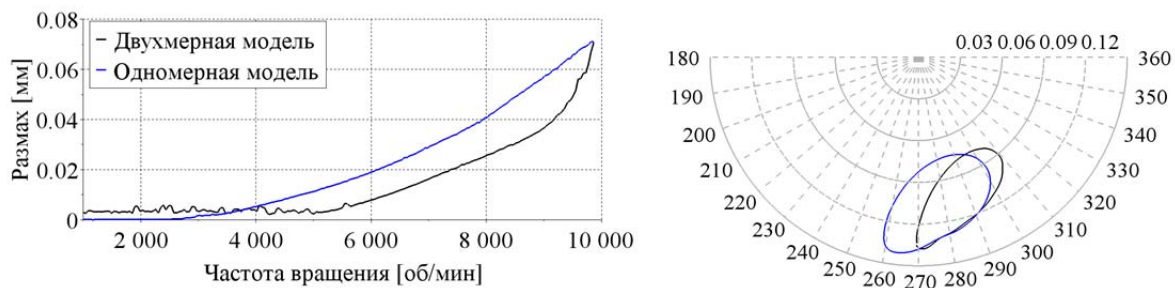


Рис. 11. Размах колебаний и орбиты движения ротора с нецентрированным демпфером на частоте 10 000 об/мин. Дисбаланс 100 гсм

Заключение

Из результатов тестовых расчётов можно сделать вывод, что аналитические модели демпферов демонстрируют результаты, близкие к численным, когда применяются в границах своих базовых допущений, и при этом требуют гораздо меньше машинного времени на проведение вычислений. Например, в первых четырёх численных экспериментах расчёт с одномерной моделью демпфера (аналитическое решение) потребовал в среднем на два порядка меньше времени, чем расчёт с двухмерной моделью демпфера (численное решение). Конечно, этот показатель существенно зависит от применяемых алгоритмов, условий задачи, модели ЭВМ. Представленные в статье критерии носят рекомендательный характер, и окончательное решение по выбору модели остаётся за инженером.

Библиографический список

1. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 408 с.
2. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: Самарский научный центр РАН, 2002. 335 с.
3. Леонтьев М.К. Конструкция и расчёт демпферных опор роторов ГТД: уч. пособие. М.: Московский авиационный институт, 1998. 44 с.
4. Reynolds O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil

// Proceedings of the Royal Society of London. 1886. V. 40, Iss. 242-245. P. 191-203. DOI: 10.1098/rsp1.1886.0021

5. Кутаков М.Н., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К. Математические модели гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2017. Т. 16, № 1. С. 115-128. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-115-128

6. Marmol R.A., Vance J.M. Squeeze film damper characteristics for gas turbine engines // Journal of Mechanical Design. 1978. V. 100, Iss. 1. P. 139-146. DOI: 10.1115/1.3453878

7. Cookson R.A., Kossa S.S. The effectiveness of squeeze-film damper bearings supporting rigid rotors without a centralising spring // International Journal of Mechanical Sciences. 1979. V. 21, Iss. 11. P. 639-650. DOI: 10.1016/0020-7403(79)90043-2

8. Cookson R.A. Optimum design of squeeze-film damper bearings // I Mech. E Conference Publications (Institution of Mechanical Engineers). 1981. P. 31-37.

9. Holmes R., Dogan M. Investigation of Squeeze-Film Dampers in Flexible Support Structures // NASA Conference Publication. 1982. P. 415-433.

10. San Andrés L., Den S., Jeung S. H. Transient Response of a Short-Length ($L/D=0.2$) Open-Ends Elastically Supported Squeeze Film Damper: Centered and Largely Off-Centered Whirl Motions // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2016. V. 138, Iss. 12. DOI: 10.1115/1.4034002

SELECTING A SQUEEZE FILM DAMPER MODEL FOR SOLVING PROBLEMS OF GAS TURBINE ENGINE ROTOR DYNAMICS

© 2017

M. K. Leontiev Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Engine Design and Construction;
Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russian Federation;
lemk@alfatran.com

M. N. Kutakov software engineer;
Engineering & consulting centre for dynamic problems in rotating machinery
Alfa-Transit, Co. Ltd. Khimki, Russian Federation;
maxim.kutakov@alfatran.com

Various standard mathematical squeeze film damper (SFD) models that can be applied for solving rotor dynamics problems of gas turbine engines (GTE) are presently available. The accuracy of simulation is ultimately affected by the choice of a certain SFD formulation that depends on many factors – geometry parameters, oil supply method, oil inlet pressure, operating conditions etc. The present contribution suggests some recommendations for selecting a particular mathematical SFD model and compares the simulation results obtained with different SFD formulations. To this end a point rotor system is numerically analyzed with the aid of the DYNAMICS R4 (www.alfatran.com) software.

GTE; rotor system; squeeze film damper, mathematical modeling.

Citation: Leontiev M.K., Kutakov M.N. Selecting a squeeze film damper model for solving problems of gas turbine engine rotor dynamics. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 3. P. 81-93. DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-3-81-93

References

1. Sergeev S.I. *Dempfirovaniye mekhanicheskikh kolebaniy* [Damping of mechanical vibrations]. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1959. 408 p.
2. Belousov A.I., Balyakin V.B., Novikov D.K. *Teoriya i proektirovaniye gidro-*

dinamicheskikh dempferov opor rotorov [Theory and design of hydrodynamic rotor support dampers]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2002. 335 p.

3. Leont'ev M.K. *Konstruktsiya i raschet dempfernykh opor rotorov GTD: uchebnoe posobie* [Design and calculation of gas turbine engine damping rotor supports: Textbook]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 1998. 44 p.

4. Reynolds O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. *Proceedings of the Royal Society of London*. 1886. V. 40, Iss. 242-245. P. 191-203. DOI: 10.1098/rspl.1886.0021

5. Kutakov M.N., Degtiarev S.A., Leontiev M.K. Mathematical models of squeeze film dampers in rotor dynamics of gas turbine engines. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2017. V. 16, no. 1. P. 115-128. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2017-16-1-115-128

6. Marmol R.A., Vance J.M. Squeeze film damper characteristics for gas turbine engines. *Journal of Mechanical Design*. 1978. V. 100, Iss. 1. P. 139-146. DOI:10.1115/1.3453878

7. Cookson R.A., Kossa S.S. The effectiveness of squeeze-film damper bearings supporting rigid rotors without a centralising spring. *International Journal of Mechanical Sciences*. 1979. V. 21, Iss. 11. P. 639-650. DOI: 10.1016/0020-7403(79)90043-2

8. Cookson R.A. Optimum design of squeeze-film damper bearings. *I Mech. E Conference Publications (Institution of Mechanical Engineers)*. 1981. P. 31-37.

9. Holmes R., Dogan M. Investigation of Squeeze-Film Dampers in Flexible Support Structures. *NASA Conference Publication*. 1982. P. 415-433.

10. San Andrés L., Den S., Jeung S.H. Transient Response of a Short-Length ($L/D=0.2$) Open-Ends Elastically Supported Squeeze Film Damper: Centered and Largely Off-Centered Whirl Motions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2016. V. 138, Iss. 12. DOI: 10.1115/1.4034002