

УДК 629.7.036

Д.К. НОВИКОВ¹, Г.М. ЕРМОЛАЕВ²

¹ Самарский государственный аэрокосмический университет
им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет), Россия

² ЗАО «Смартек груп Сафран», Самара, Россия

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА В ПАКЕТЕ FLUENT

На основе анализа применяемых моделей гидродинамических демпферов определено, что отсутствуют методики учета способа подвода смазки к питающей канавке. Для решения этой проблемы предложено использовать численные методы. Создана модель короткого гидродинамического демпфера в пакете Fluent. Принято, что вибратор демпфера совершает прямую синхронную прецессию, а течение смазки ламинарное. Данная модель в настоящее время не учитывает условия подвода смазки и служит только для верификации результатов по общепризнанным моделям. По результатам верификации разница по максимальному давлению составила 13%. Также качественно результаты соответствуют теоретически ожидаемым. Предложено дальнейшее улучшение модели

Ключевые слова: короткий гидродинамический демпфер, модель, численные методы.

Введение

В настоящее время приоритетным направлением развития авиационной техники является уменьшение цены владения изделием, куда помимо собственно стоимости двигателя и топлива, входит и ремонт и техобслуживание. Для уменьшения стоимости двух последних составляющих необходимо улучшение всех показателей надежности, в частности, ресурса двигателя. При решении данной задачи, одна из главных проблем, встающая перед конструкторами - проблема виброзащиты как всего двигателя в целом, так и его отдельных частей. Для её решения используются различные типы демпферов. Подробный обзор приведен в работе [1]. Наиболее часто они используются в опорах роторов, так как именно там осуществляется связь между деталями вращающегося ротора и неподвижного статора. Конструктивно данные элементы могут быть выполнены различно. Например, на двигателях семейства НК применяют демпфер с пакетом гладких лент [2]. В современных двигателях обычно применяют гидродинамический демпфер (в дальнейшем ГДД). На данный момент разработано большое количество различных конструкций ГДД и их расчетных моделей, подробный обзор которых также приведен в [1]. Большинство из них, разработанных в конце прошлого века, являются аналитическими решениями уравнения [3 – 5] Навье-Стокса с заданными допущениями и граничными условиями. Такой подход имеет свои достоинства и недостатки. Хотя скорость расчета по таким методикам высокая, но они учитывают только конструкцию самого

демпфера и не учитывают способ подвода смазки к питающей канавке. В настоящее время, с развитием вычислительной техники, появилась возможность решать поставленные задачи с учетом всех особенностей геометрии как самого демпфера так и системы подвода масла. Но такого исследования еще не было проведено. Хотя в последнее время методы CFD начали применяться к изучению гидродинамического демпфера. Например, З. Гуо в соавторстве с Р. Гордон Кирк [7] привели распределения давлений для гидродинамических и гидростатических подшипников а также в ГДД с использованием пакета CFX-TASKflow. Также, Хинг [6] определил коэффициенты инерции и добавочной массы в пакете с помощью пакета CFD-ACE+.

1. Описание модели

Перед тем, как изучать влияние подвода смазки к питающей канавке необходимо убедиться в правильности используемой модели. Для этого была создана модель классического демпфера без учета этого влияния. Его геометрические характеристики и параметры работы были выбраны с учетом следующих факторов:

- 1) демпфер удовлетворяет теории короткого демпфера;
- 2) течение жидкости в зазоре ламинарное;
- 3) силами инерции малы сравнительно с вязкостными;
- 4) геометрические размеры были не большими (для ускорения расчета модели).

Основные геометрические параметры исследуемого демпфера представлены на рис. 1.

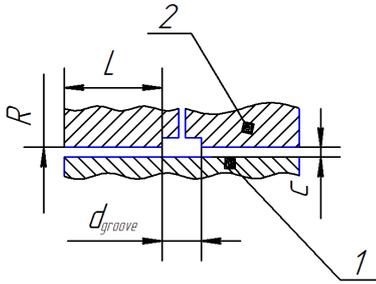


Рис. 1. Геометрические параметры ГДД

Вибратор "1" установлен в статор "2" с начальным зазором "с". В табл. 1 представлены численные значения параметров демпфера.

Таблица 1
Геометрические параметры демпфера

Параметр	Значение, мм
Начальный зазор, c_0	0,12
Радиус статора, R	68
Смещение центров	0,01
Длина, L	5
Длина канавки, d_{groove}	3

В расчетах используется масло плотностью $\rho=800\text{кг/м}^3$ и вязкостью $\mu=0,022\text{ Па}\cdot\text{с}$. Считается, что вибратор совершает прямую синхронную прецессию по круговой орбите с частотой $\Omega=5000\text{ рад/с}$. Такая высокая скорость обуславливается размерами и не большим относительным эксцентриситетом модели. Давление подачи масла составляет 30кПа. По [1] для данных параметров режим течения смазки ламинарный.

Данные параметры удовлетворяют всем заявленным требованиям, а именно:

1) отношение $L/R < 3$ -демпфер является коротки;

2) по [1] силами инерции можно пренебречь, т. е. безразмерный критерий инерции $\sigma = \frac{c^2 \cdot \rho \cdot \Omega}{\mu}$ равен 2,6, что меньше 10.

2. Описание модели fluent

Для уменьшения времени расчета, в модели учитывается симметрия относительно середины питающей канавки. На рис. 2 представлены граничные условия. Для наглядности демпфер представлен не в масштабе.

Движение вибратора задается как прецессия внутренней стенки масляного слоя. Это реализовано с помощью функции динамически изменяющейся сетки (dynamic mesh). Закон движения описан с по-

мощью udf функции, которая задает движение внутренней стенки вибратора (dynamic mesh/rigid body) как жесткого тела. Для деформации сетки используется метод "Smoothing". Этот метод подразумевает, что при заданном перемещении узлов, грани элемента ведут себя подобно жестким пружинам.

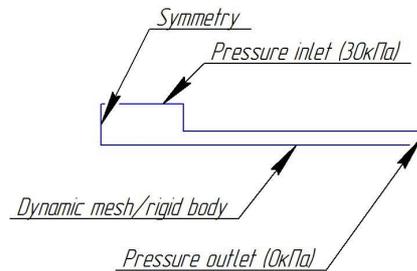


Рис. 2. Распределение давления по длине вибратора

Давление подачи задается постоянным по внешней поверхности канавки (pressure inlet). На выходе из модели давление (pressure outlet) задается равным 0 кПа.

Модель состоит из 21916190 элементов. Все элементы являются шестигранниками. По высоте зазора имеется 10 элементов.

Статор модели принят осесимметричным, следовательно нет необходимости расчета полного оборота вибратора. Поэтому расчет проводился только для первых 10 градусов.

3. Статический расчет

Первым этапом верификации является статический расчет. На этом этапе вибратор не совершает прецессионное движение. Давление подачи остается без изменений (30кПа). На рис. 3 представлено распределение полного давления по длине вибратора

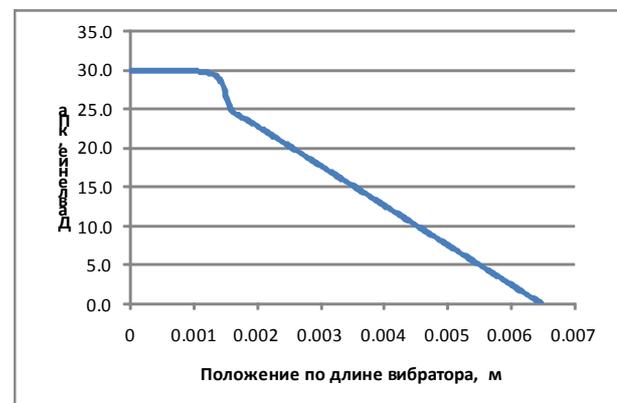


Рис. 3. Распределение давления по длине вибратора

Результаты соответствуют теоретически ожидаемым: Давление в канавке (0 – 1,5 мм) остается постоянным и соответствует давлению подачи. За-

тем идет скачок в начале вибратора и линейное уменьшение давления до 0 кПа на выходе из гидродинамического демпфера.

4. Анализ полученных результатов

Течение жидкости в зазоре гидродинамического демпфера можно описать с помощью системы уравнений, состоящей из уравнения неразрывности и уравнений Навье-Стокса:

$$\begin{cases} \operatorname{div} \vec{V} = 0; \\ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = F - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} P + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \cdot \vec{V}. \end{cases} \quad (1)$$

При обычных допущениях для теории смазки, а именно: малость массовых сил, пренебрежение градиентом давления по толщине зазора и силами инерции смазочного слоя система уравнений (1) преобразуется в уравнение Рейнольдса [8]

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(c^3 \cdot \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 c^3 \cdot \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = \\ = 12\mu \left(\frac{R}{c_0} \right)^2 (\varepsilon \dot{\varphi} \sin(\varphi) + \varepsilon \cos(\varphi)), \end{aligned} \quad (2)$$

где $\bar{z} = z / L$ - безразмерная осевая координата
 c - величина демферного зазора на угле φ
 ε - относительный эксцентриситет
 $\dot{\varepsilon}$ - скорость движения вибратора вдоль линии центров

Для короткого демпфера (преобладающими являются потоки в торцы демпфера) уравнение (2) в случае прямой синхронной прецессии ($\dot{\varepsilon} = 0; \dot{\varphi} = \Omega$) примет вид:

$$c^3 \cdot \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 12\mu \left(\frac{R}{c_0} \right)^2 (\varepsilon \cdot \Omega \cdot \sin(\varphi)). \quad (3)$$

Усилия для случая полного охвата :

$$F_{\tau} = \pi \cdot \mu \frac{R \cdot L^3}{c_0^2} \cdot \frac{\varepsilon \cdot \Omega}{(1 - \varepsilon^2)^{1,5}}. \quad (4)$$

Сравнение усилий, полученных по формуле (4) с результатами расчета по модели Fluent представлено в табл. 2.

Таблица 2

Сравнение усилий

	Аналитическое решение	Модель Fluent	Расхождение, %
F_{τ} , Н	17,1	18,4	7,6%

Расхождению 7,6% можно считать удовлетворительными.

На рис. 2 представлено сравнение распределения давления в зазоре по длине демпфера в модели

Fluent и аналитическим способом. Видно, что для зоны положительного давления модель соответствует ожиданиям. Для зоны отрицательных давлений наблюдаются расхождения. В модели пока не учитывается разрыв масляного слоя, при его учете расхождения будут минимальными.

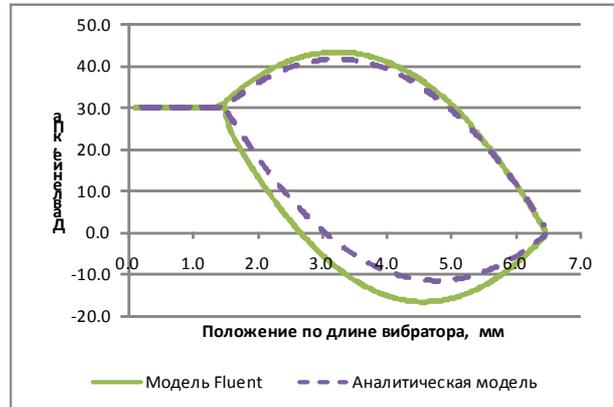


Рис. 2. Распределение давления по длине вибратора на углах $\pi/2$ и $3\pi/2$

Распределение давление по окружности посередине вибратора (осевая координата 4мм) представлены на рис. 3.

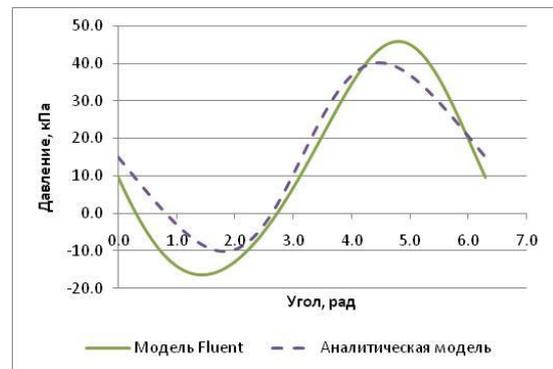


Рис. 3. Распределение давления по окружности вибратора для $z = 4$ мм

Сходимость по абсолютному значению максимального давления составляет 13%. В то же время наблюдается небольшое расхождение по угловой координате этого максимума.

Заключение

Была проведена верификация модели по методике [1]. Результаты модели соответствуют ожидаемым: расхождение по усилиям не больше 7,6%, а по максимуму давления не больше 13%. Таким образом, данную модель можно рекомендовать для дальнейшего усложнения путем учета влияния подвода смазки, геометрии канавки и т.д.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Литература

1. Новиков, Д.К. Проектирование гидродинамических демпферов опор роторов двигателей летательных аппаратов [Текст]: моногр. / Д.К. Новиков. – Самара: Издательство Самарского научно-го центра РАН, 2000. – 165 с.

2. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов [Текст] / Ю.К. Пономарев, Ю.Н. Проничев, Д.Е. Чегодаев, В.М. Вершигорев, А.Н. Кирилин. – Самара: Изд-во СГАУ, 1998. – 234 с.

3. Tan, Q. Effect of a circumferential feeding groove on fluid force in short squeeze film dampers [Text] / Q. Tan, Y. Chang, L. Wang // Tribology International. – 1997. – Vol. 30. – P. 409-416.

4. Zhang, J.X Force coefficients for a centrally grooved short squeeze film damper [Text] / J.X. Zhang, J.B. Roberts // ASME Journal of Tribology. – 1996. – Vol. 118. – P. 608-616.

5. Holmes, R. On the use of squeeze-film dampers in rotors support structures [Text] / R. Holmes, S. Box. – Lodin: Springer-Verlag, 1992. – P. 71-91.

6. Changhu, X. Damping and added mass coefficients for a squeeze film damper using the full 3-D Navier–Stokes equation [Text] / X. Changhu, J. Minel, L. Hongmin // Tribology International. – 2010. – Vol. 43. – P. 654-666.

7. Guo, Z. Application of CFD Analysis for Rotating Machinery—Part I: Hydrodynamic, Hydrostatic Bearings and Squeeze Film Damper [Text] / Z. Guo, T. Hirano, G. Girk // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2005. – Vol. 127. – P. 445-451.

8. Коровчинский, М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М.В. Коровчинский. – М: Машиз, 1959. – 403 с.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 17.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Основы конструирования машин» В.Б. Балякин, Самарский государственный аэрокосмический университет, Россия.

МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ДЕМПФЕРА В ПАКЕТІ FLUENT

Д.К. Новиков, Г.М. Ермолаєв

На основі аналізу застосованих моделей гідродинамічних демпферів визначено, що відсутні методики урахування способу підведення мастила до живильної канавки. Для вирішення цієї проблеми запропоновано використовувати чисельні методи. Створено модель короткого гідродинамічного демпфера в пакеті Fluent. Прийнято, що вібратор демпфера здійснює пряму синхронну прецесію, а течія мастила ламінарна. Ця модель в поточний час не враховує умови підведення мастила і служить тільки для верифікації результатів за загальноприйнятими моделями. За результатами верифікації різниця за максимальним тиском складала 13%. Якісні результати відповідають теоретично очікуваним. Запропоновано подальше покращення моделі.

Ключові слова: короткий гідродинамічний демпфер, модель, чисельні методи.

MODELLING OF THE SQUEEZED FILM DAMPER IN A FLUENT

D.K. Novikov, G.M. Ermolaev

On the base of existing squeeze film damper models it is revealed that there are no accounting treatment of meaning of supplying lubricant to the groove. To solve this problem it is proposed to apply numerical methods. A model of short-squeeze film damper was simulated with Fluent. It is assumed that the damper journal makes a direct synchronous precession and that the flow of lubricant is laminar. This model is not currently take into account the conditions of supply of lubricants and is only used for verification of the results on the widely accepted models. According to the results of verification the difference of maximum of pressure is 13%. Also, the results of numerical method correspond to the theoretically expected ones in a quality manner. It has been suggested to improve the model in prospect.

Key words: short squeeze film damper, model, numerical methods.

Новиков Дмитрий Константинович – д-р техн. наук, проф. каф. «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королева, Самара, Россия, e-mail: novikovdk_ssau@mail.ru.

Ермолаев Григорий Матвеевич – инженер ЗАО "Смартек груп Сафран", Самара, Россия, e-mail: grisha.ermolaev@gmail.com.