

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДЛИННОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИЙ

Балякин В.Б., Фалалеев С.В., Вигурский А.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Гидродинамические демпферы (ГДД) нашли широкое применение в опорах роторов современных двигателей летательных аппаратов. В опорах турбины и компрессора высокого давления, для которых характерна повышенная температура смазки, для обеспечения потребного демпфирования часто применяют длинные ГДД. Гидродинамический демпфер состоит из соединенной с ротором подвижной втулки вибратора, образующей с неподвижной втулкой статора радиальный зазор $\delta_0 = 0,2 \dots 0,5$ мм, в который подается смазка через питающие отверстия. Для снижения расхода смазки в длинном ГДД демпферный зазор по торцам уплотняют резиновыми или разрезными металлическими кольцами. Втулка вибратора фиксируется от вращения, но ей оставляется свобода прецессионного движения с частотой Ω . При колебаниях втулки вибратора с эксцентриситетом (амплитудой) e , вызванных несбалансированностью масс ротора, смазка в демпферном зазоре перетекает по окружности и энергия механических колебаний рассеивается за счет сил вязкого трения в тонком слое смазки.

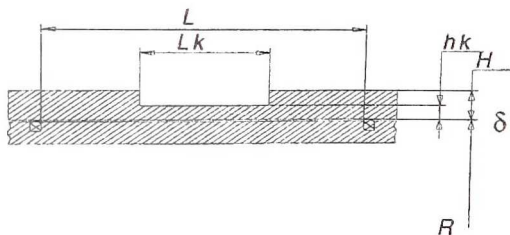


Рис. 1. Схема длинного гидродинамического демпфера

Схема такого длинного демпфера приведена на рис.1, где L - длина демпфера, L_k - ширина канавки; h_k - глубина канавки; R - радиус демпфера; $\delta = \delta_0 + e \cos(\varphi)$ - величина демпферного зазора; δ_0 - величина демпферного зазора в концентричном положении, φ - угловая координата.

Составляющие гидродинамической силы определяют динамику роторной системы, поэтому будем называть их динамическими характеристиками демпфера. Они могут быть определены для ламинарного течения и половинного охвата длинного ГДД по зависимостям [1]

$$F_{\tau} = 12\pi\mu\Omega\epsilon LR^3 / \delta_0^2 (1 - \epsilon^2)^{0,5} (2 + \epsilon^2); \quad (1)$$

$$F_R = 24\pi\mu\Omega\epsilon^2 LR^3 / \delta_0^2 (1 - \epsilon^2) (2 + \epsilon^2), \quad (2)$$

где μ - динамическая вязкость смазки; $\epsilon = e / \delta_0$ - относительный эксцентриситет.

Для подвода смазки в демпферный зазор через равномерно расположенные по окружности отверстия конструкция демпфера должна предусматривать распределительную канавку на наружной поверхности втулки статора. Глубина h_K и ширина L_K канавки определяется расходом смазки через демпфер, которая обеспечивает отвод тепла из демпфера. В этом случае статорная втулка демпфера будет деформироваться в месте расположения распределительной канавки под действием давления в щели демпфера, приводя к местному увеличению величины демпферного зазора.

Целью данной работы является создание методики расчета длинного ГДД с учетом деформаций деталей демпфера. В этом случае необходимо совместное решение задач гидродинамики и расчета напряженно-деформированного состояния. Постановка данной задачи в общем состоит в организации итерационного процесса, в котором на каждом этапе решается гидродинамическая задача (определение эпюры давления в окружном и осевом направлениях), а затем определяются деформации колец демпфера. В следующей итерации эпюры давлений определяется уже с учетом изменившейся величины демпферного зазора. Проведенный расчетный анализ гидродинамического демпфера для реальных значений давлений смазки показал, что в процессе работы испытывает деформации от давлений в демпферной щели только статорная втулка демпфера. Силовые деформации внутреннего кольца не учитываются, так как оно монтируется на наружное кольцо подшипника и жесткость всего пакета на несколько порядков больше жесткости наружного кольца.

Для определения гидродинамической силы в демпфере был написан макрос для пакета конечно-элементного анализа ANSYS, позволяющий на основе геометрии, заданной в базе пакета ANSYS, выполнить расчет гидродинамической силы. В базе находится КЭМ наружного кольца (статорной втулки) длинного ГДД.

При выполнении макроса осуществляются следующие основные этапы:

задаются граничные условия, определяющие закрепление половины наружного демпферного кольца;

- определяются величины составляющих гидродинамической силы аналитическим путем по зависимостям (1) и (2);

определяются эпюры давлений в демпферном зазоре по зависимости [1]

$$P = P_{II} - 12\mu\Omega(R/\delta_0)^2 \frac{\varepsilon(2 + \varepsilon \cos \varphi) \sin \varphi}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2}, \quad (3)$$

где P_{II} - давление подачи смазки в демпфер.

пересчитываются давления в узловые радиальные силы и рассчитываются величины составляющих гидродинамической силы численным суммированием в виде

$$F_{\tau} = \sum_{i=1}^n P \sin(\varphi) \Delta x \Delta z \quad \text{и} \quad F_r = \sum_{i=1}^n P \cos(\varphi) \Delta x \Delta z.$$

При суммировании давлений отрицательные значения, полученные по зависимости (3), обнулялись, что соответствует возникновению кавитации смазки в этой области. Обычно в области кавитации давление принимается равным давлению насыщенных паров [1], однако для масла это значение не превышает 10^{-3} МПа и им можно пренебречь без большого ущерба для точности расчета. При определении величин составляющих гидродинамической силы численным суммированием необходимо выбрать число разбиений внутренней поверхности кольца (число узлов в базе ANSYS) в окружном и осевом направлении. Точность определения величин составляющих гидродинамической силы возрастает с увеличением числа разбиений, но это, в свою очередь, ведет к резкому возрастанию времени расчета сил и общего времени при работе с базой. Поэтому было решено провести расчеты величин составляющих гидродинамической силы при различном числе разбиений, а после этого выбрать для дальнейшего исследования оптимальное число разбиений, исходя из условия получения необходимой точности и приемлемой величины времени счета. Также следует отметить, что число разбиений напрямую влияет на время анализа модели кольца, что тоже весьма важно (особенно при организации итерационного процесса).

В первом макросе есть возможность задания величин давления подачи смазки, ширины кольца, эксцентриситета, величины базы радиального крепления кольца в корпусе и т.д. Во втором макросе можно регулировать параметр сходимости итерационного процесса – величину

отклонения значений составляющих гидродинамической силы между двумя итерациями. В процессе анализа выяснилось, что разбиение по оси не влияет на изменение величин составляющих гидродинамической силы, но появились новые условия, которые могут влиять на выбор числа разбиений [2]:

- обеспечение правильной формы конечных элементов;
- влияние числа осевых разбиений на точность определения деформаций кольца.

Вначале был проведен поиск оптимального с точки зрения точности и времени расчета числа окружных разбиений, а затем уже оценено влияние числа осевых разбиений на точность определения деформаций кольца, а точнее на погрешность получения составляющих гидродинамической силы с учетом этих деформаций.

Были выбраны следующие параметры длинного ГДД для вычислительного эксперимента: $R=100$ мм; $L=15$ мм; $L_k=15$ мм; $\delta_0=0,15$ мм; $\mu_0=5 \cdot 10^{-3}$ Н·с/м²; $\Omega=1047$ с⁻¹; $P_n=0.5$ МПа.

Так как при работе макроса осуществляется расчет радиальных сил от давления в каждом узле по окружности на внутренней поверхности кольца, то и при половинном охвате и при полном охвате время работы макроса одинаковое. Для оптимизации числа разбиений возьмем демпфер с половинным охватом втулки вибратора смазкой, что характерно для опор ГТД.

В табл. 1 приведены значения величин составляющих гидродинамической силы при различном числе разбиений, погрешность их определения по сравнению с аналитическим расчетом, приблизительное время расчета. Анализ результатов показал, что наименьшая погрешность при расчетах имеет место при числе разбиения 10x40, однако необходимо учитывать при разбиении форму конечных элементов. В табл. 2 приведены значения составляющих гидродинамической силы с учетом деформаций при различном разбиении кольца в осевом направлении. Расчеты выполнялись на РС ПИ, 350 МГц, 64 Мб ОЗУ.

Таблица 1 - Результаты определения составляющих гидродинамической силы для длинного ГДД при половинном охвате

Число разбиений	F_R^h , Н	F_τ^h , Н	δF_R^h , %	δF_τ^h , %	Время, с
10x20	12602	33760	1.2	0	≈10
10x40	12456	33760	0	0	≈20
10x80	12420	33760	-0.3	0	≈40
10x160	12411	33760	-0.4	0	≈90

здесь $\delta = \frac{F_{ANALYS} - F_{расч}}{F_{расч}} \cdot 100\%$, где $(F_R^h)_{расч} = 12457$ Н, $(F_\tau^h)_{расч} = 33760$ Н.

Таблица 2 - Результаты определения составляющих гидродинамической силы для длинного ГДД при половинном охвате с учетом деформаций кольца

Число разбиений	$F_{R, \tau}^h, \text{Н}$	$F_{\tau, \tau}^h, \text{Н}$
10×160	8350.6	26168.6
20×160	8259.5	26052.5
30×160	8233.5	25976.2
40×160	8205.6	25918.8

Разброс результатов $\delta = \frac{F_{10} - F_{40}}{F_{10}} \cdot 100\%$. - $\delta F_{R, \tau}^h = 1.74\%$; $\delta F_{\tau, \tau}^h = 0.95\%$.

Исследование показало, что увеличение числа элементов в осевом направлении несущественно влияет на результаты расчета составляющих гидродинамической силы, и поэтому величину осевого разбиения необходимо выбирать из условия обеспечения правильной формы конечных элементов, учитывая в основном время расчета. Для дальнейших исследований влияния различных параметров демпфера на величину составляющих гидродинамической силы принимаем разбиение 20×160. При отладке макроса, организующего итерационный процесс, предварительно было выполнено определение составляющих гидродинамической сил путем осуществления конечного числа итераций (без проверки параметра сходимости), чтобы узнать, является ли итерационный процесс сходящимся вообще. Для этого рассчитан демпфер с толщиной кольца в 1 мм, что обеспечило заведомо малую его жесткость. На рис. 2 показан график сходимости итерационного процесса.

Силы, действующие на длинный ГДД с учетом деформации наружного кольца

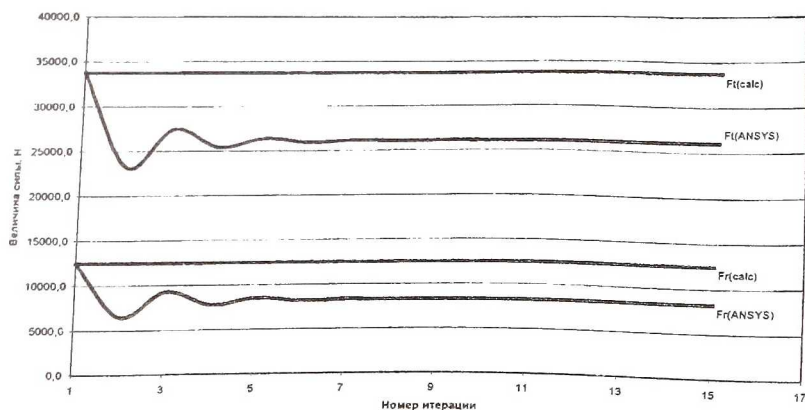


Рис. 2. График сходимости итерационного процесса

Далее для определения составляющих гидродинамической силы при различных значениях относительного эксцентриситета с учетом деформации кольца был выбран параметр сходимости в 0.5 %. Результаты расчета при значениях относительного эксцентриситета 0.5...0.8 представлены в табл. 3.

Были выбраны для анализа 4 демпфера с различной толщиной кольца $h = H - h_k$ от 1 до 4 мм. Результаты расчетов представлены в виде графиков изменения величин составляющих гидродинамической силы в зависимости от толщины кольца и значения относительного эксцентриситета. Графики представлены на рис. 3 и 4.

Таблица 3 - Составляющие гидродинамической силы при половинном охвате с учетом деформаций кольца при различных значениях относительного эксцентриситета и толщины кольца.

$\varepsilon=0.5 [(F^h_R)_{расч}=12457 \text{ Н}, (F^h_\tau)_{расч}=33760 \text{ Н.}]$				
Толщина кольца, мм	$F^h_R, \text{ Н}$	$F^h_\tau, \text{ Н}$	$\delta F^h_R, \%$	$\delta F^h_\tau, \%$
1	8268.6	26062.0	51	30
2	10735.8	30976.6	16	9
3	11560.2	32385.2	8	4
4	12411.8	33760.9	0	0
$\varepsilon=0.6 [(F^h_R)_{расч}=19969.3 \text{ Н}, (F^h_\tau)_{расч}=41812.4 \text{ Н.}]$				
Толщина кольца, мм	$F^h_R, \text{ Н}$	$F^h_\tau, \text{ Н}$	$\delta F^h_R, \%$	$\delta F^h_\tau, \%$
1	12335.5	30833.2	62	36
2	16465.8	37395.0	21	12
3	18123.0	39564.2	10	6
4	19969.3	41812.4	0	0
$\varepsilon=0.7 [(F^h_R)_{расч}=32329.6 \text{ Н}, (F^h_\tau)_{расч}=51792.9 \text{ Н.}]$				
Толщина кольца, мм	$F^h_R, \text{ Н}$	$F^h_\tau, \text{ Н}$	$\delta F^h_R, \%$	$\delta F^h_\tau, \%$
1	18328.1	36169.2	76	43
2	24896.2	44665.2	30	16
3	27944.6	47824.9	16	8
4	29212.7	49020.4	11	6
$\varepsilon=0.8 [(F^h_R)_{расч}=56427.8 \text{ Н}, (F^h_\tau)_{расч}=66449.5 \text{ Н.}]$				
Толщина кольца, мм	$F^h_R, \text{ Н}$	$F^h_\tau, \text{ Н}$	$\delta F^h_R, \%$	$\delta F^h_\tau, \%$
1	28120.2	42772.6	101	55
2	38551.7	53738.3	46	24
3	44416.9	58529.8	27	14
4	46903.4	60416.4	20	10

Здесь $\delta = \frac{F_{no_def} - F_{def}}{F_{def}} \cdot 100\%$.

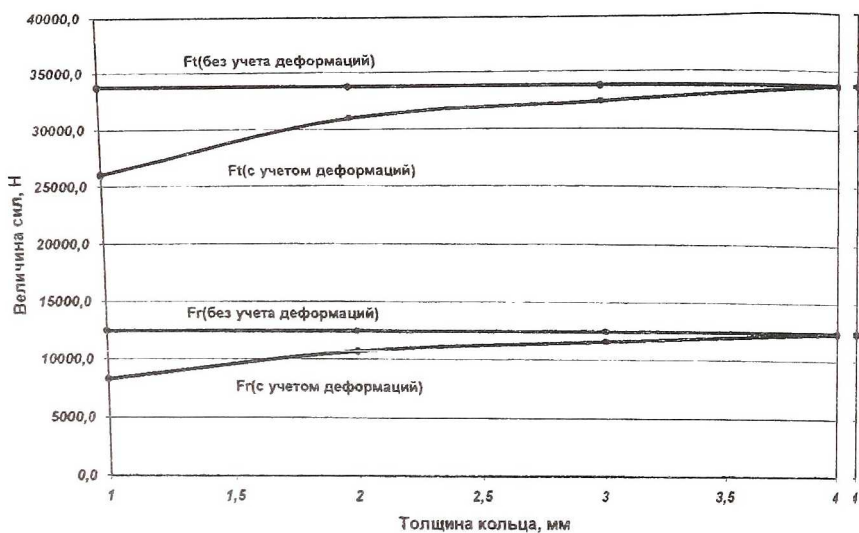


Рис. 3. Зависимость сил от толщины кольца ($\epsilon=0.5$)

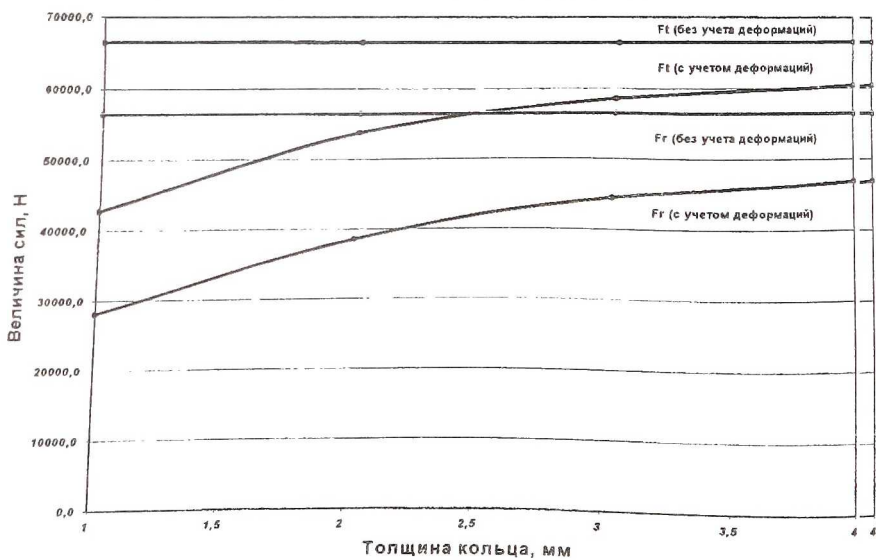


Рис. 4. Зависимость сил от толщины кольца ($\epsilon=0.8$)

Для кольца минимальной толщины 1 мм просчитаны составляющие гидродинамической силы при величине относительного эксцентриситета в диапазоне 0.1...0.8 и построена зависимость, представленная на рис. 5. Результаты расчета сведены в табл. 4.

Таблица 4 - Составляющие гидродинамической силы для длинного ГДД при половинном охвате с учетом деформаций кольца при различных значениях относительного эксцентриситета

ε	$(F^h_R)_{\text{деф}}$ Н	$(F^h_\tau)_{\text{деф}}$ Н	$(F^h_R)_{\text{РАСЧ}}$ Н	$(F^h_\tau)_{\text{РАСЧ}}$ Н	$\delta F^h_R, \%$	$\delta F^h_\tau, \%$
0.1	375,6	6118,0	421,3	6578,7	12	8
0.2	1391,1	11544,6	1712,1	13165,0	23	14
0.3	3006,2	16587,9	3966,9	19797,5	32	19
0.4	5266,5	21389,6	7392,7	26584,2	40	24
0.5	8268,6	26062,0	12457,0	33760,9	51	30
0.6	12335,5	30833,2	19969,3	41812,4	62	36
0.7	18328,1	36169,2	32329,6	51792,9	76	43
0.8	28120,2	42772,6	56427,8	66449,5	101	55

Анализ результатов исследований показывает, что при наличии свободы перемещения статорной втулки в радиальном направлении, например при наличии глубокой и широкой распределительной канавки, ошибка при определении динамических характеристик длинного ГДД может составлять до 50% на рабочих режимах ($\varepsilon=0,5$), а на резонансных режимах ($\varepsilon=0,8$) до 100% без учета деформации в демпферном зазоре. Это необходимо учитывать при проектировании гидродинамических демпферов. Так для исключения деформации при выбранных параметрах длинного ГДД толщина втулки статора не должна быть менее 4 мм, а распределительная канавка должна выполняться в корпусе опоры.

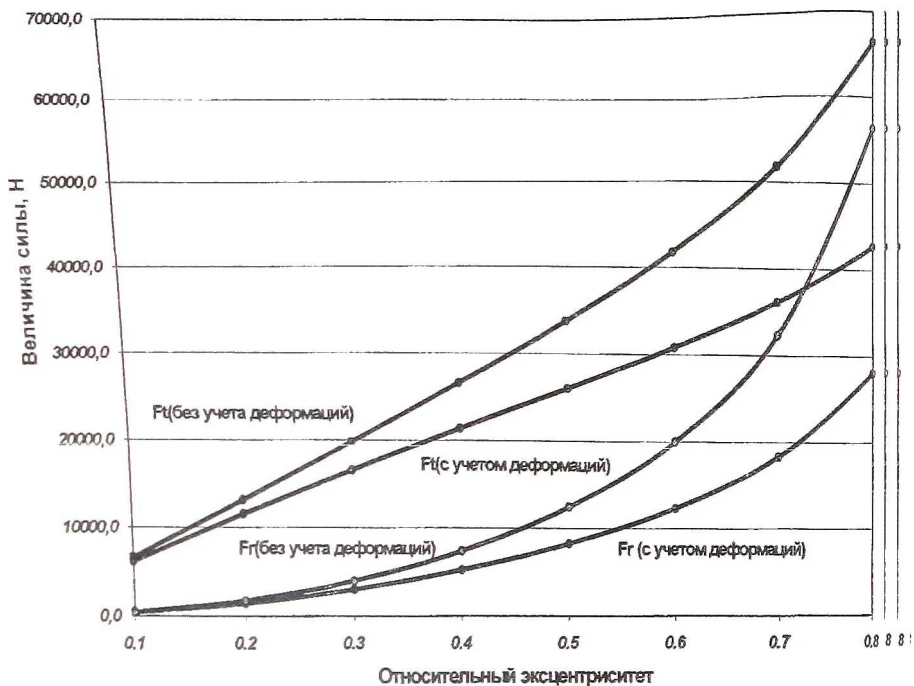


Рис. 5. Зависимость величин составляющих гидродинамической силы с учетом и без учета деформаций от относительного эксцентриситета

Список литературы

1. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин. Куйбышев, 1991. 95с.
2. ANSYS Theory Reference. 001099. Ninth edition. SAS IP, Inc.