

СОЗДАНИЕ КВАЗИЛИНЕЙНОЙ МОДЕЛИ УПРУГО-ДЕМПФЕРНОЙ ОПОРЫ РОТОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2025

А. Г. Терешко главный специалист по прочностным испытаниям, начальник отдела;
Опытно-конструкторское бюро имени А. Люльки, Москва;
tereshko.ag@yandex.ru

М. К. Леонтьев доктор технических наук, профессор кафедры 203 «Конструкция
и проектирование двигателей»;
Московский авиационный институт (национальный исследовательский
университет);
lemk@alfatran.com

Рассматривается вопрос определения критических частот вращения роторов и вибрационных характеристик перспективного газотурбинного двигателя, содержащего в составе компрессора низкого давления упруго-демпферную опору новой конструкции, обладающую нелинейными характеристиками жёсткости и коэффициентов демпфирования. Задача решается путём добавления в динамическую расчётную модель, созданную в программной системе DYNAMICS R4, квазилинейного элемента, параметры которого изменяют своё значение в зависимости от частоты вращения ротора низкого давления. Значения жёсткости и коэффициентов демпфирования получены по результатам анализа запусков двигателя и построения экспериментальных амплитудно-частотных характеристик. Представленная методика позволяет построить квазилинейную модель опоры ротора и приблизить результаты моделирования к экспериментальным, что позволит в дальнейшем использовать полученную модель роторной системы для последующих расчётов и динамической доводки двигателя.

Авиационный газотурбинный двигатель; роторная динамика; упруго-демпферная опора ротора; верификация модели; программная система DYNAMICS R4

Цитирование: Терешко А.Г., Леонтьев М.К. Создание квазилинейной модели упруго-демпферной опоры ротора газотурбинного двигателя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2025. Т. 24, № 1. С. 153-163. DOI: 10.18287/2541-7533-2025-24-1-153-163

Введение

Задача анализа динамических характеристик вращающихся конструкций (роторная динамика), в частности, расчёт собственных частот и критических скоростей вращения роторов, – одна из наиболее важных при проектировании и доводке турбомашин в целом и авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) в частности [1 – 3]. Значения критических частот вращения и формы колебаний зависят от упруго-инерционных характеристик динамической системы ротора. Изменяя эти характеристики, можно управлять спектром частот, т.е. проводить частотную отстройку ротора от опасных режимов. Распределение энергий показывает, изменение какой части конструкции позволяет эффективно управлять её динамическими свойствами. Включение в опору упругих втулок («беличьих колёс») или упругих колец (колец Аллисона) позволяет полностью перестроить динамические характеристики роторной системы, выведя роторные формы (изгибные формы колебаний) из рабочего диапазона и оставив в рабочем диапазоне в основном формы совместных колебаний либо опорные формы колебаний роторов [4 – 6].

Упругие кольца используются как с целью обеспечения заданных жёсткостных характеристик опоры, так и для организации демпфирующей полости. В последнем случае они устанавливаются в сочетании с упругими втулками, передающими осевые и радиальные силы со стороны ротора. Опоры с упругим кольцом применяются, как правило, для двигателей, установленных на самолётах, подвергающихся большим эво-

люционным перегрузкам, и расчёт их характеристик также является актуальной задачей [7; 8].

Разработка методов расчёта упруго-демпферных опор с гидродинамическими демпферами (дрессельные демпферы) с упругими кольцами является нетривиальной задачей, требующей учёта целого комплекса факторов [9]. При этом зачастую расчёт каждой отдельно взятой конструкции является самостоятельной задачей, решить которую аналитическими или численными методами на этапе проектирования не представляется возможным. Окончательная разработка методики создания динамической модели такой опоры возможна только на этапе доводки двигателя по результатам анализа экспериментальных данных ввиду того, что демпфирующие характеристики таких опор нелинейные. Их определение является достаточно трудоёмкой задачей, требующей проведения большого количества испытаний. Однако такая работа даёт возможность уточнить динамические характеристики опор по режимам, и в конечном счёте получить более реальные динамические характеристики двигателя в целом [10]. Это позволяет в дальнейшем выдать рекомендации по изменению конструкции с целью приведения динамических характеристик роторной группы ГТД к требуемым по нормативной документации, что обеспечит заданный уровень вибраций и необходимый по техническому заданию ресурс двигателя [11].

Конструкция и расчётная модель

В представленной работе рассматривается вопрос определения нелинейных характеристик упруго-демпферной опоры (УДО) компрессора низкого давления (КНД) перспективного авиационного ГТД разработки ОКБ им. А. Льюльки, являющегося дальнейшим развитием серийного двигателя АЛ-41Ф-1С (рис. 1). Во вновь разработанном двигателе в передней опоре КНД жёсткость определяется характеристиками упругого кольца, установленного в замкнутую масляную полость, образующую дроссельный демпфер [12]. Демпфирование в опоре также определяется перетеканием масла через отверстия и боковые зазоры в упругом кольце, в отличие от изделия-прототипа, где жёсткость опоры определяется упругой втулкой типа «беличье колесо», а за демпфирование колебаний отвечает гидравлическая часть демпфера с установленным в него упругим кольцом, причём жёсткость этого кольца на порядок меньше жёсткости упругой втулки.

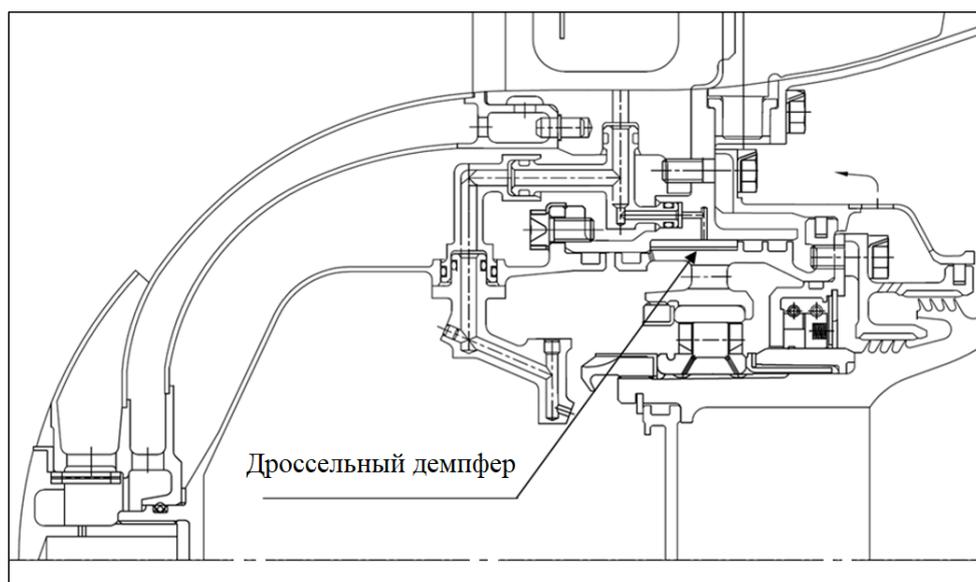


Рис. 1. Компоновка передней опоры ротора компрессора низкого давления перспективного газотурбинного двигателя с упругим кольцом

Все исследования динамических характеристик перспективного ГТД проводились с использованием программной системы DYNAMICS R4. Динамическая модель строилась с помощью типовых элементов – балок, оболочек, дисков, точечных масс (рис. 2). Расчёт критических частот вращения проводился с учётом теплового состояния. Полученные в результате расчёта значения критических частот вращения роторов $N_{кр}$ представлены в табл. 1.

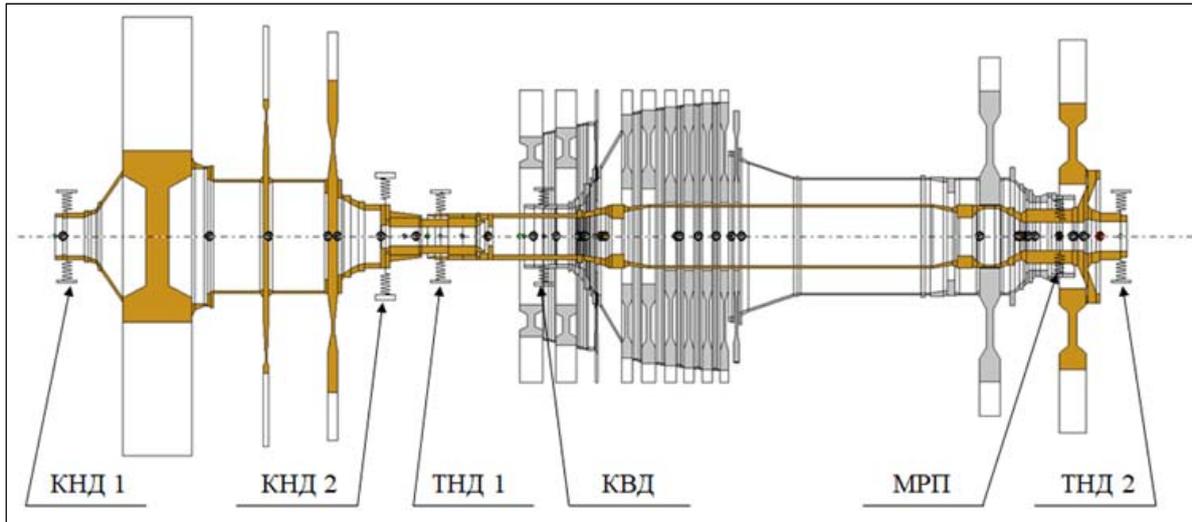


Рис. 2. Динамическая модель роторной системы перспективного газотурбинного двигателя

Таблица 1. Значения критических частот вращения роторов (прямая прецессия)

$N_{кр}$	Значение, об/мин	Значение, Гц	Форма колебаний
$N_{1кр}$	2564	42,7	опорная, на резонансе задней опоры турбины низкого давления (ТНД 2)
$N_{2кр}$	2958	49,3	крутильная по ротору низкого давления
$N_{3кр}$	5836	97,3	опорная, на резонансе опоры компрессора высокого давления
$N_{4кр}$	6410	106,8	опорная, на резонансе передней опоры КНД (КНД 1)
$N_{5кр}$	15291	254,9	вальная, первая изгибная форма колебаний ротора низкого давления

Ввиду отличий перспективного ГТД от двигателя-прототипа, связанных в основном с конструкцией КНД, более подробно были рассмотрены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) ротора низкого давления (РНД). Для построения АЧХ были проанализированы восемь идентичных запусков двигателя, выполненных в 2024 году по регламенту «Характеристика», представляющего собой набор последовательных установившихся режимов с малым шагом по частотам вращения роторов. Полученный объём данных позволил достаточно подробно описать характер уровня вибраций для ротора во всём диапазоне рабочих частот вращения.

Для изучения поведения динамической системы РНД в расчётную модель были добавлены дисбалансы, соответствующие реальной конструкции перспективного ГТД. Значения неуравновешенных нагрузок были взяты по результатам балансировки ротора КНД и ротора ТНД. Для расчётной модели были получены АЧХ передней опоры КНД.

Результаты экспериментально полученных характеристик

Необходимо отметить, что значения полученных виброскоростей в экспериментах для одинаковых режимов (одинаковые физические обороты), полученные по разным датам, различаются между собой (рис. 3). Основные причины заключаются в атмосферных условиях на входе в двигатель, температурном состоянии деталей и др. Однако стоит также отметить, что температура масла в демпфере оставалась одной и той же (независимо от режима). Вывод был сделан по значениям температуры масла во входной и выходной магистрали масляной системы двигателя. То есть можно говорить об одинаковых условиях работы демпфера (вязкость масла постоянная) независимо от условий на входе в двигатель.

Расчётная АЧХ с нанесёнными на неё экспериментально полученными точками также представлена на рис. 3. По оси X – физическая частота F вращения РНД в Гц, по оси Y – амплитуда виброскорости V с частотой РНД. График построен в единицах виброскорости аналогично экспериментальным данным. Как видно, получено хорошее совпадение расчётной кривой дисбалансного отклика и экспериментальных точек до частоты ~ 120 Гц.

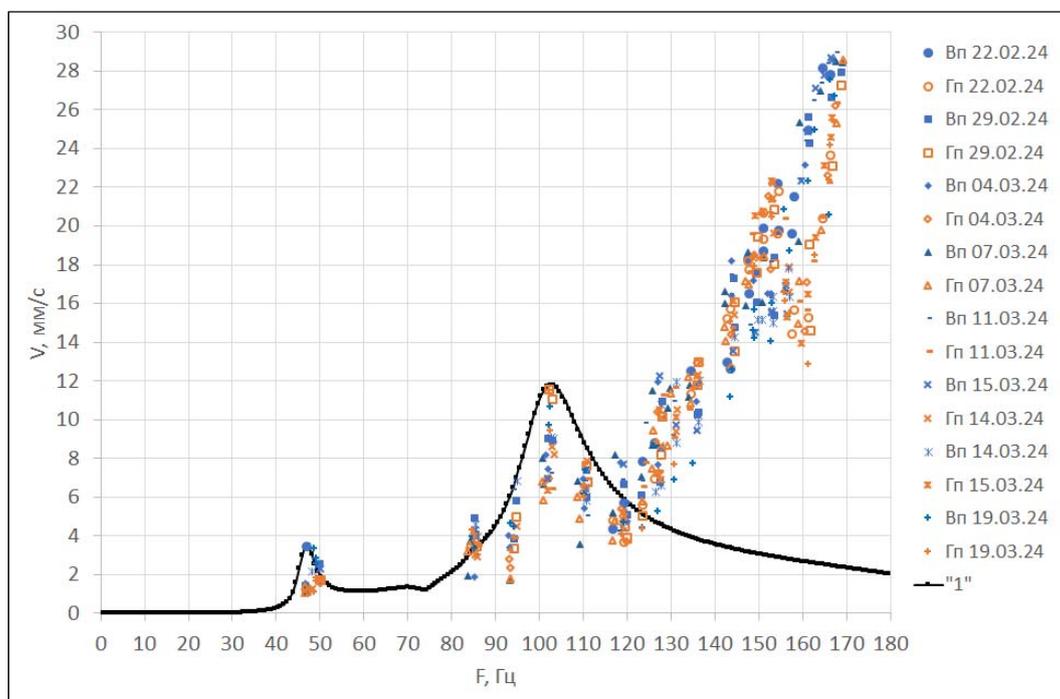


Рис. 3. Дисбалансный отклик в модели DYNAMICS R4 и экспериментальные амплитудно-частотные характеристики по передней опоре компрессора низкого давления

Для понимания причин расхождения расчётных данных по отклику в модели с экспериментально полученными АЧХ в диапазоне частот выше 120 Гц был выполнен анализ факторов, влияющих на значение критической частоты вращения, обусловленной массой КНД и жёсткостью его опор.

Жёсткость передней опоры КНД определяется следующими величинами:

- жёсткостью роликового подшипника;
- жёсткостью статорного элемента;
- жёсткостью упругого кольца;
- жёсткостью гидродинамического демпфера (ГДД).

Жёсткость роликового подшипника $K_{\text{подшипника}}$ постоянна и принята, согласно рекомендациям [13], равной 392400 Н/мм. Жёсткость статора $K_{\text{статора}}$ также неизменна и

составляет в среднем 71221 Н/мм, как было получено с помощью численного расчёта в конечно-элементном пакете Ansys Workbench. Жёсткость упругого кольца $K_{\text{кольца}}$ в конструкции УДО с существующими эксплуатационными нагрузками, можно принять постоянной. Её рассчитанная величина составляет 16432 Н/мм.

Определение жёсткости гидродинамического демпфера

С учётом выше отмеченных факторов, сравнивая с экспериментом, можно сделать вывод, что в общей жёсткости опор участвует также и гидродинамическая сила, появляющаяся в камерах упругого кольца. То есть дроссельный демпфер обладает нелинейной жёсткостной характеристикой, связанной не только с упругими элементами опоры, но и жидкостной частью [14; 15]. Силы, рождаемые в камерах упругого кольца, зависят от дисбалансной нагрузки, вязкости масла, давления и градиента скорости.

С ростом частоты вращения ротора и, следовательно, эксцентриситета, происходит увеличение жёсткости $K_{\text{ГДД}}$ и коэффициента демпфирования ГДД. Согласно аналитическому расчёту по методике, изложенной в [4], она варьируется в диапазоне от 290 до 70000 Н/мм, при этом из эксперимента видно, что нелинейность характеристик опоры начинается с частоты ~120 Гц.

График изменения жёсткостей отдельных элементов передней опоры КНД от частоты вращения ротора представлен на рис. 4. Также на график выведены кривые рассчитанной суммарной и экспериментально полученной жёсткости опоры. Исходя из того, что жёсткость есть обратная величина к податливости, суммарная жёсткость определяется как сумма податливостей элементов опоры:

$$\frac{1}{K_{\text{суммарная}}} = \frac{1}{K_{\text{подшипника}}} + \frac{1}{K_{\text{статора}}} + \frac{1}{K_{\text{кольца}} + K_{\text{ГДД}}}, \quad (1)$$

где $K_{\text{экспериментальная}}$ – значение жёсткости опоры, соответствующее экспериментально полученным точкам.

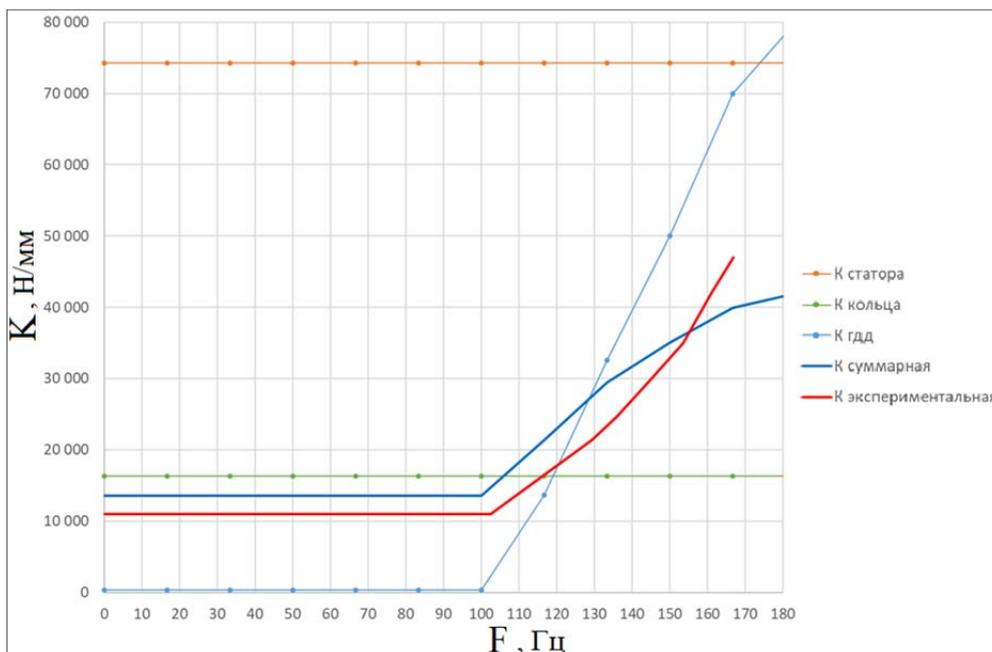


Рис. 4. Зависимость жёсткости элементов передней опоры компрессора низкого давления от частоты вращения ротора низкого давления

Очевидно, что жёсткость ГДД можно получить из сравнения суммарной рассчитанной жёсткости и экспериментально полученной по датчикам, установленным на корпусе передней опоры КНД. Были рассмотрены следующие промежуточные значения жёсткости экспериментальной кривой:

- «1» – 13000 Н/мм;
- «2» – 21350 Н/мм;
- «3» – 24500 Н/мм;
- «4» – 29500 Н/мм;
- «5» – 35000 Н/мм;
- «6» – 42000 Н/мм;
- «7» – 49000 Н/мм.

Эти значения были выбраны из возможности описания множеств точек на экспериментальной АЧХ (рис. 3), сгруппированных на графике по установившимся режимам. При этом значения коэффициентов демпфирования для рассматриваемых вариантов моделей также подбирались исходя из значения остаточного дисбаланса и амплитуды вибраций, полученных в результате эксперимента для максимальных значений виброскорости.

Рассчитанные в модели роторной системы кривые дисбалансного отклика от неуравновешенных нагрузок для вариантов жёсткости «1» ... «7» были наложены на экспериментально полученные АЧХ. Полученные результаты представлены на рис. 5. Как видно из графика, изменение жёсткости по передней опоре КНД приводит к тому, что виброскорости в расчётной модели совпадают с экспериментально полученными АЧХ при значениях частоты вращения РНД выше 120 Гц.

Можно также предположить, что различие по виброскоростям, полученные экспериментально для одного режима, но по разным датам, связано с аэродинамическими нагрузками, обусловленными изменениями «скольжения» роторов (отношением частот вращения роторов высокого и низкого давления) в процессе отладки режимов работы опытного экземпляра двигателя.

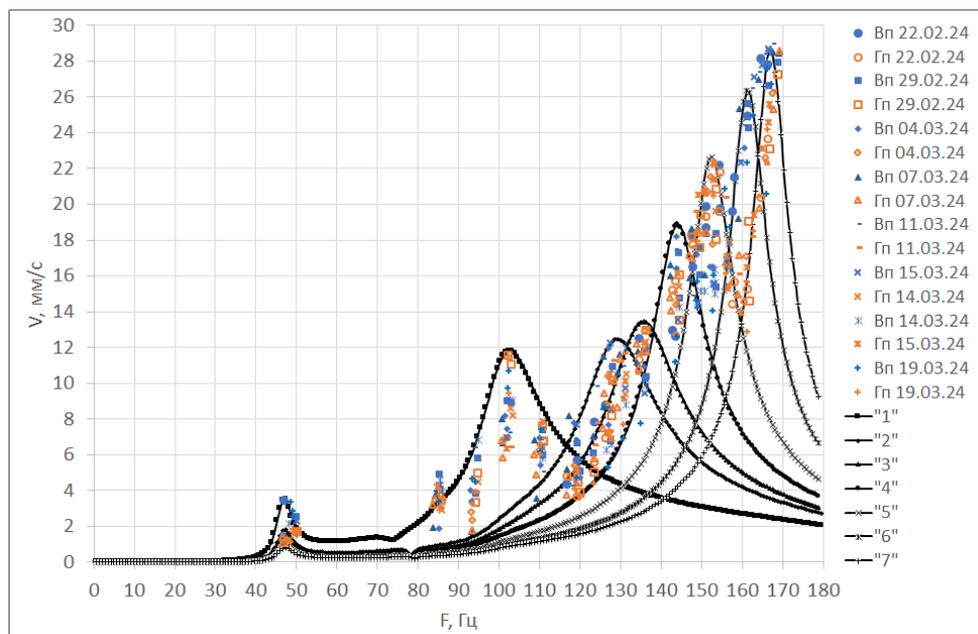


Рис. 5. Дисбалансный отклик в модели DYNAMICS R4 при разных вариантах жёсткости и демпфирования в опоре ротора газотурбинного двигателя и экспериментальные амплитудно-частотные характеристики

Динамические характеристики модели роторной системы

Для учёта нелинейных характеристик УДО в расчётной модели связанной системы роторов перспективного ГТД был использован элемент программной системы DYNAMICS R4 «Связь с несимметричной матрицей жёсткости и демпфирования», который позволяет соединить две подсистемы (включая нулевую) линейной упруго-демпферной связью, описываемой несимметричными матрицами жёсткости и демпфирования. Элемент предназначен для использования в линейных расчётах систем с опорными узлами, коэффициенты которых меняются по некоторому закону по времени или по частоте вращения.

Для учёта нелинейных характеристик жёсткости и демпфирования в опоре в модель также были добавлены «Численные переменные» STIFF и DAMP, которые изменяют своё значение в зависимости от частоты вращения вала НД (рис. 6). Значения жёсткости опоры соответствуют значениям жёсткости для моделей «1» ... «7» (рис. 5), значения коэффициентов демпфирования были выбраны аналогично.

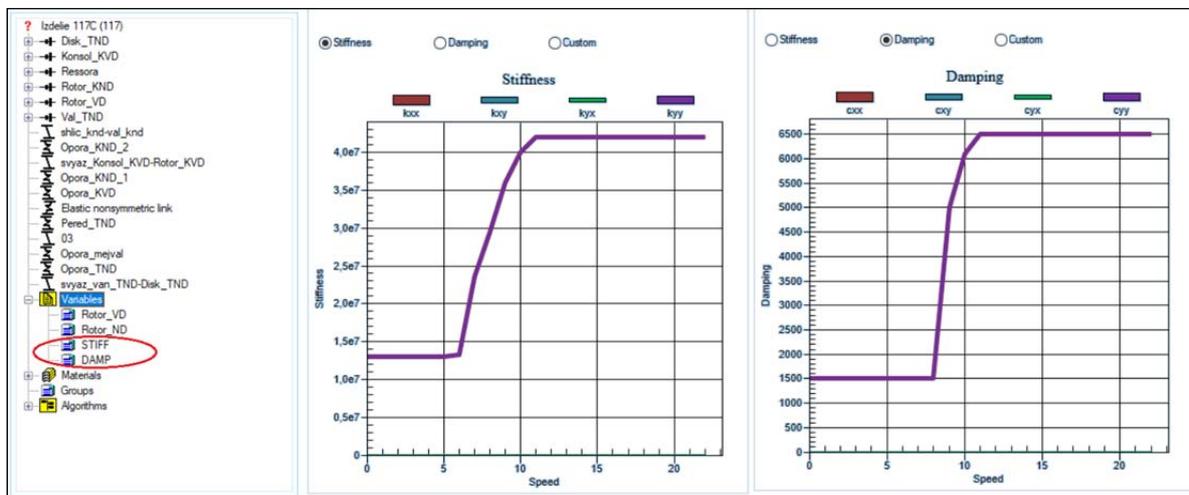


Рис. 6. Численные переменные жёсткости и демпфирования

Выполнен расчёт критических частот вращения для связанной модели роторов перспективного ГТД с опорой, содержащей квазилинейный элемент. Полученные в результате расчёта значения критических частот вращения роторов $N_{кр}$ и их сравнение с исходной моделью представлены в табл. 2. На рис. 7 представлена карта собственных частот.

Таблица 2. Сравнение результатов, полученных для модели с квазилинейной упруго-демпферной опорой, с результатами для исходной модели

$N_{кр}$	Значение, Гц		Форма колебаний	Различие между моделями, %
	Исходная модель	Изменённая модель		
$N_{1кр}$	42,7	42,8	опорная, на резонансе задней опоры ТНД	0,2
$N_{2кр}$	49,3	49,3	крутильная РНД	0,0
$N_{3кр}$	97,3	97,3	опорная, на резонансе опоры КВД	0,0
$N_{4кр}$	106,8	162,0	опорная, на резонансе передней опоры КНД	51,9
$N_{5кр}$	254,9	255,4	вальная, изгибная форма колебаний РНД	0,2

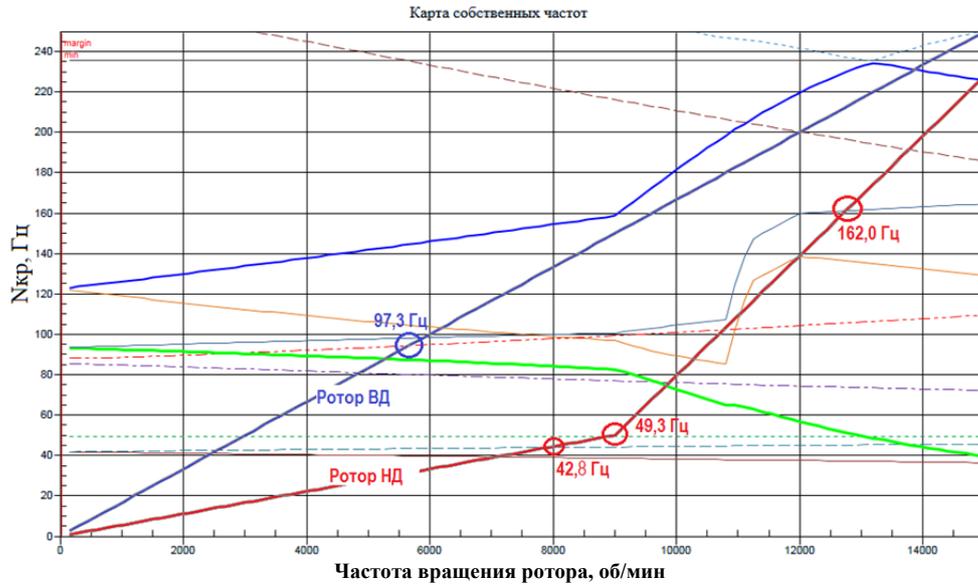


Рис. 7. Карта собственных частот для модели с квазилинейной упруго-демпферной опорой

Как видно из табл. 2 и карты собственных частот, введение в исходную расчётную модель квазилинейных характеристик для передней опоры КНД существенно не изменило значения критических частот вращения роторов, кроме $N_{4кр}$, обусловленную жёсткостью передней опоры КНД и массой ротора. При этом из рис. 7 видно, что значение частоты собственных колебаний, которая отвечает за $N_{4кр}$, «следит» за изменением частоты РНД в диапазоне 110...170 Гц, что может вызывать повышенные вибрации (дисбалансный отклик системы) ввиду близости резонанса.

Был выполнен расчёт дисбалансного отклика для модели с квазилинейной опорой от неуравновешенных нагрузок, который наложен на экспериментально полученные АЧХ по передней опоре КНД по аналогии с рис. 3. Полученный результат представлен на рис. 8.

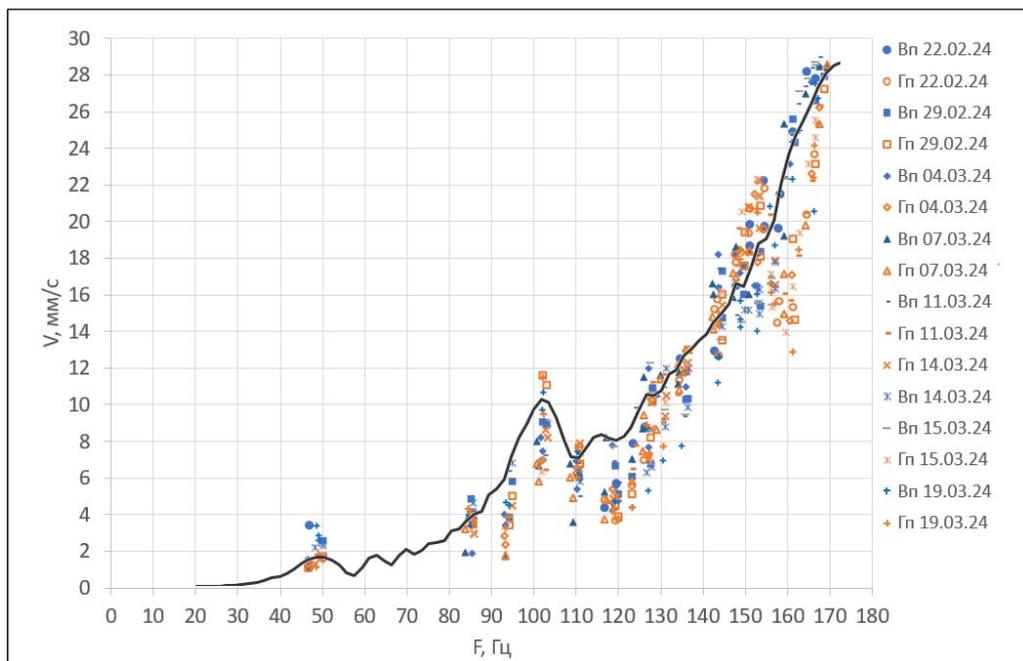


Рис. 8. Дисбалансный отклик в модели DYNAMICS R4 с квазилинейным элементом и экспериментальные точки

На рис. 8 можно увидеть, как в процессе изменения частоты вращения РНД происходит перестроение значения резонанса по $N_{4кр}$, что приводит к росту амплитуды отклика с увеличением частоты. Расчётная кривая достаточно близка к экспериментально полученным виброскоростям во всём рабочем диапазоне частот вращения РНД.

Заключение

На основании исследования динамического поведения системы, содержащей представленную упруго-демпферную опору новой конструкции, можно сформулировать основные принципы реализации методики создания расчётных моделей для конструкций, содержащих опоры с нелинейными жёсткостными и демпфирующими характеристиками, в квазилинейной постановке. Методика основывается на анализе экспериментальных данных, всегда имеющихся в достаточном количестве, получаемых в различного рода испытаниях. Предполагается использовать эту методику при проектировании новых двигателей с аналогичной конфигурацией опорных узлов роторов.

Результаты испытаний в сочетании с результатами моделирования роторной системы в программной системе DYNAMICS R4 дали возможность построить квазилинейную модель опоры и приблизить результаты моделирования к экспериментальным, что позволит в дальнейшем использовать полученную модель роторной системы для последующих расчётов и динамической доводки двигателя.

Библиографический список

1. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. М.: Машиностроение, 1981. 231 с.
2. Натанзон В.Я. Колебания дисков осевых компрессоров и турбин. Критические скорости роторов. М.: Оборонгиз, 1955. 144 с.
3. Хронин Д.В. Теория и расчёт колебаний в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1970. 412 с.
4. Леонтьев М.К. Конструкция и расчёт демпферных опор ГТД: учебное пособие. М.: Изд-во МАИ, 2020. 78 с.
5. Балякин В.Б., Жильников Е.П. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД. Самара: Изд-во СГАУ, 2007. 253 с.
6. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: учебное пособие. Самара: КуАИ, 1991. 95 с.
7. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование влияния характеристик упругих элементов опор роторов на динамику ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3 (34), ч. 1. С. 173-180. DOI: 10.18287/2541-7533-2012-0-3-1(34)-173-180
8. Назаренко Ю.Б., Потапов А.Ю. Устранение критических частот вращения роторов газотурбинных двигателей с помощью регулирования жёсткости опоры // Двигатель. 2014. № 1 (91). С. 14-16.
9. Дилигенский Д.С. Разработка обобщённой методики расчёта гидродинамического демпфера с упругим кольцом с учётом посадок и трения в опорах роторов ГТД. Дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2022. 232 с.
10. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18, № 3. С. 135-146.

11. Зайдуллин Д.А., Макарычев А.С. Вибрационная доводка ВСУ по результатам расчёта критических частот вращения и экспериментальных данных // Сборник докладов научно-технической конференции «Климовские чтения – 2020. Перспективные направления развития двигателестроения» (16 октября 2020 г., Санкт-Петербург). СПб: Скифия-принт, 2020. С. 287-292.

12. Зенкова Л.Ф., Гусенко С.М., Терешко А.Г. Упругодемпферная опора ротора турбомашин: патент РФ № 2623675; опублик. 28.06.2017; бюл. № 19.

13. Вибрации в технике. Справочник. Т. 3 / под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. 544 с.

14. Дилигенский Д.С., Новиков Д.К. Расчёт коэффициента демпфирования упругих колец с рабочей жидкостью // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2015. Т. 14, № 3, ч. 2. С. 327-335. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-327-335

15. Фалалеев С.В. Тенденции исследования гидродинамического демпфирования в опорах роторов ГТД // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2017. № 2. С. 63-68.

CREATING A QUASI-LINEAR MODEL OF AN ELASTIC DAMPER SUPPORT OF THE GAS TURBINE ENGINE ROTOR

© 2025

A. G. Tereshko Chief Strength Testing Specialist, Head of Department;
Lyulka Design Bureau, Moscow, Russian Federation;
tereshko.ag@yandex.ru

M. K. Leontiev Doctor of Science (Engineering), Professor of Department 203
of Construction and Design of Engines;
Moscow Aviation Institute, Moscow, Russian Federation;
lemk@alfatran.com

In the presented work, the calculation of critical rotor speeds and determination of vibration characteristics of an advanced gas turbine engine are considered. The engine under study contains a low-pressure compressor with an elastic damper support of a new design that has non-linear characteristics of stiffness and damping coefficients. The problem of creating a model of elastic damper quasi-linear supports of gas turbine engine rotors is solved by adding a quasi-linear element to the dynamic calculation model created by the DYNAMICS A4 software system. The parameters of the element change their values depending on the rotor speed. The task of verifying the results of experimental data is investigated. The presented technique makes it possible to build a quasi-linear model of the rotor support and ensure the coincidence of calculated and experimental data.

Aircraft gas turbine engine; rotor dynamics; elastic damper support; model verification; DYNAMICS R4 software system

Citation: Tereshko A.G., Leontiev M.K. Creating a quasi-linear model of an elastic damper support of the gas turbine engine rotor. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2025. V. 24, no. 1. P. 153-163. DOI: 10.18287/2541-7533-2025-24-1-153-163

References

1. *Dinamika aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley / pod red. I.A. Birgera, B.F. Shorra* [Dynamics of aviation gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 231 p.

2. Natanzon V.Ya. *Kolebaniya diskov osevykh kompressorov i turbin. Kriticheskie skorosti rotorov* [Vibrations of disks of axial compressors and turbines, critical rotation speeds]. Moscow: Oborongiz Publ., 1955. 144 p.
3. Khronin D.V. *Teoriya i raschet kolebaniy v dvigatelyakh letatel'nykh apparatov* [Theory and calculation of vibrations in aircraft engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1970. 412 p.
4. Leontiev M.K. *Konstruktsiya i raschet dempfernykh opor GTD: uchebnoe posobie* [Design and calculation of damper supports of gas turbine engines. Study guide]. Moscow: Moscow Aviation Institute Publ., 2020. 78 p.
5. Balyakin V.B., Zhil'nikov E.P. *Teoriya i proektirovanie opor rotorov aviatsionnykh GTD* [Theory and design of rotor supports for aviation GTE]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2007. 253 p.
6. Belousov A.I., Novikov D.K., Balyakin V.B. *Gidrodinamicheskie dempfery opor rotorov turbomashin: uchebnoe posobie* [Hydrodynamic damper of supports for turbomachines. Study guide]. Samara: Kuybyshev Aviation Institute Publ., 1991. 95 p.
7. Leontyev M.K., Tereshko A.G. Research of rotor dynamic of GTE with nonlinear stiffness of elastic elements in support parts. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2012. No. 3 (34), part 1. P. 173-180. (In Russ.). DOI: 10.18287/2541-7533-2012-0-3-1(34)-173-180
8. Nazarenko Y.B., Potapov A.Y. Elimination of critical rotation speeds of rotors of gas turbine engines by adjusting the stiffness of the supports. *Dvigatel'*. 2014. No. 1 (91). P. 14-16. (In Russ.)
9. Diligenskiy D.S. *Razrabotka obobshchennoy metodiki rascheta gidrodinamicheskogo dempfera s uprugim kol'tsom s uchetom posadok i treniya v oporakh rotorov GTD. Dis. ... kand. tekhn. nauk* [Development of a generalized method for calculating a hydrodynamic damper with an elastic ring, taking into account fits and friction in the supports of gas turbine engines. Thesis for a Candidate Degree in Science (Engineering)]. Samara, 2022. 232 p.
10. Leontiev M.K., Tereshko A.G. Investigation of elastic rings mounted in rotor bearings of gas-turbine engines. *Aerospace MAI Journal*. 2011. V. 18, no. 3. P. 135-146. (In Russ.)
11. Zaydullin D.A., Makarychev A.S. Vibratsionnaya dovodka VSU po rezul'tatam rascheta kriticheskikh chastot vrashcheniya i eksperimental'nykh dannykh. *Sbornik Dokladov Nauchno-tekhnicheskoy Konferentsii «Klimovskie Chteniya - 2020. Perspektivnye Napravleniya Razvitiya Dvigatelistroeniya» (October, 16, 2020, Saint Petersburg)*. SPb: Skifiya-Print Publ., 2020. P. 287-292. (In Russ.)
12. Zenkova L.F., Gusenko S.M., Tereshko A.G. *Uprugodempfernaya opora rotora turbomashiny* [Resilient damping support of turbomachine rotor]. Patent RF, no. 2623675, 2017. (Publ. 28.06.2017, bull. no. 19)
13. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik. T. 3 / pod red. F.M. Dimentberga, K.S. Kolesnikova* [Vibration in engineering. Reference guide. V. 3]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 544 p.
14. Diligenskiy D.S., Novikov D.K. Calculation of the damping coefficient of flexible rings with working fluid. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2015. V. 14, no. 3, part 2. P. 327-335. (In Russ.). DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-327-335
15. Falaleev S.V. Trends in research of hydrodynamic damping in rotor supports of gas turbine engines. *Russian Aeronautics*. 2017. V. 60, Iss. 2. P. 229-235. DOI: 10.3103/S1068799817020118