

Исследование динамики системы ротор — корпус авиационного газотурбинного двигателя при обрыве лопатки вентилятора

© Б.С. Блинник¹, В.Ю. Мясников^{1,2}, И.И. Иванов^{1,2}

¹ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, 111116, Россия

²МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Вероятность разрушения лопатки вентилятора авиационного газотурбинного двигателя крайне мала, но не равна нулю. Последствия разрушения рабочей лопатки могут носить катастрофический характер. Отсутствие опасных последствий при разрушении лопатки должно подтверждаться дорогостоящими испытаниями. Это обуславливает актуальность разработки конструктивных мероприятий, направленных на то, чтобы снизить нагрузки на элементы силовой схемы двигателя при обрыве лопатки вентилятора на основе соответствующих расчетных методик. В рамках настоящей работы предложен подход к решению задачи определения динамических сил в системе ротор — корпус при мгновенном возникновении дисбаланса, вызванного обрывом лопатки вентилятора. Задача решена в нелинейной нестационарной постановке, учтены контактное взаимодействие и податливость венца лопаток вентилятора, а также изменение частоты вращения ротора. Проанализировано влияние некоторых параметров конструктивных элементов двигателя на значения сил, передающихся от ротора системе корпусов.

Ключевые слова: роторная динамика, дисбаланс, обрыв лопатки вентилятора, прохождение критической частоты вращения, контактное взаимодействие, податливость лопаток, динамические нагрузки

Введение. Рабочие лопатки вентилятора (РЛВ) авиационного газотурбинного двигателя (АГТД) подвержены значительным центробежным и вибрационным нагрузкам. Кроме того, при эксплуатации вследствие попадания посторонних предметов РЛВ могут повреждаться. Вероятность разрушения лопатки вентилятора крайне мала, но не равна нулю. Последствия обрыва лопатки вентилятора (ОЛВ) могут приводить к значительным повреждениям двигателя и летательного аппарата [1].

Как российскими, так и зарубежными нормативными документами [2–4] разработчику двигателя предписано подтвердить отсутствие опасных последствий ОЛВ посредством проведения дорогостоящих испытаний. В связи с этим актуальной становится задача разработки достаточно точных расчетных методик и конструктивных мероприятий, направленных на то, чтобы снизить нагрузки на элементы силовой схемы двигателя при ОЛВ. Увеличение таких нагрузок обусловлено следующими факторами:

- взаимодействием фрагментов оборвавшейся лопатки с корпусом вентилятора и идущими следом лопатками;

- практически мгновенным возникновением в роторе низкого давления значительного дисбаланса;
- прогибом консольной части вала и ударом колеса вентилятора с оставшимися лопатками о корпус;
- прохождением разбалансированным ротором низкого давления критической скорости при замедлении частоты вращения вследствие отключения подачи топлива и интенсивного контактного взаимодействия лопаток с корпусом.

Зачастую силы, связанные с ударом оборвавшейся лопатки о корпус, определяют отдельно. Наибольший интерес в таких задачах представляет выявление способности корпуса удерживать фрагменты оборвавшейся лопатки. При этом расчетные модели, как правило, включают диск с сектором лопаток и корпус вентилятора [5]. В настоящей работе вопросы пробивания корпуса не рассматриваются.

Попытка учета нагрузок, связанных как с ударом лопатки о корпус, так и с мгновенным возникновением дисбаланса в роторе низкого давления, предпринята в работе [6]. Задачу определения сил решали на основе интегрирования уравнений движения с использованием явной схемы, расчетная модель включала ротор низкого давления на трех упругих опорах, корпус и венец лопаток вентилятора.

В ряде работ [7, 8] предложены подходы к построению модели силовой схемы двигателя с использованием балочных и оболочечных элементов, а также суперэлементов. Включение всех элементов силовой схемы позволяет наиболее точно отразить инерционные и жесткостные характеристики системы, однако приводит к большому числу степеней свободы. Наряду с использованием явной схемы интегрирования уравнений движения это накладывает ограничения на временной интервал моделирования и затрудняет определение сил, связанных с прохождением критических частот вращения.

Основные особенности поведения ротора при мгновенном возникновении дисбаланса и прохождении критической частоты вращения, выявленные на основе упрощенных аналитических моделей, отражены в ряде монографий и справочников [9–11].

В статьях [12, 13] предложены подходы к моделированию отклика ротора на мгновенно возникший на до- и закритическом режимах дисбаланс с учетом контактного взаимодействия и изменения частоты вращения. Проведена оценка влияния некоторых параметров системы на характер движения и значения возникающих сил.

Несмотря на большое число работ по рассматриваемой тематике, некоторые вопросы, в частности о влиянии параметров конструкции на значения возникающих сил, освещены неполно.

Цель настоящей работы — исследование отклика системы ротор — корпус на мгновенно возникший дисбаланс с учетом возможного контактного взаимодействия и изменения частоты вращения ротора.

Рассмотрена возможность создания модели ротора, имеющей относительно небольшое число степеней свободы и в то же время довольно точно описывающей его динамическое поведение. Проведен анализ влияния параметров системы на значения возникающих сил.

Построение математической модели. В рамках данной работы расчетная модель включает вал ротора низкого давления типичной для современных АГТД конструкции, диск с венцом лопаток и корпус вентилятора (рис. 1).

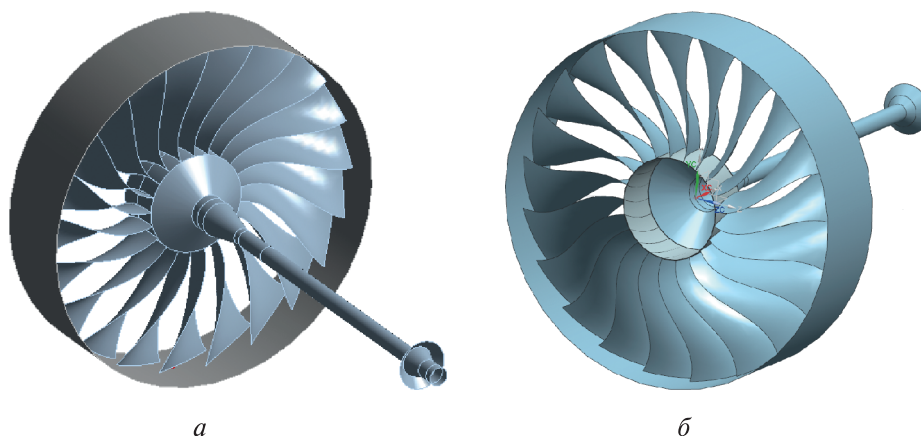


Рис. 1. Твёрдотельная модель (а, б) исследуемой системы

Задача определения отклика представленной системы на мгновенно возникающий дисбаланс решена в нелинейной нестационарной постановке на основе интегрирования уравнений движения во временной области:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [D]\{\dot{q}\} + [G]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{f\},$$

где $[M]$ — матрица масс; $\{q\}$ — вектор узловых степеней свободы; $[D]$, $[G]$ — диссипативная и гироскопическая матрицы; $[K]$ — матрица жесткости; $\{f\}$ — вектор узловых сил.

Уравнения движения интегрировали с использованием неявной схемы по методу Ньюмарка. Интервал интегрирования составлял 6 с, шаг интегрирования $\Delta t = 10^{-4}$ с в процессе интегрирования не изменяли. Для решения уравнений использован программный комплекс MSC Nastran.

В расчетах полагали, что в момент времени $t = 0$ в узле вентилятора ротора, вращающегося с максимальной частотой $\omega = 3800$ об/мин, приложена сила инерции удаленной массы. Величина дисбаланса соответствует разрушению одной рабочей лопатки вентилятора в корневом сечении и характеризуется следующими параметрами: массой $m = 6$ кг

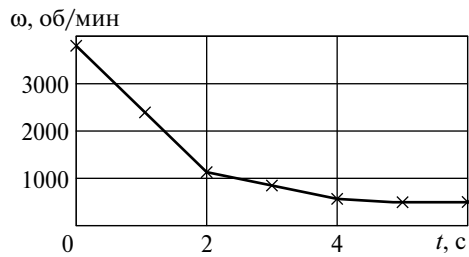


Рис. 2. Кривая выбега ротора

и эксцентриситетом $e = 621$ мм. Частота вращения ротора начинает уменьшаться по заранее заданному закону и за 5 с достигает постоянного значения (рис. 2).

Демпфирование вводили в соответствии с моделью Рэлея, диссипативную матрицу считали пропорциональной матрице жесткости. Принимали, что демпфирование составляет 20 % от критического демпфирования при максимальной рабочей частоте вращения ротора.

Демпфирование составляет 20 % от критического демпфирования при максимальной рабочей частоте вращения ротора.

Построение модели ротора. Модель ротора низкого давления построена на основе метода конечных элементов с использованием четырехугольных четырехузловых оболочечных элементов и имеет 111 648 степеней свободы. Для сокращения числа степеней свободы применен метод статической конденсации Гайана. При использовании этого метода инерционные и жесткостные характеристики полной конечно-элементной модели сводятся к ряду узлов конденсации. Степени свободы этих узлов определяются в ходе решения задачи. Степени свободы оставшихся узлов модели можно однозначно найти по степеням свободы узлов конденсации [14]. В качестве узлов конденсации выбраны 15 узлов, лежащих на оси и не принадлежащих непосредственно трехмерной конечно-элементной модели. Эти узлы соединены с узлами трехмерной модели многоточечными связями (MPC) типа RBE3 [15]. Каждый узел конденсации имеет по шесть степеней свободы, таким образом, редуцированная модель ротора содержит 90 степеней свободы. Изображение трехмерной конечно-элементной модели ротора с указанием узлов конденсации и многоточечных связей приведено на рис. 3.

Лопатки вентилятора и конструктивные элементы турбины низкого давления (ТНД) не включены в модель непосредственно. Для их моделирования использованы точечные инерционные элементы. Опоры ротора моделировали двухузловыми упругими элементами (рис. 4).

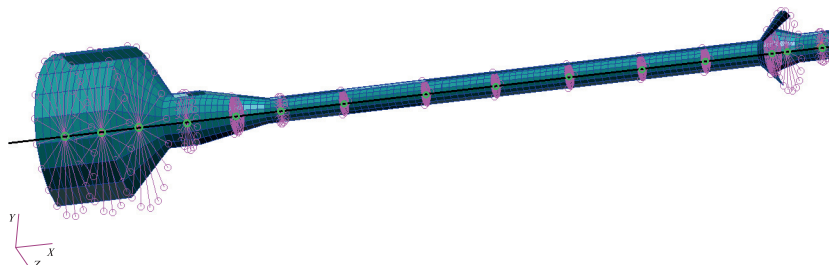


Рис. 3. Трехмерная конечно-элементная модель ротора с указанием узлов конденсации (зеленые кружки) и многоточечных связей (розовые линии)



Рис. 4. Модель ротора с указанием плоскостей расположения инерционных элементов и упругих опор:

1 — элемента, моделирующего лопатки вентилятора; 2 — первой опоры ротора; 3 — второй опоры ротора; 4 — элемента, моделирующего ТНД; 5 — третьей опоры ротора (опоры ТНД)

Значения жесткостей опор в расчетах задавали с учетом податливости корпусов двигателя. Полагали, что демпферы в опорах под действием значительных сил, вызванных дисбалансом, выжимаются. Ниже приведены значения жесткостей опор ротора, нормированные относительно максимального значения:

Опора вентилятора:

первая	0,405
вторая	1,000
Опора ТНД	0,566

Качество модели, полученной с использованием метода статической конденсации Гайана, обусловлено выбором узлов конденсации и подлежит оценке. В таблице сопоставлены значения критических частот вращения в режиме прямой синхронной прецессии, рассчитанные с использованием полной и редуцированной конечно-элементной моделей ротора.

Форма колебаний	Критическая частота вращения, об/мин		Погрешность, %
	Полная модель	Редуцированная модель	
Первая изгибная (вентиляторная)	1514	1567	3,5
Вторая изгибная (турбинная)	4349	4356	0,2

Формы колебаний ротора, соответствующие приведенным в таблице значениям критических частот вращения, показаны на рис. 5.

Погрешность определения критических частот вращения с использованием полной и редуцированной конечно-элементной моделей ротора находится в пределах 4 %. Это свидетельствует о довольно точном отражении редуцированной моделью инерционных и

жесткостных характеристик ротора и указывает на возможность ее применения для описания движения ротора и анализа отклика системы ротор — корпус на мгновенно приложенный дисбаланс.

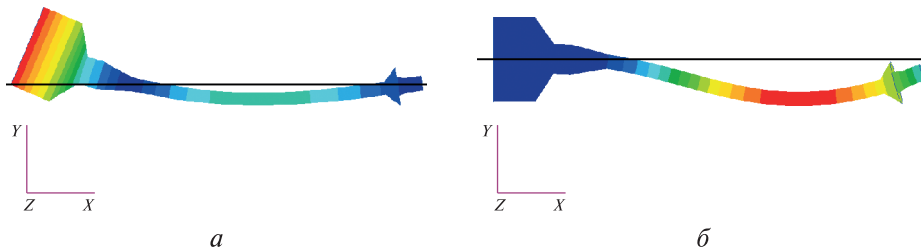


Рис. 5. Формы колебаний ротора на критических частотах вращения:
a — первая изгибная (вентиляторная); *б* — вторая изгибная (турбинная)

Учет контактного взаимодействия ротора с корпусом. Контактное взаимодействие ротора с корпусом учтено посредством стандартного инструмента MSC Nastran — NLRGAP [16]. Этот инструмент позволяет моделировать двухузловое контактное взаимодействие и на каждом шаге интегрирования вычислять радиальную составляющую контактной силы пропорционально относительному радиальному смещению узлов. Контактное взаимодействие реализуется между узлом редуцированной модели ротора, лежащим в плоскости вентилятора, и совпадающим с ним узлом, все степени свободы которого ограничены. Таким образом, корпус считается недеформируемым телом, не имеющим возможности перемещаться как жесткое целое.

Податливость лопаток вентилятора учитывали посредством задания упругой характеристики венца лопаток в качестве зависимости контактной силы от относительного радиального смещения. Упругую характеристику одной лопатки определяли из решения задачи об обжатии лопатки на неподвижный абсолютно жесткий цилиндрический корпус. Эту задачу решали в нелинейной постановке с учетом больших перемещений. В качестве упругой характеристики принята зависимость нормальной составляющей реакции F_n на корпусе вентилятора от относительного радиального смещения. Материал лопатки и корпуса при этом считали линейно упругим (рис. 6).

При вычислении упругой характеристики венца лопаток предполагали, что он представляет собой систему радиально ориентированных пружин, каждая из которых имеет упругую характеристику, соответствующую одной лопатке. При этом учитывали наличие начального зазора между ротором и корпусом, величину зазора принимали равной 25 мм. Упругие характеристика одной лопатки и венца, состоящего из 21 лопатки, показаны на рис. 7.



Рис. 6. Деформированная форма лопатки вентилятора АГТД при обжатии на неподвижный абсолютно жесткий корпус:
a — вид спереди; *б* — вид в изометрии

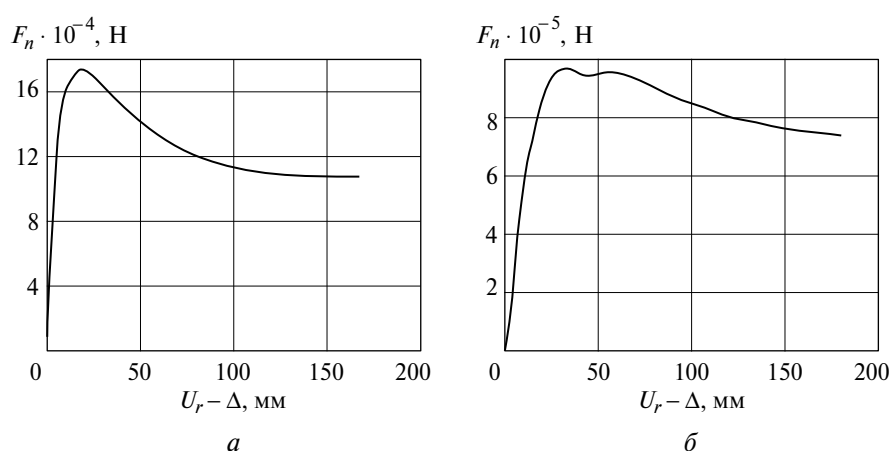


Рис. 7. Упругие характеристики:

a — одной лопатки вентилятора; *б* — венца лопаток; U_r — радиальное перемещение ротора; Δ — исходная величина радиального зазора

Полученная в результате решения контактной задачи упругая характеристика лопатки имеет экстремум. Это может быть связано с потерей устойчивости и изменением деформированной конфигурации лопатки в процессе обжатия. Изломы на упругой характеристике венца соответствуют увеличению числа контактирующих с корпусом лопаток.

Отклик системы ротор — корпус АГТД на мгновенно возникший дисбаланс, связанный с ОЛВ. Среди сил, возникающих в элементах силовой схемы двигателя при ОЛВ, наибольший интерес представляют силы, действующие по фланцам корпусов и в элементах подвески двигателя. Силы, связанные с дисбалансом ротора, передаются на корпус и элементы подвески главным образом через венец лопаток вентилятора и ближайшую к вентилятору опору ротора низкого давления. Расчетные значения этих сил выбраны в качестве основных репрезентативных результатов. Временные зависимо-

сти сил, передающихся от ротора низкого давления, приведены на рис. 8. Обрыву лопатки соответствует момент времени $t = 0$.

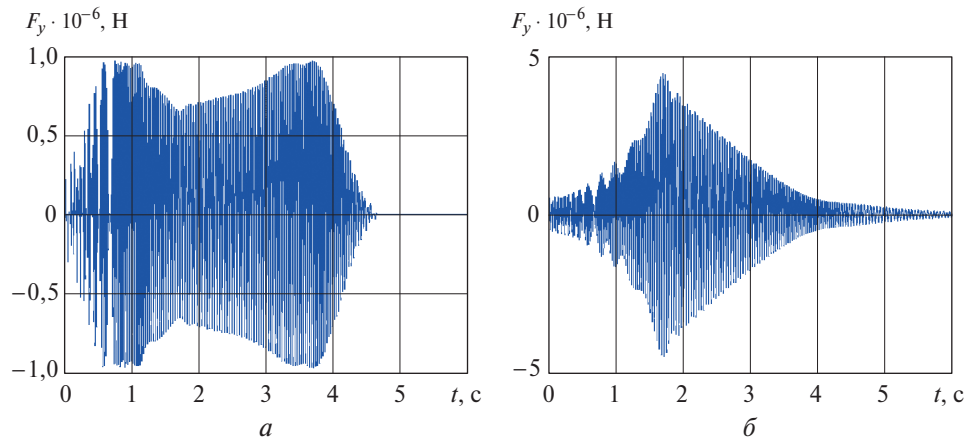


Рис. 8. Вертикальная составляющая F_y сил, передающихся от ротора низкого давления:

a — через венец лопаток; b — через переднюю опору ротора

Как следует из сопоставления данных, приведенных на рис. 2, 8 и в таблице, наибольшие силы в передней опоре возникают при прохождении критической частоты вращения в процессе замедления ротора. Силы при выходе на режим авторотации с постоянной частотой вращения ($\omega = 500$ об/мин) оказываются значительно меньшими. Контактное взаимодействие венца лопаток и корпуса происходит практически на всем протяжении интервала интегрирования и прекращается при частоте вращения $\omega = 528$ об/мин через 4,6 с после обрыва лопатки.

Временная зависимость сил, передающихся на корпус вентилятора, имеет два явно выраженных максимума, что обусловлено видом упругой характеристики венца лопаток и характером изменения перемещений ротора в сечении вентилятора. Значительные перемещения связаны не с изгибом ротора, а с деформациями упругих опор (рис. 9).

Максимальное значение радиальной силы, передающейся через лопатки вентилятора, ограничено в соответствии с упругой характеристикой (см. рис. 7, б) и составляет $9,67 \cdot 10^5$ Н; это значение достигается через 3,7 с после обрыва лопатки при частоте вращения ротора 670 об/мин. Практически аналогичное значение достигается в интервале 0,8...1,1 с при $\omega = 2680...2275$ об/мин. Максимальное значение радиальной силы, передающейся через переднюю опору ротора, равно $4,47 \cdot 10^6$ Н, оно достигается при частоте вращения $\omega = 1525$ об/мин через 1,7 с после обрыва лопатки и в 4–5 раз превышает значение силы,

передающейся на корпус вентилятора. Силы в передней опоре после выхода на постоянную частоту вращения не превышают $2,47 \cdot 10^5$ Н, что в 18 раз меньше максимальных значений.

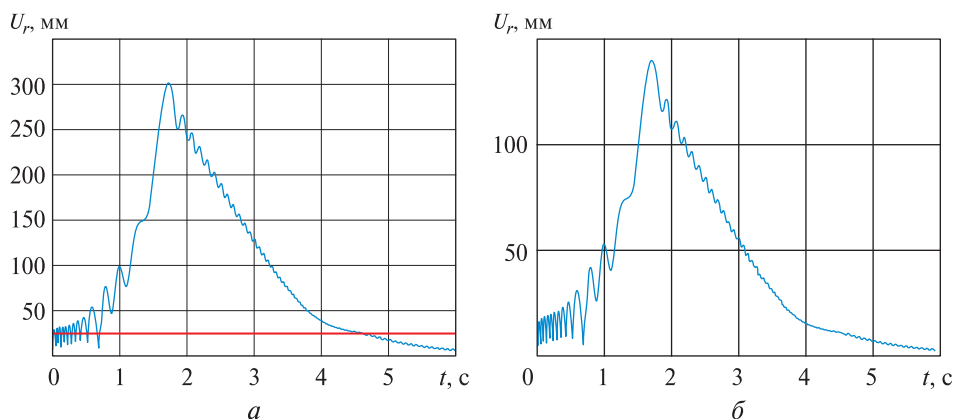


Рис. 9. Радиальные перемещения ротора:

a — в сечении вентилятора (красная линия соответствует величине зазора); *б* — в сечении передней опоры вентилятора

Практически точное совпадение частоты вращения, соответствующей моменту достижения наибольших значений сил в передней опоре, с первой критической скоростью трехопорного ротора в общем случае необязательно. Контактное взаимодействие происходит в течение довольно длительного интервала времени; при этом венец лопаток вентилятора передает часть нагрузки на корпус и выступает в роли дополнительной нелинейной упругой опоры ротора, что изменяет положение критической частоты вращения (будет показано ниже).

Влияние параметров системы на значения сил, передающихся от ротора. Для оценки влияния некоторых параметров системы на значения передающихся от ротора сил были проведены расчеты по определению отклика системы ротор — корпус на мгновенно возникающий дисбаланс при различных сочетаниях параметров. Для каждого набора параметров выполняли интегрирование уравнений движения в нелинейной нестационарной постановке с учетом контактного взаимодействия.

Характер временных зависимостей сил и перемещений для каждого расчетного случая оставался аналогичным характеру зависимостей, представленных на рис. 8, 9. В дальнейшем изложении временные зависимости приводиться не будут, ограничимся лишь зависимостями максимальных значений сил от значения варьируемого параметра. Если не указано обратное, каждый из параметров варьировали независимо от других.

Влияние жесткости передней опоры ротора на значения сил, передающихся от ротора. Жесткость передней опоры изменяли в диапазоне от 0,4 до 1,6 от исходно заданного значения. Зависимости максимальных значений сил от жесткости передней опоры представлены на рис. 10.

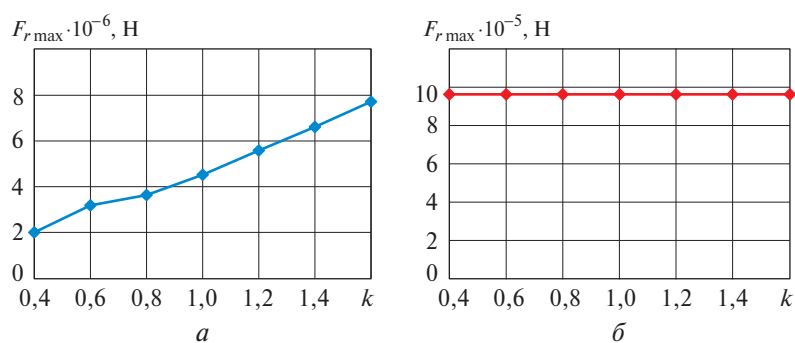


Рис. 10. Зависимости максимальных радиальных сил F_r от жесткости передней опоры:
 а — в первой опоре ротора; б — передающихся на корпус (k — коэффициент изменения жесткости)

Ниже приведены значения частоты вращения ротора ω , соответствующие моментам достижения наибольших сил в передней опоре, при различной жесткости:

k	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
ω , об/мин	1144	1246	1398	1525	1581	1670	1745

Уменьшение жесткости передней опоры приводит, с одной стороны, к снижению первой критической частоты вращения трехопорного ротора, с другой — к изменению перемещений в сечении вентилятора и, как следствие, к изменению жесткости дополнительной опоры, образующейся при контакте венца РЛВ с корпусом. В соответствии с приведенными данными критическая частота четырехопорного ротора также уменьшается, что приводит к уменьшению сил в передней опоре вентилятора при ее прохождении.

Перемещения в сечении вентилятора при подходе к критической частоте вращения остаются довольно большими, что обуславливает отсутствие изменений максимальных сил, передающихся на корпус, так как их максимальное значение ограничено в соответствии с упругой характеристикой венца лопаток (см. рис. 7, б).

Суммарное значение сил, передающихся от ротора, при снижении жесткости передней опоры вентилятора уменьшается. На этом эффекте основан принцип действия специальных устройств («слабого звена»), предназначенных для снижения нагрузок на элементы силовой схемы двигателя при ОЛВ.

Влияние упругой характеристики лопаток вентилятора на значения сил, передающихся от ротора. Для оценки влияния упругой характеристики лопаток на значения передающихся от ротора сил было выполнено варьирование упругой характеристики венца лопаток. В каждом случае упругую характеристику соответствующим образом изменяли, умножая на коэффициент подобия p (рис. 11). Увеличение p соответствует увеличению жесткости венца РЛВ.

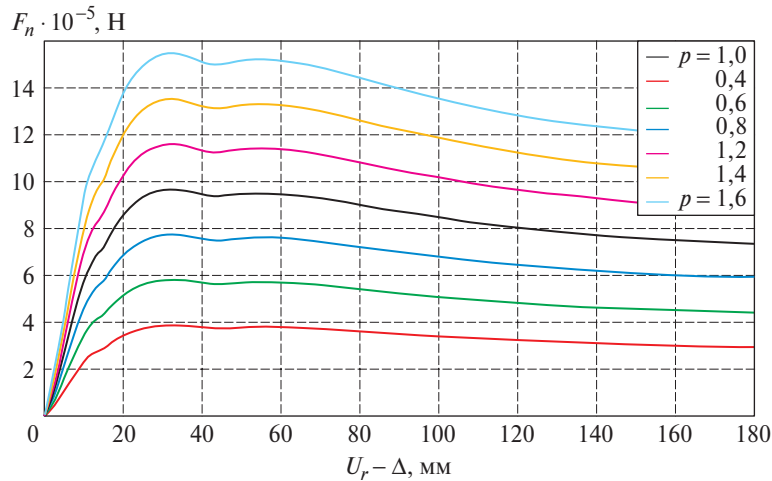


Рис. 11. Упругая характеристика венца лопаток вентилятора при различных значениях коэффициента подобия p

Зависимости максимальных значений сил для различных упругих характеристик лопаток приведены на рис. 12.

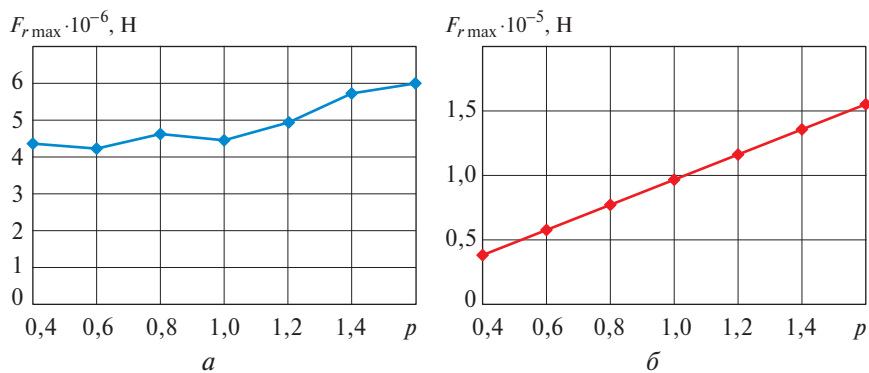


Рис. 12. Зависимости максимальных радиальных сил от жесткости венца лопаток вентилятора:
 a — в первой опоре ротора; b — передающихся на корпус

Увеличение жесткости венца РЛВ приводит к возрастанию сил, передающихся через лопатки на корпус вентилятора. Сравнение рис. 12, б и 11 указывает на то, что в каждом расчетном случае на

корпус передается максимально возможная нагрузка, определяемая упругой характеристикой.

Зависимость сил в передней опоре от жесткости венца лопаток оказывается немонотонной. Это может быть обусловлено следующими факторами. С одной стороны, увеличение жесткости венца лопаток приводит к повышению критической частоты вращения, что вызывает увеличение сил в передней опоре. С другой стороны, все бо́льшая доля сил, связанных с дисбалансом, передается на корпус, что приводит, наоборот, к уменьшению сил в ближайшей опоре. Алгебраическая сумма максимальных значений радиальных сил, передающихся от ротора через переднюю опору и корпус вентилятора, с увеличением жесткости венца лопаток неизменно увеличивается. Это дает основания полагать, что увеличение жесткости лопаток в целом приводит к увеличению уровня нагруженности системы корпусов и элементов подвески.

Влияние величины зазора между ротором и корпусом на значения сил, передающихся от ротора. Радиальный зазор изменяли в диапазоне 10...40 мм включительно. При этом для каждого значения пересчитывали упругую характеристику венца лопаток (рис. 13).

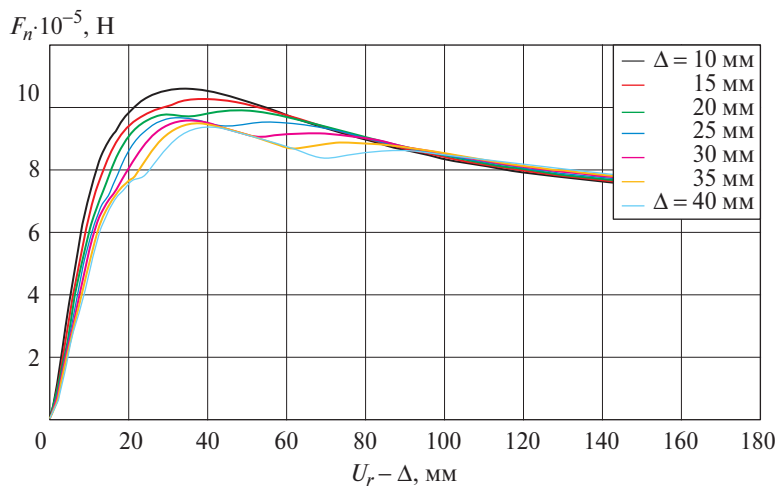


Рис. 13. Упругая характеристика венца лопаток вентилятора при различных значениях радиального зазора

Приведенные на рис. 13 кривые свидетельствуют о том, что при увеличении зазора максимально возможное значение силы, передающейся через венец лопаток, уменьшается.

Зависимость максимальных радиальных сил от величины зазора представлена на рис. 14.

Результаты расчетов показывают, что для всех рассмотренных значений радиального зазора перемещения ротора в сечении венти-

лятора достаточно велики и через венец лопаток передаются максимально возможные силы. С увеличением зазора максимальная радиальная сила, передающаяся на корпус, уменьшается, что коррелирует с данными, представленными на рис. 13.

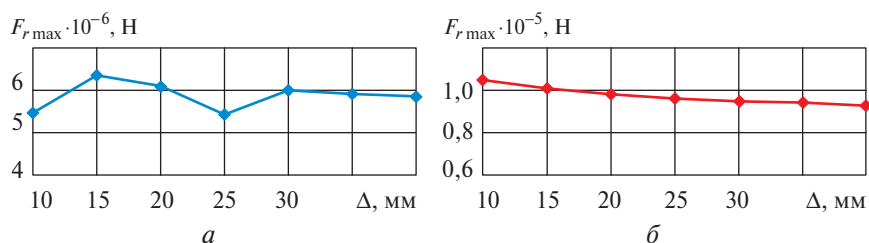


Рис. 14. Зависимости максимальных радиальных сил от величины зазора: *a* — в первой опоре ротора; *б* — передающихся на корпус

В ходе исследования не выявлено однозначной зависимости между максимальным радиальной силой в первой опоре вентилятора и величиной зазора между ротором и корпусом, по крайней мере для случаев, когда перемещения ротора в месте учета контакта достаточно велики и зазор при прохождении критической частоты перекрывается. Это может быть обусловлено сложным характером зависимости упругой характеристики венца лопаток вентилятора от величины зазора.

Заключение. В работе предложен подход к определению отклика системы ротор — корпус АГТД на мгновенно возникающий в узле вентилятора дисбаланс, обусловленный ОЛВ. Задача решена на основе интегрирования уравнений движения в нелинейной нестационарной постановке с учетом контактного взаимодействия РЛВ с корпусом. Податливость лопаток вентилятора учитывали посредством задания упругой характеристики венца лопаток в качестве зависимости контактной силы от относительного радиального смещения ротора и корпуса. Упругую характеристику определяли из решения отдельной задачи. Корпус полагали недеформируемым, не имеющим возможности перемещаться как жесткое целое. Модель ротора строили с применением метода статической конденсации Гайана.

По результатам моделирования выявлено следующее.

- наибольшие силы в передней опоре достигаются в момент прохождения критической частоты вращения в процессе замедления частоты вращения ротора. После выхода на постоянную частоту вращения силы оказываются существенно меньшими;
- максимальные силы, передающиеся на корпус через венец лопаток, определяются упругой характеристикой лопаток вентилятора и оказываются многократно меньше максимальных сил, передающихся через переднюю опору;

- контактное взаимодействие ротора с корпусом происходит практически на всем протяжении интервала интегрирования; силы, передающиеся на корпус, могут оставаться значительными вплоть до выхода на режим авторотации;

- выявлено увеличение сил, передающихся от ротора системе корпусов, при повышении жесткости лопаток вентилятора или жесткости передней опоры.

Полученные результаты имеют практическую ценность и могут быть использованы при проектировании АГТД. В дальнейших исследованиях авторы планируют направить усилия на устранение принятых в работе допущений, таких как учет только радиальной составляющей контактной силы, пренебрежение податливостью корпуса и его возможностью перемещаться как жесткое целое, отсутствие изменения частоты вращения ротора при изменении параметров системы.

Авторы выражают благодарность д-ру техн. наук Ю.А. Ножницкому и д-ру техн. наук, профессору А.Е. Белкину за помощь и содействие в проведении исследования.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Examination of a failed Rolls-Royce RB211-524 turbofan engine. Boeing Commercial Aircraft Group, 747-436, G-BNLD. Technical Analysis Rep, 2002, no. 20/02. URL: https://www.atsb.gov.au/media/36179/tr200200646_001.pdf (дата обращения 24.04.2018).*
- [2] *Авиационные правила. Часть 33. Нормы летной годности двигателей воздушных судов.* Москва, Авиаздат, 2012, 46 с.
- [3] *Regulations F.A.A. Part 33. Airworthiness Standards. Aircraft Engines.* Washington, DC, Federal Aviation Administration, 1992, vol. 3.
- [4] *Certification Specification and Acceptable Means of Compliance for Engines (CS-E). Amendment 4. European Aviation Safety Agency.* URL: <https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/CS-E%20Amendment%204.pdf> (дата обращения 24.04.2018).
- [5] Shmotin Y., Gabov D., Ryabov A., Kukanov S., Rechkin V. Numerical analysis of aircraft engine fan blade-out. *42nd AIAA / ASME / SAE / ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 2006, p. 4620.
- [6] Carney K.S., Lawrence C., Carney D.V. Aircraft engine blade-out dynamics. *Seventh international LS-DYNA users conference.* Livermore, CA, USA, Livermore Software Technology Corporation, 2002, pp. 14–17.
- [7] Husband J.B. *Developing an efficient FEM structural simulation of a fan blade off test in a turbofan jet engine.* PhD thesis, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan, Canada, 2007.
- [8] Sinha S.K., Dorbala S. Dynamic loads in the fan containment structure of a turbofan engine. *Journal of Aerospace Engineering*, 2009, vol. 22 (3), pp. 260–269.
- [9] Muszynska A. *Rotordynamics.* Boca Raton, Fl., CRC press, 2005, 1128 p.
- [10] Челомей В.Н., ред. *Вибрации в технике.* В 6 т. Т. 3. Москва, Машиностроение, 1981, 544 с.
- [11] Диментберг Ф.М. *Изгибные колебания вращающихся валов.* Москва, Изд-во АН СССР, 1959, 248 с.

- [12] Wang C., Zhang D., Ma Y., Liang Z., Hong J. Theoretical and experimental investigation on the sudden unbalance and rub-impact in rotor system caused by blade off. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, vol. 76, pp. 111–135.
- [13] Иванов И.И. К выбору параметров устройства для снижения нагрузки на элементы силовых корпусов турбореактивного двухконтурного двигателя после обрыва лопатки вентилятора. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 10 (631), с. 3–11.
- [14] Bathe K.J. *Finite element procedures*. New Jersey, Prentice Hall, 2006, 1024 p.
- [15] *User reference manual for the MYSTRAN general purpose finite element structural analysis computer program. App. E. Derivation of the RBE3 element constraint equations*. 2011, pp. 265–275. URL: <http://www.mystran.com/Executable/MYSTRAN-Users-Manual.pdf> (дата обращения 24.04.2018).
- [16] *MSC Nastran. Quick reference guide*. MSC Software, 2013, 3626 p.

Статья поступила в редакцию 24.04.2018

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Блинник Б.С., Мясников В.Ю., Иванов И.И. Исследование динамики системы ротор — корпус авиационного газотурбинного двигателя при обрыве лопатки вентилятора. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2018, вып. 8.

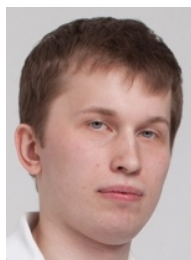
<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2018-8-1797>



Блинник Борис Соломонович — канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник отделения прочности ЦИАМ им. П.И. Баранова. Область научных интересов: динамика и прочность турбомашин. e-mail: bbs@ciam.ru



Мясников Владислав Юрьевич — инженер 2-й категории отделения прочности ЦИАМ им. П.И. Баранова, ассистент кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: методы расчета динамики и прочности, роторная динамика, динамика силовых схем газотурбинных двигателей, метод конечных элементов. e-mail: vumyasnikov@ciam.ru



Иванов Илья Игоревич — старший преподаватель кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана, инженер 1-й категории отделения прочности ЦИАМ им. П.И. Баранова. Область научных интересов: математическое моделирование сложных динамических систем, вибрации силовых схем газотурбинных двигателей, вибрации при обработке резанием, управление вибрациями при обработке резанием. e-mail: ivanovilig@gmail.com

Investigating dynamics in the system consisting of a rotor and a casing of an aviation gas-turbine engine in the case of a fan blade-out

© B.S. Blinnik¹, V.Yu. Myasnikov^{1,2}, I.I. Ivanov^{1,2}

¹P.I. Baranov Central Institute of Aviation Motor Development, Moscow, 111116, Russia

²Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

While the probability of a fan blade-out in a gas-turbine aviation engine is extremely low, it is not zero. A blade-out may lead to a catastrophe. Expensive testing is required to prove that there will be no dangerous consequences if the blade fails. This means that it is important to use suitable computational techniques to develop design steps to decrease the loads affecting force diagram nodes in the engine in the case of a blade-out. The paper presents an approach to solving the dynamic force problem in the system consisting of a rotor and a casing when a fan blade-out causes instantaneous unbalance. We state and solve this non-linear, non-steady-state problem, accounting for blade contact and compliance in the fan blade row, as well as for variations in the rotor angular frequency. We analyse the effect that certain engine component parameters have on the forces transmitted from the rotor to the casing system.

Keywords: rotor dynamics, unbalance, blade-out, exceeding critical angular frequency, contact problems, blade compliance, dynamic loads

REFERENCES

- [1] Examination of a failed Rolls-Royce RB211-524 turbofan engine. Boeing Commercial Aircraft Group, 747–436, G-BNLD. Technical Analysis Rep, 2002, no. 20/02. Available at: https://www.atsb.gov.au/media/36179/tr200200646_001.pdf (accessed April 24, 2018).
- [2] *Aviatsionnye pravila* [Aviation regulations]. Part 33. Normy letnoy godnosti dvigateley vozdukhnykh sudov [Airworthiness standards for aircraft engines]. Moscow, Aviaizdat JSC Publ., 2012, 46 p.
- [3] *Regulations F.A.A. Part 33. Airworthiness Standards. Aircraft Engines*. Washington, DC, Federal Aviation Administration, 1992, vol. 3.
- [4] *Certification Specification and Acceptable Means of Compliance for Engines (CS-E). Amendment 4. European Aviation Safety Agency*. Available at: <https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/CS-E%20Amendment%204.pdf> (accessed April 24, 2018).
- [5] Shmotin Y., Gabov D., Ryabov A., Kukanov S., Rechkin V. Numerical analysis of aircraft engine fan blade-out. *42nd AIAA / ASME / SAE / ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 2006, p. 4620.
- [6] Carney K.S., Lawrence C., Carney D.V. Aircraft engine blade-out dynamics. *Seventh International LS-DYNA Users Conference*. Livermore, CA, USA, Livermore Software Technology Corporation, 2002, pp. 14–17.
- [7] Husband J.B. *Developing an efficient FEM structural simulation of a fan blade off test in a turbofan jet engine*. PhD thesis, University of Saskatchewan, Saskatoon, Saskatchewan, Canada, 2007.
- [8] Sinha S.K., Dorbala S. *Journal of Aerospace Engineering*, 2009, vol. 22 (3), pp. 260–269.
- [9] Muszynska A. *Rotordynamics*. Boca Raton, Fl., CRC press, 2005, 1128 p.

- [10] Chelomey V.N., ed. *Vibratsii v tekhnike* [Vibrations in engineering]. In 6 vols. Vol. 3. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 544 p.
- [11] Dimentberg F.M. *Izhibnye kolebaniya vrashchayushchikhsya valov* [Flexural vibrations in rotating shafts]. Moscow, Academy of Sciences of the USSR Publ., 1959, 248 p.
- [12] Wang C., Zhang D., Ma Y., Liang Z., Hong J. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, vol. 76, pp. 111–135.
- [13] Ivanov I.I. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie — Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2012, no. 10 (631), pp. 3–11.
- [14] Bathe K.J. *Finite element procedures*. New Jersey, Prentice Hall, 2006, 1024 p.
- [15] *User reference manual for the MYSTRAN general purpose finite element structural analysis computer program*. App. E. *Derivation of the RBE3 element constraint equations*. 2011, pp. 265–275.
Available at: <http://www.mystran.com/Executable/MYSTRAN-Users-Manual.pdf> (accessed April 24, 2018).
- [16] *MSC Nastran. Quick reference guide*. MSC Software, 2013, 3626 p.

Blinnik B.S., Cand. Sc. (Eng.), Leading Research Fellow, Department of Strength, P.I. Baranov Central Institute of Aviation Motor Development. Specialises in dynamics and strength of turbomachines. e-mail: bbs@ciam.ru

Myasnikov V.Yu., Engineer of the 2nd rank, Department of Strength, P.I. Baranov Central Institute of Aviation Motor Development; Assistant Lecturer, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University. Specialises in dynamics and strength computation methods, rotor dynamics, force diagram dynamics of gas-turbine engines, finite element method. e-mail: vumyashnikov@ciam.ru

Ivanov I.I., Assist. Professor, Department of Applied Mechanics, Bauman Moscow State Technical University; Engineer of the 1st rank, Department of Strength, P.I. Baranov Central Institute of Aviation Motor Development. Specialises in mathematic simulation of complex dynamic systems, vibrations in force diagrams of gas-turbine engines, vibrations in machining, vibration control for machining. e-mail: ivanovilig@gmail.com