

М.К. ЛЕОНТЬЕВ,

профессор, докт. техн. наук,

А.В. ДАВЫДОВ,

аспирант (г. Москва)

С.А. ДЕГТЯРЕВ,

руководитель направления

Научно-технического центра

по роторной динамике

(ООО "Альфа-Транзит",

г. Химки),

И.Л. ГЛАДКИЙ,

начальник отдела, канд. техн. наук

(ОАО "Авиадвигатель", г. Пермь)

lemk@alfatran.com

davidovarc@alfatran.com

degs@alfatran.com

gladky@avid.ru

К моделированию обрыва лопатки двигателя большой степени двухконтурности

Приводятся результаты моделирования динамических характеристик ТРДД в процессе и после обрыва лопатки вентилятора. Для решения задач была подготовлена нелинейная нестационарная модель двигателя, включающая ротор НД, ротор ВД, корпусы, гондолу с реверсом, подвеску двигателя к пилону, сам пилон, самолетную подвеску пилона к крылу. Модель роторной системы включает также подшипники качения, жесткость которых рассчитана для условий работы двигателя для различных режимов, нелинейные гидродинамические демпферы и упругие втулки ("беличьи колеса").

Роторная динамика, обрыв лопатки, выбег роторов, авторотация, нелинейная модель, нестационарный анализ, Dynamics R4

Отметим некоторые особенности проблемы, рассматриваемой с учетом требований норм летной годности АП-33 России [1], а также требований и рекомендаций, изложенных в меморандуме [2] и циркуляре [3] Федеральной авиационной администрации (FAA) США. Общие требования этих документов устанавливают, что никакие дефекты или неисправности в силовой установке самолета, а также их комбинации не должны нарушить его безопасный полет.

Существуют положения, требующие остановить вращение двигателя в случае опасных дефектов, которые могут привести к неисправностям самого самолета.

Вместе с тем необходимо отметить, что для двигателей с большой степенью двухконтурности остановить вращение роторов в полете практически невозможно, т.е. постоянно существует некоторая авторотация роторов, вызываемая набегающим потоком воздуха. Режим авторотации должен быть достаточно безопасным с точки зрения нагрузок и перемещений валов, чтобы самолет мог совершить безопасный полет до места посадки.

Одним из наиболее опасных дефектов двигателя с большой степенью двухконтурности является обрыв лопатки вентилятора, приводящий к различным структурным разрушениям его узлов и гондолы с критически важными агрегатами на ней. Большие неуравновешенные силы, появившиеся после обрыва лопатки и действующие со стороны ротора вентилятора на корпус двигателя, могут вызвать большие вибрации, передаваемые через подвеску и пилон двигателя на крыло и фюзеляж самолета.

В анализе динамики обрыва лопатки можно выделить три фазы процесса, при которых под действием неуравновешенной силы, возникшей на роторе, могут произойти большие перемещения роторов, деформации корпусных элементов, касания ротора о статор:

- собственно момент обрыва лопатки, когда разрушается часть корпусных элементов конструкции двига-

теля, возникает контакт между лопатками вентилятора и подпорных ступеней с корпусом;

- выбег роторов после выключения подачи топлива в камеру сгорания до режима авторотации;

- режим авторотации.

Особое внимание к этой проблеме стали уделять с появлением двигателей с большой степенью двухконтурности. Для больших коммерческих авиационных двигателей центробежная нагрузка на одной лопатке вентилятора может превысить тягу двигателя в 2-3 раза. Так, для двигателя GE90-115B уровень тяги составляет 450000 – 512000 Н, для двигателей GEnx – 240000 – 334000 Н. Можно оценить последствия обрыва лопатки, используя эти цифры [4].

Нормативные документы требуют проведения обязательного моделирования и анализа динамики обрыва лопатки с использованием некоторого программного обеспечения с последующим уточнением математической модели двигателя (как базового, так и производного) различными способами – расчетными, экспериментальными, эмпирическими.

Важнейшим является эксперимент с обрывом лопатки на специальной установке, включающей ротор вентилятора и корпус, либо на реальном двигателе. Эксперименты с обрывом лопатки, а также численный анализ были проведены на двигателях GE90-115B [4], SaM 146 [5] и др.

Модель двигателя для анализа должна включать все функциональные элементы двигателя – роторы, корпуса, подвеску, гондолу с агрегатами, пилон, демпферы, подшипники качения. Расчет может проводиться как в линейной, так и нелинейной постановке, в той мере, в которой существует понимание нелинейных эффектов. Любое изменение в конструкции базового двигателя должно анализироваться и сопоставляться с результатами моделирования производного двигателя [1, 2, 3].

Имеется совсем немного публикаций, посвященных математическому моделированию обрыва лопатки в

двигателях с большой степенью двухконтурности, хотя практически все ведущие двигателестроительные компании мира разрабатывают модели и алгоритмы, проводят с их помощью численный анализ и экспериментальные испытания с обрывом лопатки.

Модели для исследования в основном создаются с помощью стандартных конечно-элементных программ, таких как LS-DYNA и MSC NASTRAN. Исследования ведутся как на простых моделях, включающих только ротор вентилятора и его статор [6], а так и на более сложных – роторах, корпусах, подвеске, пилоне [7]. Полученные результаты используются для верификации моделей и подготовки экспериментов с обрывом лопаток.

Вместе с тем можно отметить некоторые общие ограничения и допущения в перечисленных работах: исследования проводятся для роторных систем в линейной постановке; переходные процессы ограничены первыми тремя-четырьмя секундами после обрыва лопатки.

В настоящей статье приводятся результаты моделирования динамических характеристик двигателя большой степени двухконтурности в процессе и после обрыва лопатки вентилятора в программном комплексе Dynamics R4 [8].

Программный комплекс позволяет создавать конечно-элементные модели двигателя с учетом практически всех перечисленных требований и проводить анализ как в линейной, так и нелинейной нестационарной постановке на обычных компьютерах без привлечения вычислительных кластеров.

Работа выполнялась с учетом требований норм летной годности АП-33 и Меморандума FAA. При моделировании учитывались нелинейные характеристики опор роторов, изменение жесткости и демпфирования при больших перемещениях в опорах. Модель настраивалась для оценки всех трех фаз процесса: внезапного появления дисбаланса в узле вентилятора на максимально допустимой частоте вращения (нестационарный процесс); снижения частоты вращения роторов от максимально допустимой частоты до частоты вращения авторотации (нестационарный процесс) при существующей неуровновешенности вентилятора и работе на режиме авторотации.

Анализ переходных процессов проводился от момента обрыва лопатки вентилятора до выхода на режим авторотации. В результате расчетов определялись нагрузки на элементы силовой схемы двигателя при обрыве рабочей лопатки вентилятора на максимальной частоте вращения, при выбеге роторов и на режиме авторотации.

Общая теория. Динамическое уравнение движения в матричной форме для роторной системы в самом общем случае имеет вид:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{F_{UN}\} + \{R_{SFD}\} + \{R_{BEAR}\} + \{R_{CLR}\},$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ – матрицы инерции, демпфирования, гироскопов и жесткости, полученные путем дискретизации стержневой конечно-элементной модели двигателя; $\{\ddot{q}(t)\}$, $\{\dot{q}(t)\}$, $\{q(t)\}$ – векторы ускорения, скорости и перемещения; $\{F_{UN}\}$, $\{R_{SFD}\}$, $\{R_{BEAR}\}$, $\{R_{CLR}\}$ – векторы сил от неуровновешенности, реакции от гидродинамических демпферов, от подшипников и в точках контакта роторов и статора.

Уравнение нелинейное, так как реакции подшипников, демпферов и контактов зависят от перемещений и скоростей в динамической системе.

Наиболее общим методом динамического анализа сложных нелинейных нестационарных роторных систем является интегрирование связанных уравнений движения. При этом динамическое поведение системы вычисляется для ряда последовательных интервалов времени, с динамическими характеристиками, определенными в начале рассматриваемого интервала. Новые динамические характеристики определяются с помощью моделей нелинейных элементов. На вход в эти модели подаются перемещения и скорости точек с предыдущего шага интегрирования, через которые нелинейные элементы связаны с остальной динамической системой, на выходе – динамические реакции. Может также меняться и внешнее нагружение системы.

Размерность соответствующих матриц инерции, жесткости, демпфирования в уравнении движения равна числу степеней свободы созданной модели (в нашем случае – около 6000). Процесс прямого интегрирования такой системы уравнений в связи с необходимостью на каждом шаге интегрирования рассчитывать реакции нелинейных элементов достаточно трудоемок и требует значительного машинного времени. Поэтому система уравнений движения записывается в модальной форме и редуцируется с таким расчетом, чтобы ошибка в расчетах была минимальной с учетом приемлемого времени интегрирования [9].

Модель двигателя. Для решения задачи была подготовлена пространственная стержневая модель двигателя, включающая все основные компоненты двигателя – ротор НД, ротор ВД, корпуса, гондолу с реверсом, подвеску двигателя к пилону, сам пилон и самолетную подвеску пилона к крылу (рис. 1).

Модель роторной системы включает также подшипники, жесткость которых зависит от режима работы двигателя, нелинейные гидродинамические демпферы, упругие элементы. В таблице показаны основные компоненты модели (далее – подсистемы).

Все подсистемы соединены между собой упругими связями, моделирующими подшипники, упругие элементы, гидродинамические демпферы, фланцы и т.д.

В случае обрыва лопатки вентилятора двигатель выключается и роторы выходят на авторотацию. График изменения частоты вращения ротора НД при выходе на авторотацию показан на рис. 2.

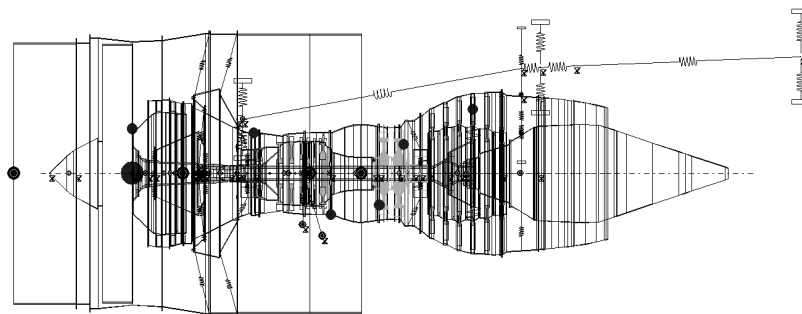


Рис. 1. Конечно-элементная модель исследуемого двигателя

Подсистемы модели	
Корпус двигателя и гондола с реверсивным устройством	
Пилон	
Ротор НД	
Ротор ВД	
Собранная модель двигателя	

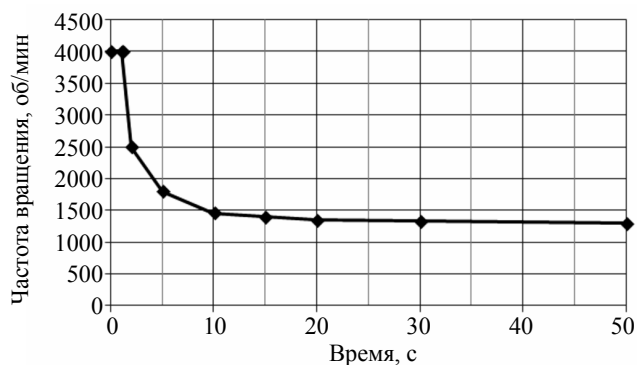


Рис. 2. Изменение частоты вращения ротора НД в процессе выбега

Для моделирования упруго-инерционных характеристик основных компонентов двигателя использовались стержневые конечные элементы, включенные в библиотеку программной системы Dynamics R4, среди них конические балки и оболочки, инерционные элементы, пружины, шарниры и т.д. Упругие коэффициенты для всех элементов рассчитывались с использованием соответствующих алгоритмов программной системы. Для сложных конструктивных элементов упругие характеристики определялись путем создания трехмерных моделей и определения их полных матриц податливости.

Моделирование беличьих колес. Коэффициенты матрицы жесткости упругих элементов “беличьих колес” определялись в конечно-элементной программе. Одно из их назначений – центрировать ротор в зазоре гидродинамического демпфера. Первое условие, которое надо выполнить при проектировании упругого элемента – перемещение вала ротора от силы веса на данной упругой втулке не должно превышать, по крайней мере, половины величины зазора гидродинамического демпфера. При дальнейшей оптимизации динамической системы двигателя за счет упругих элементов уменьшение их жесткости нежелательно. При определении коэффициентов жесткости беличьих колес следует учитывать также и осевую силу, передаваемую через них [10].

Моделирование подшипников качения. Существует два подхода при создании моделей роторных систем с подшипниками качения: первый – включение в модель нелинейных элементов, моделирующих подшипники качения, и анализ модели в нелинейной постановке; второй – предварительная линейризация упругих свойств подшипников качения по режимам и их дальнейшее использование в модели.

В первом случае на текущем шаге интегрирования уравнений движения рассчитываются реакции подшипников, которые определяются статическими силами, действующими на них, и неуравновешенностями роторов. Полученные реакции используются в уравнениях движения на следующем шаге интегрирования.

Во втором случае сложность модели как нелинейной системы уменьшается и процесс интегрирования занимает существенно меньше времени [11].

Модель гидродинамического демпфера. Модель гидродинамических демпферов формировалась на базе известных аналитических решений, полученных для уравнений Рейнольдса [12]. Тип модели демпферов выбирался с учетом особенностей подвода масла к демпферу. Для всех демпферов масло подводится через отверстия без распределительной канавки. Это позволяет применить для всех демпферов модель “длинного” демпфера.

Полный охват масляной пленкой вибратора демпфера 2π выбирается с учетом того, что несущую способность демпфера желательно приблизить к минимальной с максимальным значением демпфирующей части гидродинамической силы. Это позволяет снизить влияние демпферов на радиальную жесткость опорного узла.

Аналитические решения, используемые в нелинейной модели ротора, получены с различными допущениями и работают с практической точностью в диапазоне относительных эксцентриситетов до 0,5 – 0,6. При обрыве лопатки действующие во время переходного процесса нагрузки приводят к увеличению эксцентриситета вплоть до разрыва масляной пленки. С учетом этого можно предположить, что демпфер перестает выполнять свои функции на увеличенных эксцентриситетах и возникает необходимость его исключения из модели опорного узла. В то же время замена жесткостных и демпфирующих характеристик демпферов константами при выбеге роторов после обрыва лопатки недостаточно правомерна.

Настройка модели двигателя. Дисбаланс ротора вентилятора после обрыва лопатки определяется с учетом того, что обрыв одной лопатки сопровождается также разрушением половины второй лопатки.

Модель настраивалась для исследования всех фаз нестационарного процесса после обрыва лопатки:

- внезапное появление дисбаланса в узле вентилятора на рабочей частоте вращения;
- снижение частот вращения роторов до частоты вращения авторотации при существующей неуровненности вентилятора;
- работа двигателя на режиме авторотации.

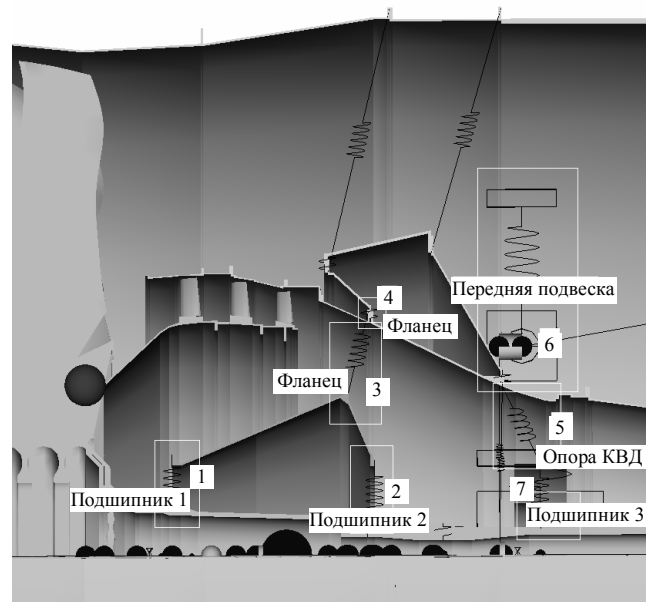
Время интегрирования уравнений движения соответствовало 50с реального времени выбега роторов. Используемый базис частот и форм собственных колебаний был рассчитан в диапазоне до 30 000 об/мин и включал 61 форму изгибных, крутильных и продольных совместных колебаний. Контакт лопаток ротора с корпусом не учитывался.

На рис. 3 выделены и пронумерованы места расположения подшипников и фланцев для вывода результатов анализа. Исследовались нагрузки и деформации в подшипниках опор роторов; определялись нагрузки на фланцевые стыки корпусов вентилятора $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$; определялись нагрузки на элементы системы подвески $F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$.

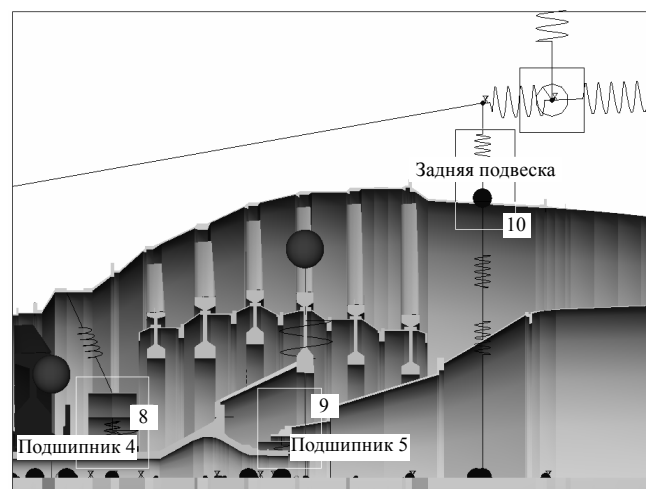
Критические частоты и формы колебаний. На рис. 4 показаны форма колебаний динамической системы двигателя, которая определяет поведение двигателя после обрыва лопатки в процессе выбега роторов и на режиме авторотации. Все прочие формы колебаний практически не влияют на динамику обрыва и выбега.

Можно ожидать, что в системе в процессе выбега и большом дисбалансе вентилятора встретится резонанс на 8-9-й секунде.

Динамика обрыва лопатки. Результаты анализа выводятся в виде амплитудно-временных характеристик (АВХ) для всего переходного процесса, начиная от обрыва лопатки и до режима авторотации. Общее время расчета составило ~ 1 час 30 минут для используемого компьютера. Общий объем созданного файла ~ 530000 Кбайт. Файл включает информацию по всем степеням свободы модели двигателя и по всем возможным параметрам – перемещению, скорости, деформации, силам, реакциям и т.д.



а



б

Рис. 3. Точки вывода результатов:
а – на вентиляторе; б – на турбине

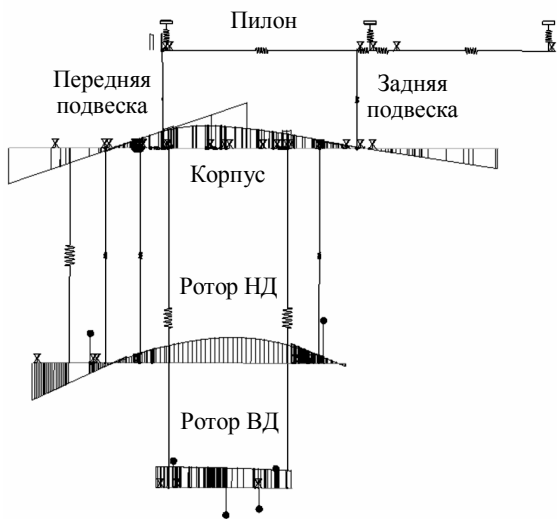


Рис. 4. Форма собственных колебаний 1538 об/мин

На рис. 5 представлены АВХ действующих реакций в подвесках двигателя, начиная с момента обрыва лопатки на 1-й секунде, выключения двигателя на 1,1-й секунде и до 50-й секунды выбега ротора.

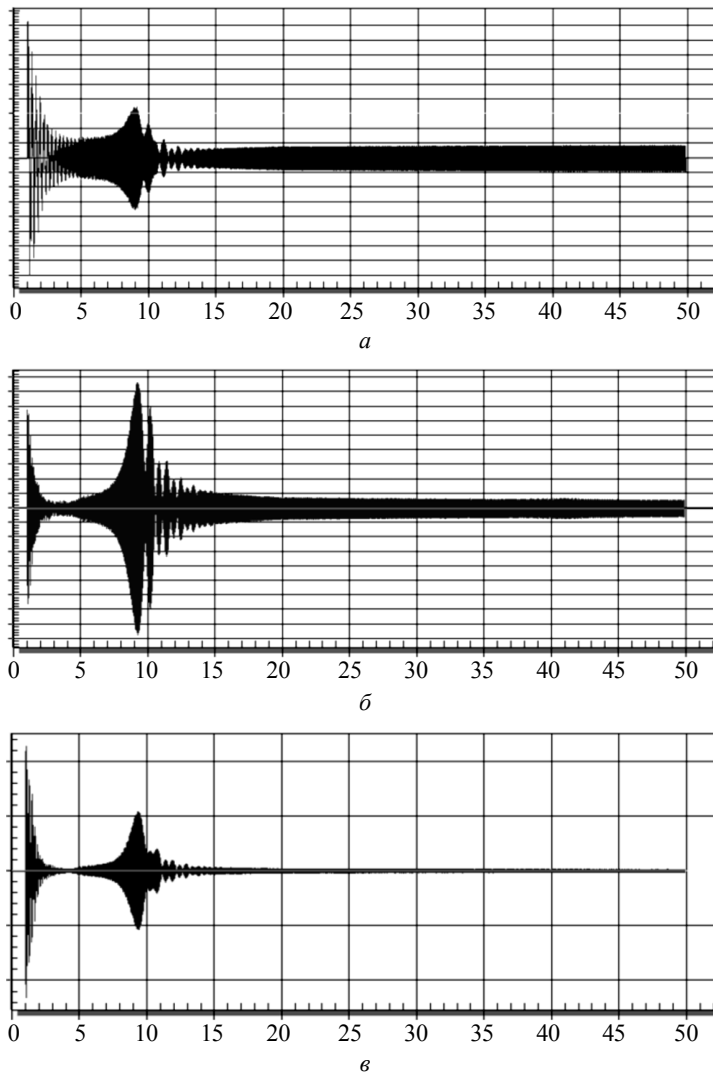


Рис. 5. АВХ реакций в подвесках двигателя:

a – в переднем поясе подвески (направление *Y*); *б* – в заднем поясе подвески (направление *Y*); *в* – в заднем поясе подвески (направление *Z*)

Аналогичные результаты были получены для других точек в конструкции двигателя. Анализ показывает, что значительные нагрузки на элементы конструкции возникают не только в момент обрыва лопатки, но и в процессе выбега роторов на резонансной частоте.

Выводы. Представлена методика исследования динамики обрыва лопатки в двигателях с большой степенью двухконтурности в среде программной системы Dynamics R4. Проведен анализ динамических характеристик модели ТРДД в нестационарной постановке, включающей все основные компоненты структурной схемы двигателя – роторы, корпуса, пилон, подвеску. Впервые задача динамики обрыва лопатки решена для модели, включающей нелинейные элементы конструкции, – подшипники качения и гидродинамические демпферы, что позволило приблизить получаемые результаты к реальным физическим процессам. Разработанная модель обрыва лопатки и полученные результаты могут быть использованы для подготовки к реальному эксперименту по обрыву лопатки и к ее дальнейшей валидации в соответствии с Авиационными правилами обеспечения безопасности полетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авиационные правила. Ч. 33. “Нормы летной годности двигателей воздушных судов” (АП-33).
2. Policy for Propeller Safety Analysis. Memorandum, US Department of Transportation // Federal Aviation Administration. ANE-2002-35.15-R0, October 30, 2003.
3. Advisory Circular. US Department of Transportation // Federal Aviation Administration. 8/2/2000. AC No. 25-24.
4. Use of LS-Dyna Tool for Predicting Fan Blade Out (FBO) Response. General Electric. Users Conference Innovation Through Simulation/August 3–5, 2006. Bangalore.
5. Ryabov A., Rechkin V., Kukanov S., Shmotin Y., Gabov D. Numerical Analysis of Aircraft Engine Fan Blade-Out Dynamics // Proceedings of 42ndAIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference “The impulse to Explore – Igniting a Passion for Space”, Sacramento CA, USA, 2006.
6. Charles Lawrence and Kelly Carney. Simulation of Aircraft Engine Blade-Out Structural Dynamics. NASA/TM-2001-210957, June 2001, 24 pp.
7. Mohammad A. Heidari, David L. Carlson, Ted Yantis. Rotor-dynamics Analysis Process, Post Conference Web Page, Worldwide Aerospace Conference & Technology Showcase, April 8 - 10, 2002 in Toulouse.
8. Леонтьев М.К., Дегтярев С.А., Иванов А.В. Программная система расчета динамики роторов Dynamics R4. Свидетельство об отраслевой разработке №6691 // Государственный информационный центр информационных технологий. 2006.
9. Леонтьев М.К., Иванов А.В. Модальный анализ динамических систем роторов // Изв. вузов. Авиационная техника. 2005. № 3.
10. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование влияния характеристик упругих элементов опор роторов на динамику ГТД // Междунар. науч.-техн. форум: Сб. тр. Самара, 2012.
11. Леонтьев М.К., Снеткова Е.И. Нелинейные модели подшипников качения в роторной динамике // Вестник Московского авиационного института. 2012. № 2.
12. John M. Vance. Rotordynamics of Turbomachinery. Wiley-Interscience Publication / John Wiley & Sons Inc., 1987, 388 p.

Поступила в редакцию
27.03.13

To Simulation of Fan Blade-Out for an Engine with High Bypass Ratio

M.K. LEONT'EV, A.V. DAVYDOV, S.A. DEGTYAREV, AND I.L. GLADKII

The results of simulating the dynamic characteristics of turbofan engines (TFE) during and after fan blade-out are presented. To solve the tasks, we constructed a nonlinear unsteady engine model that includes the low pressure rotor, high pressure rotor, cases, nacelle with reverse, engine hanger to the pylon, pylon itself, and aircraft hanger of the pylon to the wing. The rotor system model also includes the rolling bearings (stiffness of which is calculated for engine operation in different operating regimes), nonlinear hydrodynamic dampers, and elastic bushes (“squirrel cages”).

Rotor dynamics, blade-out, rotor rundown, autorotation, nonlinear model, unsteady analysis, Dynamics R4