

1974. Проектирование и доводка авиационных ГТД/Под ред. Кузнецова Н. Д.

5. Чернышев К. В., Шегай В. В. Собственные колебания твердых цилиндров конечной длины.—Акустический журнал АН СССР, 1977, т. XXIII, вып. 4.

6. Hutchinson J. R. Axisymmetric Vibrations of a Free Finite—Length Rod. J. Acoust. Soc. America, 1972, 51, 1, 233—240.

УДК 519.65

Д. В. Хронин

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В качестве средств борьбы с вибрациями в авиационных газотурбинных двигателях используются упруго-демпферные опоры роторов, демпферные устройства в различных узлах двигателя, конструкционное трение. Производится частотная отстройка системы от резонанса. Вместе с тем можно отметить, что разработанные в настоящее время расчетно-теоретические методы оценки вибраций двигателей и особенно оценки влияния различных конструктивных мероприятий на амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) двигателей весьма трудоемки и их широкое применение возможно лишь с помощью современных ЭВМ.

В этой связи представляет интерес изложенное в настоящей статье освещение некоторых особенностей АЧХ двигателей и методов автоматизации построения, анализа и прогнозирования АЧХ двигателей в процессе их проектирования и доводки.

Вибрационные характеристики газотурбинных двигателей формируются в процессе проектирования двигателей, когда выбирается их конструктивная схема, расположение опор роторов, способ подвески двигателя, геометрические размеры и жесткость основных частей и деталей роторной системы и корпусов двигателя. Поэтому уже на ранней стадии проектирования желательно возможно точнее прогнозировать основные вибрационные свойства колебательной системы двигателя.

Следует отметить, что сложившиеся амплитудно-частотные характеристики вынужденных колебаний двигателей являются весьма стабильными. Введение дополнительной податливости отдельных опор роторов или изменение жесткости от-

дельных деталей конструкции не может существенно изменить амплитудно-частотные характеристики по следующим причинам.

Ввиду большой сложности упруго-инерционной системы двигателя, спектр собственных частот и форм колебаний системы, из которых формируется амплитудно-частотная характеристика двигателя, отличается большим постоянством. Собственные формы колебаний и их частоты зависят от жесткостных и массовых характеристик множества деталей, образующих систему двигателя. Изменение отдельных деталей, в силу их незначительного относительного вклада в общую упруго-инерционную систему двигателя, не может привести к существенному изменению собственных частот и форм колебаний, а следовательно, и к изменению амплитудно-частотной характеристики двигателя в целом.

Сложность упруго-инерционной системы газотурбинного двигателя приводит также к тому, что спектр собственных частот и форм колебаний двигателя является весьма плотным. Исследования спектров собственных частот ряда авиационных газотурбинных двигателей, проведенные с помощью ЭВМ, показали, что в рабочем диапазоне частот вращения роторов двигателей укладывается более десятка собственных частот с интервалом на отдельных участках спектра всего в 50—60 Г, что составляет 5—7% к номинальному значению частоты собственных колебаний.

Отмеченное свойство приводит к тому, что так называемые резонансные пики на амплитудно-частотной характеристике двигателя являются результатом сложения нескольких форм колебаний, находящихся в околорезонансном состоянии. Отстройка от таких резонансных пиков является весьма сложным делом, т. к. формирующие резонансный пик отдельные собственные формы колебаний зависят от изменения конструкции отдельных частей системы двигателя.

Еще одной особенностью амплитудно-частотных характеристик газотурбинных двигателей является их зависимость от способа подвески двигателя на самолете и от жесткости деталей подвески. Эта зависимость возникает из-за легкости конструкций двигателей, тонкостенности и податливости их корпусов. На различных самолетах, а также при изменении условий полета для одного и того же двигателя возможны отклонения в амплитудно-частотных характеристиках по сравнению со стендовыми испытаниями, а это влечет за собой изменение

Уровня виброперегрузок и динамических напряжений в деталях двигателя и подвески.

Следовательно, в процессе создания авиационного двигателя необходимо тщательно проектировать его амплитудно-частотные характеристики, анализировать динамические напряжения, возникающие из-за вибраций в деталях роторов и корпусов, оптимизировать динамические характеристики путем уточнения расположения опор роторов, подбора жесткостей основных деталей конструкции, рационального расположения демпфирующих устройств.

Перечисленные задачи позволяют выполнить моделирование колебательных систем авиационных газотурбинных двигателей с помощью современных ЭВМ.

В настоящее время разработаны и прошли достаточно надежную проверку математические модели и системы автоматизированного прогнозирования амплитудно-частотных характеристик двигателей по данным их эскизного проекта.

Можно назвать две математические модели авиационного газотурбинного двигателя, разработанные в МАИ.

Первая модель разработана для осесимметричной системы двигателя, которая позволяет получить базовый спектр собственных частот и форм колебаний двигателя и построить соответствующую амплитудно-частотную характеристику.

Вторая модель представляет так называемую «анизотропную систему» двигателя, в которой имеет место различие жесткостных и массовых характеристик корпусов и подвески двигателя в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В таких анизотропных системах, вследствие действия при колебаниях гироскопических моментов роторов, формы колебаний в горизонтальной и вертикальной плоскостях являются связанными и образуют общий спектр собственных частот и форм колебаний. Эффективность такого спектра, с точки зрения уровня вибраций, возможно оценить только с помощью амплитудно-частотной характеристики системы двигателя, что и осуществляется в данной математической модели.

Названные математические модели реализованы на языке АЛГОЛ для ЭВМ второго поколения и на языке ФОРТРАН для ЕС ЭВМ-1033. С помощью этих моделей в отдельных организациях уже длительное время ведутся исследования динамических характеристик двигателей на стадиях проектирования, проведения модификаций и испытаний.

В качестве иллюстраций на рис. 1 показаны спектры собственных частот осесимметричной и анизотропной систем од-

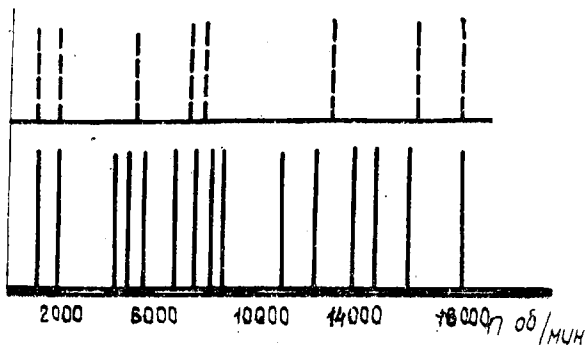


Рис. 1. Расчетные спектры собственных частот осесимметричной (— — —) и анизотропной (_____) систем газотурбинного двигателя

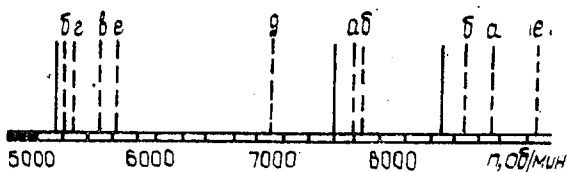


Рис. 2. Влияние изменения жесткости отдельных элементов конструкции на спектр собственных частот колебаний системы ГТД: а, б, в — увеличение жесткости первой, второй и третьей опор ротора на 25%; г, е — увеличение жесткости передней и задней подвесок в 2 раза; д — уменьшение жесткости корпуса в 2 раза

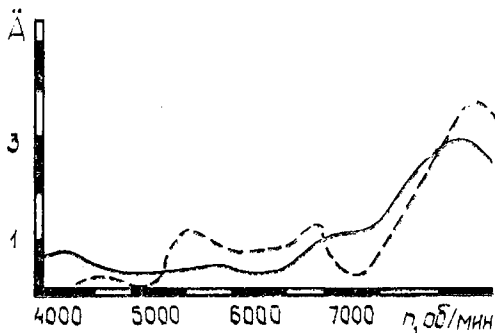


Рис. 3. Сравнение экспериментальной (—) и расчетной (— — —) амплитудно-частотных характеристик ГТД

ного и того же двигателя. Как видно, анизотропия конструкции корпусов двигателя значительно усложняет вибрационную систему и ее характеристики. На рис. 2 показано влияние изменения жесткости отдельных элементов конструкции на спектр собственных частот колебаний системы двигателя. Приведенный пример иллюстрирует сказанное выше о стабильности спектра собственных частот и форм колебаний системы двигателя. На рис. 3 показана экспериментальная и смоделированная амплитудно-частотные характеристики двигателя. Последняя, как видим, достаточно точно отображает экспериментальную характеристику.

Разработанные математические модели и системы прогнозирования не ограничены каким-либо конкретным двигателем. Их широкое применение возможно для любых типов и конструкций двигателей.

Одним из решающих методов борьбы с вибрациями в двигателях является применение демпфирующих устройств. К сожалению, вопрос об оценке демпфирования в сложных системах часто решается весьма примитивно, путем назначения некоторого среднего значения коэффициента демпфирования для всей системы. Нет необходимости говорить о том, что такой подход может дать лишь весьма отдаленное представление о динамических свойствах сложной системы и ее вынужденных колебаниях.

Вместе с тем в зарубежной и отечественной практике имеются методы, которые позволяют построить весьма совершенную математическую модель колебательной системы газотурбинного двигателя с демпфирующими элементами. Например, такая модель может быть построена как дальнейшее развитие математической модели, основанной на методе начальных параметров. Для этой цели в нее вводятся комплексные матрицы составных элементов системы. Пока достаточно двух типов таких матриц: матрицы перехода через демпфирующую упругую опору или связь и матрицы перехода через участок стержня или вала, обладающий распределенными по его длине демпфирующими свойствами. Эти матрицы соответственно имеют следующий вид:

$$m = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ c & 0 & 1 & 0 \\ c(1+i\psi) & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; \quad L = \begin{vmatrix} 1 & l & Cml^2 - \frac{1}{3}Cml^3 \\ 0 & 1 & 2Cml - Cml^2 \\ 0 & 0 & 1 & -l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

$$\text{где } C_m = \frac{1 - i\psi}{2EI(1 + \psi^2)};$$

ψ — коэффициент поглощения энергии, отнесенный к одному радиану. В каждой матрице этот коэффициент может иметь свое значение. Особый интерес представляют случаи, когда этот коэффициент имеет большое значение.

Матрица L соответствует следующему соотношению знаков:

$$\Theta = \frac{dy}{dx}; \quad M = (1 + i\psi) EI \frac{d^2y}{dx^2}; \quad Q = -\frac{dM}{dx}.$$

Вследствие того, что ряд матриц перехода являются комплексными, параметры сечений y , Θ , M , Q будут иметь комплексные выражения.

Методика расчета метода начальных параметров полностью сохраняется, но для удобства программирования целесообразно комплексные матрицы представить как сумму действительной и чисто мнимой матрицы. Например:

$$L = \begin{vmatrix} 1 & l & \alpha l^2 - \frac{1}{3}\alpha l^3 \\ 0 & 1 & 2\alpha l - \alpha l^2 \\ 0 & 0 & 1 - l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} - i \begin{vmatrix} 0 & 0 & \alpha\psi l^2 - \frac{1}{3}\alpha\psi l^3 \\ 0 & 0 & 2\alpha\psi l - \alpha\psi l^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix},$$

$$\text{где } \alpha = \frac{1}{2EI(1 + \psi^2)}.$$

Производя расчет амплитудно-частотной характеристики системы с трением, естественно необходим выбор системы возмущающих сил. В качестве такой системы прежде всего следует рассматривать неуравновешенные силы ротора. Система возмущающих сил может быть задана в зависимости от способа и степени балансировки роторов. Можно, например, рассматривать общую систему неуравновешенных сил или вести анализ амплитудно-частотной характеристики по частям, рассматривая сначала действие неуравновешенности компрессорной части ротора, затем турбинной, или неуравновешенность ротора низкого давления и ротора высокого давления по отдельности. Результаты могут суммироваться, что позволяет производить идентификацию расчетных и экспериментальных амплитудно-частотных характеристик двигателя. Само собой разумеется, если ротора вращаются с различными

ми скоростями, то система неуравновешенных сил каждого ротора будет возбуждать свою частоту и соответствующие ей формы колебаний.

В процессе счета численное значение неуравновешенной силы ($-me\omega^2$) добавляется к значению перерезывающей силы в матрице параметров для сечения за тем элементом, где действует неуравновешенная сила (точечная масса или диск). В результате счета в уравнениях параметров для последнего крайнего сечения системы образуются свободные члены, определяющие значения исходных начальных параметров.

Если неуравновешенные силы заданы в виде пространственной системы, то каждая из сил представляется в виде комплексного числа

$$me\omega^2(\cos\beta + i\sin\beta),$$

где β — угол направления вектора неуравновешенной силы по отношению к некоторой базовой плоскости ротора.

Следует отметить, что все вектора вынужденных колебаний окажутся в результате расчета ориентированными относительно этой же базовой плоскости.

Математическая модель метода начальных параметров использованием комплексных матриц участков позволяет вести обстоятельные исследования многих основных вопросов: о дискретном демпфировании системы газотурбинного двигателя, об эффективности различных демпферов, о местах их расположения и, в конечном счете, о качестве амплитудно-частотной характеристики двигателя в целом.

Прямое построение амплитудно-частотной характеристики ГТД с учетом действия различных сил трения в системе требует двух—трех часов машинного времени на ЭВМ типа ЕС-1033. Поэтому его применение для организации диалогового режима работы пользователя с ЭВМ затруднительно. Можно предложить приближенный метод построения амплитудно-частотных характеристик, разработанный Ивановым А. В. [1, 2]. Основой метода является синтезирование амплитудно-частотной характеристики двигателя с помощью собственных форм колебаний системы. Благодаря быстродействию метода его применение в системе автоматизированного прогнозирования придает наглядность процессу анализа виброхарактеристик и позволяет оперативно вести исследования влияния на них различных факторов. Окончательный контрольный результат может быть получен прямым расчетом рассмотренным выше методом,

Структурная схема системы автоматизированного прогнозирования амплитудно-частотных характеристик представлена на рис. 4.

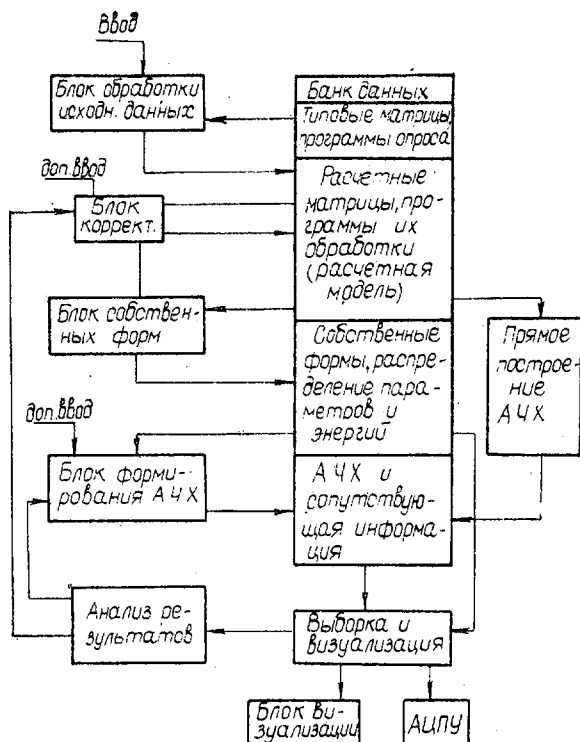


Рис. 4. Структурная схема системы автоматизированного прогнозирования амплитудно-частотных характеристик ГТД

Основой автоматизированной системы является банк данных, сформированный на внешних дисковых накопителях информации. В нем содержатся описания элементов, программы обработки, управления и взаимодействия, промежуточные и окончательные результаты работы системы. Выполнение отдельных задач представлено в виде блоков. Блок — условное понятие, под которым подразумевается комплекс аппаратных средств, общего и специального программного обеспечения, предназначенных для выполнения определенной задачи. Ра-

бота блока начинается с ввода исходных данных и завершается размещением в банке данных получаемой информации. Последняя частично или полностью служит в качестве исходных данных для работы других блоков. Ввод исходной информации в систему производится пользователем через посредство блока обработки исходных данных. Последовательность ввода должна строго соответствовать составу и структуре математической модели метода начальных параметров. Ввод ведется в режиме диалога, т. е. после вызова имени очередного элемента система, на основании имеющегося в банке описания соответствующей матрицы, производит опрос пользователя об исходных данных элемента и формирует числовое наполнение матрицы. Сформированные матрицы образуют определенную очередность на обработку, соответствующую расчетной модели. При этом каждая матрица, имея свою адресацию, может быть подвергнута коррекции через блок коррекции путем изменения для данной матрицы исходных параметров. Состав исходных матриц может быть двух типов — без учета сил трения, для построения собственных форм колебаний системы, и с учетом сил трения для прямого построения амплитудно-частотной характеристики.

В соответствии с установившейся очередностью на обработку матриц и программ производится или прямое построение амплитудно-частотной характеристики или вычисление собственных частот и форм колебаний системы в заданном диапазоне частот. Полученные характеристики по заданию пользователя могут быть вычерчены на графопостроителе. Возможно применение для этой цели графического дисплея.

Блок формирования амплитудно-частотных характеристик на основе банка собственных форм позволяет получить множество вариантов характеристик в зависимости от ввода дополнительного задания. Полученные результаты могут быть подвергнуты визуальному или автоматизированному анализу, на основании которого вносится корректировка в параметры матриц и в распределение сил трения и возмущения. Окончательный вид амплитудно-частотной характеристики, а также распределение всех других параметров системы, полученные с помощью собственных форм, подвергается контролю путем прямого построения характеристики, которое целесообразно вести в автоматическом режиме, т. к. требует продолжительного времени.

Описанная система автоматизированного прогнозирования амплитудно-частотных характеристик газотурбинных двигате-

лей осуществлена пока лишь частично. Тем не менее с ее помощью проведен анализ виброхарактеристик ряда различных авиационных ГТД, который показал большие возможности и эффективность автоматизированной системы прогнозирования амплитудно-частотных и других вибрационных характеристик ГТД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов А. В. Расчет резонансных режимов работы ГТД с использованием ЭВМ. — Труды МАИ, 1972, вып. 245.
2. Генкин Г. И., Иванов А. В., Самохин В. М., Чистотин В. П. Определение вибродиагностических признаков состояния ГТД с помощью математических моделей. — В кн.: Тез. докл. VII науч.-техн. конф. Конструкционная прочность двигателей. — Куйбышев, 1980.

УДК 621.822.5

Д. Е. Чегодаев, В. Н. Самсонов

ДИНАМИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР

Разработка и исследование динамических систем с использованием в качестве рабочего тела газа ведутся в последние годы по пути осуществления наиболее полной целевой реализации жесткостных и демпфирующих свойств опор с внешним наддувом. Это объясняется широкими возможностями, которыми обладают такие опоры и, в частности газостатические опоры (ГСО). Они имеют низкие собственные частоты и регулируемые упруго-демпфирующие характеристики [1], что позволит применять их в виброизолирующих устройствах, в узлах подвески оборудования, для генерации механических колебаний. Простота, технологичность конструкции, малые тепловые деформации, возможность работы на газе любого состава и температуры — все эти качества обеспечивают большие возможности использования газостатических устройств в современной авиационной технике, в двигателях летательных аппаратов. Особенно перспективными оказываются активные газостатические опоры [2], в которых в магистралях подвода и отвода газа устанавливаются дросселирующие элементы,