

Ю.В. КИСЕЛЕВ, Н.И. ЕПИШЕВ

**Диагностирование
газотурбинных двигателей
и их узлов
по термогазодинамическим
и виброакустическим
параметрам**

2007



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

Ю.В. КИСЕЛЁВ, Н.И. ЕПИШЕВ

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ УЗЛОВ
ПО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ
И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМ
ПАРАМЕТРАМ

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением вузов Российской Федерации по
образованию в области эксплуатации авиационной и космической техники
для межвузовского использования в качестве учебного пособия*

САМАРА
Издательство СГАУ
2007

УДК 621.431.75(075)

ББК 39.55

К 44



**Инновационная образовательная программа
"Развитие центра компетенции и подготовка
специалистов мирового уровня в области аэро-
космических и геоинформационных технологий"**

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В. Н. М а т в е е в,
канд. техн. наук, проф. С. А. П р и в а л о в

Киселёв Ю.В.

**К 44 Диагностирование газотурбинных двигателей и их узлов по
термогазодинамическим и виброакустическим параметрам: учеб.
пособие /Ю.В. Киселев, Н.И. Епишев. – Самара: Изд-во Самар. гос.
аэрокосм. ун-та, 2007. – 200с. : ил.**

ISBN 978-5-7883-0532-5

Рассматриваются вопросы контроля и диагностирования ГТД и их узлов по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам. Определены назначение и принципы контроля ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам. Показано влияние различных неисправностей на отмеченные параметры. Даны принципы построения математических моделей для диагностики по этим параметрам. Описаны методы и приведены примеры диагностирования по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности " Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей ".

УДК 621.431.75(075)

ББК 39.55

ISBN 978-5-7883-0532-5

© Киселёв Ю. В., Епишев Н.И., 2007

© Самарский государственный

аэрокосмический университет, 2007

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	7
ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. Общие сведения о методах технической диагностики.....	10
1.1. Основные понятия, термины и определения.....	10
1.2. Место и роль контроля и диагностики в системе эксплуатации авиационной техники.....	15
1.3. Общие сведения о методах диагностики ГТД и их классификация.....	21
1.4. Математические модели и их применение в диагностировании ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам.....	27
2. Диагностика газотурбинных двигателей и их узлов по термогазодинамическим параметрам.....	34
2.1. Неисправности ГТД и их влияние на термогазодинамические параметры двигателя.....	34
2.1.1. Общая характеристика неисправностей ГТД.....	34
2.1.2. Изменение состояния ГТД в процессе длительной эксплуатации.....	35
2.1.3. Неисправности компрессоров.....	36
2.1.4. Неисправности камер сгорания.....	41
2.1.5. Неисправности турбин.....	42
2.1.6. Неисправности САР.....	44
2.2. Контроль состояния ГТД по термогазодинамическим параметрам.....	46
2.2.1. Задачи контроля параметров ГТД.....	46
2.2.2. Контроль состояния ГТД по результатам наземного опробования двигателей.....	48
2.2.3. Контроль систем автоматического регулирования двигателей.....	56
2.2.4. Контроль состояния ГТД по данным полетной информации.....	60
2.3. Математические диагностические модели.....	67
2.3.1. Принципы диагностирования ГТД по ТГД параметрам.....	67
2.3.2. Влияние неисправностей ГТД на характеристики узлов двигателей....	68
2.3.3. Требования к математической модели ГТД, используемой в задачах диагностирования.....	74
2.3.4. Линейные математические модели ГТД.....	80
2.3.5. Коэффициенты взаимного влияния параметров ГТД.....	83
2.4. Методы диагностирования ГТД по ТГД параметрам.....	86
2.4.1. Методы линейных диагностических матриц.....	86

2.4.2. Диагностика по расстоянию в пространстве признаков.....	87
2.4.3. Вероятностно-детерминированный метод диагностики ГТД.....	91
3. Контроль и диагностирование ГТД и их узлов по виброакустическим параметрам.....	96
3.1. Характеристики виброакустических процессов. Средства измерения и анализа.....	96
3.1.1. Характеристики виброакустических процессов.....	96
3.1.2. Средства измерения виброакустических процессов.....	108
3.1.3. Методы и средства анализа виброакустических процессов.....	116
3.2. Источники и причины возбуждения виброакустических процессов.....	125
3.2.1. Роторная вибрация.....	125
3.2.2. Вибрация подшипниковых узлов.....	128
3.2.3. Вибрация аэродинамического происхождения.....	130
3.2.4. Вибрация зубчатых передач.....	134
3.2.5. Вибрация, возбуждаемая процессами в газовоздушном тракте.....	136
3.2.6. Идентификация характеристик виброакустических процессов.....	137
3.3. Контроль вибрации.....	141
3.3.1. Назначение и принципы штатного бортового контроля вибрации.....	141
3.3.2. Контроль изменения технического состояния ГТД по показаниям бортовой аппаратуры контроля вибрации.....	144
3.4. Диагностирование ГТД и их узлов по виброакустическим параметрам....	153
3.4.1. Диагностирование причин изменения роторной вибрации.....	153
3.4.2. Диагностирование подшипниковых узлов.....	160
3.4.3. Диагностирование лопаточных узлов.....	165
3.4.4. Диагностирование зубчатых передач.....	168
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	173
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	176
Приложение 1.....	182
Приложение 2.....	185
Приложение 3.....	186
Приложение 4.....	187

Условные обозначения

- P_H, T_H - давление и температура невозмущенного потока в атмосфере;
 P_i^*, P_i - полное и статическое давление в i -м сечении проточной части;
 T_i^* - полная температура в i -м сечении;
 G_{Bi}, G_{Π} - расход воздуха или газа через i -е сечение;
 $G_{отб}$ - отбор воздуха из компрессора;
 σ_i - коэффициент восстановления полного давления в i -м узле;
 π_{κ}^* - степень повышения полного давления в i -м компрессоре;
 π_{π}^* - степень понижения полного давления в i -й турбине;
 $\eta_{\kappa}^*, \eta_{\pi}^*$ - КПД i -го компрессора, i -й турбины;
 η_M - механический КПД;
 η_r - коэффициент полноты сгорания топлива;
 K, K_r - показатель изоэнтропы воздуха или газа;
 R_B, R_r - газовая постоянная воздуха, газа;
 $C_{P_B}^{T_B}, C_{P_r}^{T_r}$ - удельная теплоемкость воздуха, газа;
 $q(\lambda)$ - газодинамическая функция;
 F_i - площадь i -го проходного сечения проточной части;
 m - численный коэффициент в уравнениях расхода газа;
 n_i - частота вращения ротора i -го узла двигателя;
 N_i - мощность i -го узла;
 G_T - расход топлива;
 H_U - теплотворная способность топлива;
 T_T, C_{P_T} - температура и удельная теплоемкость топлива;
 C_e - удельный расход топлива;
 P - тяга двигателя;
 Z, X, Y - соответственно параметр технического состояния, входное возмущение, диагностический параметр;
 ω, f - соответственно угловая и линейная частоты;
 $A(f), G(f)$ - соответственно амплитудный и энергетический спектры.

В соответствии с ГОСТ 23851-79 параметры потока в проточной части газотурбинного двигателя – давление, температура, расход воздуха и газа, площади проходных сечений, скорости – обозначены соответствующим символом с индексом, обозначающим сечение, к которому относится

параметр, и представляющим сокращенное название узла проточной части, за которым находится рассматриваемое сечение. Например, $P_{КВД}^*$ - полное давление воздуха в сечении за компрессором высокого давления.

Обозначения мощностей имеют индексы узлов, для которых они определяются.

Приведенные к САУ параметры имеют индекс " n_{IP} ".

Сокращения

ГТД – газотурбинный двигатель.

V_x – входное устройство.

ВНА – входной направляющий аппарат.

ВН – вентилятор.

КНД – компрессор низкого давления.

КВД – компрессор высокого давления.

КС – камера сгорания.

ТВД – турбина высокого давления.

ТНД – турбина низкого давления.

СВ – свободная турбина.

СА – сопловой аппарат.

С – реактивное сопло.

ТО – техническое обслуживание.

ТОиР - техническое обслуживание и ремонт.

ТД – техническая диагностика.

ММ – математическая модель.

МНК – методы неразрушающего контроля.

ТГД – термогазодинамические.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Повышение требований к безопасности и регулярности полетов воздушных судов вызвало необходимость все более широкого внедрения в практику эксплуатирующих предприятий методов и средств технической диагностики, в том числе и авиационных двигателей. Практическое применение методов диагностики определило потребность предприятий в инженерных кадрах, имеющих соответствующую подготовку, что нашло отражение в государственном образовательном стандарте подготовки специалистов по направлению 652700 «Испытания и эксплуатация авиационной и ракетно-космической техники». В этом документе в квалификационных требованиях записано, что инженер должен знать методы и средства оценки и управления техническим состоянием авиационной техники. Для обеспечения этих требований при реализации учебного процесса в перечень обязательных дисциплин введена дисциплина «Надежность и техническая диагностика».

Эта дисциплина является базовой для изучения таких дисциплин, как «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и авиационных двигателей», «Технологические процессы технического обслуживания летательных аппаратов и авиационных двигателей».

В настоящее время учебной литературы, посвященной вопросам диагностирования авиационной техники, явно недостаточно. А учебной литературы, с единых позиций и на современном уровне освещающей вопросы контроля и диагностики авиационных ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам, просто нет.

Предлагаемое учебное пособие является составной частью учебно-методического комплекса дисциплины «Надежность и техническая диагностика». В ходе освоения этой дисциплины студенты получили теоретические знания и практические навыки, позволяющие им проводить оценку технического состояния авиационной техники, в том числе контроль и диагностирование авиационных ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам. Эти знания и навыки являются необходимыми для специалистов, занимающихся эксплуатацией воздушных судов.

ВВЕДЕНИЕ

Техническая диагностика - это наука, которая возникла в связи с возрастающей ролью в народном хозяйстве сложных и дорогостоящих технических систем и предъявлением к ним повышенных требований по безопасности, безотказности и долговечности. В этом плане особые требования предъявляются к воздушным судам, отказы которых приводят к тяжелым последствиям.

Предотвращение отказов ВС в значительной степени определяется эффективностью методов и средств их диагностики. Требование о необходимости иметь систему контроля технического состояния (ТС) воздушного судна содержится в таком основополагающем документе, как Авиационные правила АП-25 «Нормы летной годности самолетов транспортной категории». Согласно этим требованиям для систем воздушных судов, отказ которых может служить непосредственной причиной возникновения опасной ситуации в полете, должны быть предусмотрены контроль и диагностика их ТС. К подобным системам относятся двигатели силовых установок ВС.

Для авиационных ГТД, которые являются сложными конструктивными и функциональными системами, характерно появление в эксплуатации многообразия отказов и неисправностей различной физической природы. Широкую номенклатуру отказов и неисправностей авиационных ГТД невозможно обнаруживать одним методом диагностики. Практика подтверждает, что для целей выявления всех возможных неисправностей ГТД требуется наличие развитой системы технической диагностики, основанной на сочетании многообразных методов и средств [1]. Среди многообразия методов диагностики ГТД широкое распространение нашли методы диагностирования ГТД и их узлов по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам.

В данном учебном пособии рассматриваются вопросы диагностирования ГТД и их узлов по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам. В нем нашли отражение следующие вопросы.

Даны общие сведения о методах технической диагностики: приведены основные понятия, термины и определения; определено место технической диагностики в системе технической эксплуатации; рассмотрена классификация методов технической диагностики; даны основы создания «математических моделей», применяемых в технической диагностике, и, в частности, в методах диагностики ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам.

При изложении вопросов диагностики ГТД по термогазодинамическим

параметрам проанализировано влияние неисправностей узлов и систем ГТД на термогазодинамические параметры и характеристики узлов двигателя. Рассмотрены принципы контроля и диагностики состояния ГТД по термогазодинамическим параметрам. Дано описание ГТД математическими моделями и принципы диагностики с использованием математических моделей. Рассмотрены вопросы влияния точности измерения термогазодинамических параметров на результаты диагностирования, приведены примеры применения методик диагностирования ГТД по термогазодинамическим параметрам.

При изложении вопросов диагностики ГТД по виброакустическим параметрам приведены сведения о характеристиках и параметрах, используемых для описания виброакустических процессов, о методах и средствах измерения и анализа виброакустических процессов. Дано описание источников и причин возбуждения виброакустических процессов различными узлами ГТД. Рассмотрены математические модели, используемые для описания виброакустических процессов, и принципы идентификации характеристик виброакустических процессов.

Далее рассмотрены вопросы контроля вибрации ГТД (принципы контроля вибрации, сведения о бортовой аппаратуре контроля вибрации ГТД) и вопросы диагностирования ГТД и их узлов (причины изменения роторной вибрации, подшипниковых узлов, зубчатых передач, лопаточных узлов и т.п.) по виброакустическим параметрам.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 160901 «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей» и изучающих дисциплины «Надежность и техническая диагностика», «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и авиационных двигателей». Оно также может использоваться студентами, обучающимися на других авиационно-технических специальностях.

1. Общие сведения о методах технической диагностики

1.1. Основные понятия, термины и определения

Техническая диагностика (ТД) - область знаний, охватывающая теорию, методы и средства определения технического состояния объекта, в том числе и авиационного ГТД. Как любая наука она оперирует соответствующими понятиями, терминами и определениями, которые используются как в литературе, посвященной общим вопросам технической диагностики, так и вопросам диагностики авиационной техники, в том числе и диагностики авиационных двигателей.

В технической диагностике используются понятия, термины и определения, значения которых установлены ГОСТами [2, 3, 4]. Кроме того, имеется ряд терминов и понятий, которые не вошли в ГОСТы, но используются в научно-технической и учебной литературе [5, 6]. Ниже приведены наиболее употребляемые термины и определения.

В определении ТД ключевым понятием является понятие «техническое состояние». Под техническим состоянием объекта понимается совокупность подверженных изменению в процессе производства или эксплуатации свойств объекта, характеризующая в определенный момент времени параметрами (параметрами состояния), установленными технической документацией на этот объект.

Объект технического диагностирования - это изделие и (или) его составные части, подлежащие (подвергаемые) диагностированию. То есть это материальный объект, у которого определяется техническое состояние и в результате устанавливается *технический диагноз*. Для постановки диагноза необходимо оценить соответствие параметров состояния требованиям нормативно-технической документации.

Параметр состояния - это величина, количественно характеризующая одно из основных свойств объекта или процесса, протекающего в объекте. В качестве параметров состояния могут приниматься масса, коэффициент трения, геометрические размеры, зазоры, электрическое сопротивление и т. п. Эти параметры еще называют *первичными*. Экспериментальная оценка численных значений этих параметров и сравнение их со значениями, заданными нормативно-технической документацией, и позволяет провести оценку технического состояния объекта, то есть установить его диагноз.

Часто на практике невозможно произвести непосредственное измерение параметров состояния. Поэтому в технической диагностике вводится понятие *диагностических параметров* (ДП), под которыми понимаются параметры объекта, используемые в процессе диагностирования. Эти параметры в

технической литературе иногда называют вторичными. В качестве ДП могут использоваться как параметры технического состояния, так и параметры, которые характеризуют различные процессы, протекающие в объекте диагностирования и лишь косвенным образом связанные с параметрами состояния.

Таким образом, оценка технического состояния выполняется на основе информации о величинах диагностических параметров. Следовательно, должна быть известна связь между диагностическими параметрами и параметрами состояния. Указанная связь устанавливается с помощью так называемых математических (диагностических) моделей.

Математическая модель - формализованное описание объекта, необходимое для решения задач диагностирования. Следует подчеркнуть, что основное назначение математической (диагностической) модели - это установление связи между значениями диагностических параметров и значениями параметров технического состояния (или непосредственно с техническим состоянием).

Таким образом, процесс постановки диагноза можно изобразить следующим образом (рис.1.1). На объект контроля с параметрами технического состояния Z действует внешнее возмущение X . С помощью средств измерения определяют диагностические параметры Y . Значения этих параметров с использованием математической модели преобразуются в значения параметров технического состояния Z^M . Далее эти значения сравниваются со значениями параметров технического состояния, заданных нормативно-технической документацией Z^{HD} , и по результатам этого сравнения делается заключение о техническом состоянии объекта контроля.

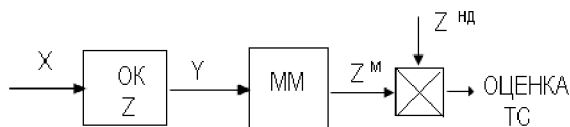


Рис. 1.1. Схематичное представление процесса определения технического состояния

Математическое описание (модель) объекта диагностирования может быть выполнено как с использованием диагностических параметров, так и с использованием *диагностических признаков*. Отличие этих двух понятий заключается в следующем. Диагностические признаки формируются (выбираются) на основе диагностических параметров, они образуют дискретное множество, а появление их конкретных значений непосредственно

связано с нахождением объекта диагностики в соответствующем *классе технического состояния (диагнозе)*. Например, пусть диагностический параметр выражает температуру газов за турбиной авиационного двигателя. Пусть определены три класса технического состояния двигателя, которые характеризуются соответственно пониженной ($< 450^{\circ}\text{C}$), нормальной ($450 - 600^{\circ}\text{C}$) и повышенной ($> 600^{\circ}\text{C}$) температурами. Попадание значения температуры газов в один из этих интервалов и есть появление диагностического признака, соответствующего двигателю с пониженной, нормальной или повышенной температурой.

Назначение математических (диагностических) моделей (ММ) не только в установлении связи между параметрами состояния и диагностическими параметрами. ММ позволяют составлять алгоритмы технического диагностирования.

Алгоритм ТД - совокупность предписаний, определяющих последовательность действий при проведении диагностирования.

В зависимости от того, для какого времени проводится диагностирование, различают три типа диагностических задач. Первый тип - это задачи определения технического состояния, в котором находился объект в некоторый момент времени в прошлом - *задачи генезиса*. Этот тип задач решается при расследовании авиационных происшествий (рис.1.2).

Второй тип - это задачи определения технического состояния объекта в данный момент времени, которые называются *задачами диагностирования*. Этот тип задач важен при выполнении технического обслуживания и принятии решения о дальнейшей эксплуатации.

Третий тип - это задачи предсказания технического состояния, в котором окажется объект в будущий момент времени - *задачи прогнозирования*. Этот тип задач важен для предсказания (прогнозирования) остаточного ресурса.



Рис. 1.2. Три типа задач технической диагностики

Задачи диагностирования на заключительном этапе неразрывно связаны с *задачами классификации*, поскольку по имеющейся информации необходимо установить диагноз, то есть указать класс технического состояния, к которому относится наш объект диагностирования. Для классификации

необходимо знать классы (диагнозы), которые устанавливаются до начала диагностирования на основе анализа самого объекта, его функций и отказов, возникающих в нем. В принципе, количество классов может быть бесконечно. Но существуют достаточно общие принципы классификации, известные из теории надежности. В теории надежности введены понятия для четырех видов технического состояния [3]:

1. Работоспособное.
2. Неработоспособное.
3. Исправное.
4. Неисправное.

В технической диагностике вводится еще два вида технического состояния [5]:

1. Состояние правильного функционирования.
2. Состояние неправильного функционирования.

Состояние правильного функционирования означает, что объект в текущий момент времени выполняет предписанный ему алгоритм функционирования.

Состояние неправильного функционирования означает, что объект в текущий момент времени не выполняет предписанный ему алгоритм функционирования.

Следует различать термины *контроль технического состояния* и *диагностирование технического состояния*. В ГОСТе [2] даются следующие пояснения по этому поводу.

Контроль ТС - это проверка соответствия значений параметров объекта требованиям технической документации и определение на этой основе одного из заданных видов технического состояния. Например, если в результате оценки технического состояния делается заключение о том, что объект неисправен или исправен.

Термин *техническое диагностирование* применяется тогда, когда основной задачей процесса диагностирования является поиск места и определения причины отказа, неисправности или неправильного функционирования.

Существует еще ряд терминов, о которых следует упомянуть.

Метод контроля (диагностики) - правила применения к объекту контроля (диагностики) определенных принципов и средств контроля (диагностики). Выбор метода контроля или диагностики базируется на анализе физических особенностей протекания рабочих процессов и развития неисправностей в диагностируемом объекте.

Средства технической диагностики (контроля) - аппаратура и программное обеспечение, с помощью которых осуществляется определение

величины диагностических параметров, их обработка и разделение объектов на классы.

Система технической диагностики (контроля) - совокупность средств, объекта и исполнителей, необходимая для проведения диагностирования (контроля) по правилам, установленным в нормативно-технической документации.

Для специалиста, занимающегося технической эксплуатацией авиационной техники, важно понимать роль, значение и место технической диагностики в системе технической эксплуатации авиационной техники.

Контрольные вопросы к разделу 1.1

1. Что такое «Техническая диагностика»?
2. Что такое «Параметр состояния»?
3. Что такое «Диагностический параметр»?
4. Что такое «Математическая модель» и ее предназначение?
5. Чем отличаются диагностический параметр и диагностический признак ?
6. В каких ситуациях требуется решение задачи генезиса?
7. В каких ситуациях требуется решение задачи диагностики?
8. В каких ситуациях требуется решение задачи прогноза?
9. Что такое контроль технического состояния?
10. Что такое диагностика технического состояния?

1.2. Место и роль контроля и диагностики в системе эксплуатации авиационной техники

В настоящее время общепризнано, что уровень безопасности полетов обеспечивается не только надежностью конструкции ВС и грамотной летной эксплуатацией, но и применяемыми стратегиями и качеством технического обслуживания и ремонта (ТОиР) [7]. В последние годы практически для всех типов ВС применяются прогрессивные методы эксплуатации, которые заключаются в рациональном сочетании различных стратегий: по наработке; по техническому состоянию (ТС), с контролем уровня надежности и с контролем параметров [8]. В соответствии с действующей нормативно-технической документацией различают следующие стратегии (рис.1.3):

1. ТО по наработке, при котором перечень и периодичность выполнения операций по обслуживанию определяются значением наработки изделия.

2. ТО по состоянию, при котором перечень и периодичность выполнения операций по обслуживанию определяются фактическим техническим состоянием изделия. Различают ТО по состоянию с контролем параметров и ТО по состоянию с контролем уровня надежности.

Реализация любой стратегии как для ВС в целом, так и для его систем и агрегатов (в частности и ГТД) предполагает использование систем контроля и диагностики.

При ТО по наработке контролируемым параметром является наработка, которую можно считать одним из параметров технического состояния, зависящим от условий эксплуатации и режимов работы объекта.

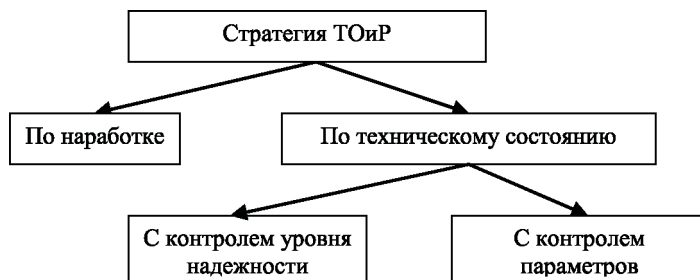


Рис. 1.3. Стратегии технического обслуживания и ремонта

Для учета наработки создаются специальные счетчики, входящие в систему диагностирования изделий. Эксплуатация по наработке применяется для тех изделий, контроль ТС которых на данном этапе затруднен, а отказ изделий может непосредственно вызвать авиационное происшествие.

Кроме того, при периодическом ТО, выполняемом в соответствии с данной стратегией через определенные интервалы времени, проводится дефектация элементов и систем авиационной техники. Дефектация проводится с помощью средств ТД.

При ТО с контролем параметров нужны средства измерения параметров и оценки их соответствия нормативным значениям. То есть в этом случае напрямую используются подходы, характерные для технической диагностики.

При ТО с контролем уровня надежности необходим первичный материал об отказах для расчета характеристик надежности. Этот материал невозможно получить без регулярного диагностирования технического состояния.

Следует отметить, что наиболее типичным объектом эксплуатации и использованием системы контроля можно считать авиационный ГТД. На рис. 1.4 показана схема такой эксплуатации авиационного ГТД [9].

Предусмотрены два этапа: первый - в пределах гарантийной наработки, второй - после нее, но не свыше полного разрешенного ресурса. Увеличение наработки каждого двигателя на втором этапе осуществляется ступенями, каждая из которых включает контроль ТС (см. рис. 1.4, а). По результатам контроля составляют акт с участием представителей авиационно-технической базы (АТБ) и промышленности и производят запись в формуляре. Если техническое состояние соответствует заданным показателям, то ГТД допускается к следующей ступени эксплуатации. После выработки полного (назначенного) ресурса двигатель направляют в капитальный ремонт или списывают.

Одновременно для проверки достоверности применяемых методов и средств контроля выборочно два-три двигателя через 500...1000ч наработки в эксплуатации после очередного контроля на основании решения экспертной комиссии с участием представителей промышленности подвергают разборке и дефектации (см. рис. 1.4,б).

Следовательно, системы контроля и диагностики в современных условиях являются неотъемлемой частью технической эксплуатации авиационной техники при любой стратегии ТО. В связи с этим операции по техническому диагностированию вошли непосредственно в процессы ТОиР, выполнение их предусмотрено нормативно-технической документацией, технологиями, бюллетенями.

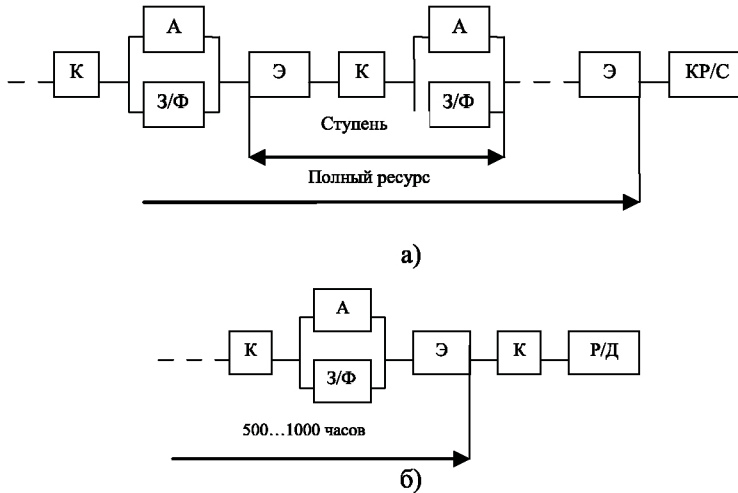


Рис. 1.4. Схема эксплуатации авиационных ГТД:

К - контроль; А - акт; З/Ф - запись в формуляре; Э - эксплуатация;
 КР/С - капитальный ремонт или списание; Р/Д - разборка и дефектация;
 а - эксплуатация парка ГТД; б - выборочный контроль ГТД (2 ... 3 двигателя)

Выполнение работ по техническому диагностированию проводится по достаточно сложным методикам и технологиям и требует специальных средств, а также специально обученного персонала. Поэтому в разработанных в настоящее время сертификационных требованиях к организациям, занимающимся технической эксплуатацией и ремонтом авиационной техники, указывается на необходимость наличия в их составе подразделения, занимающегося технической диагностикой. В соответствии с этими требованиями в составе организаций по ТООР созданы и функционируют службы (лаборатории, участки, группы) технической диагностики, оснащенные необходимым оборудованием и укомплектованные соответствующим персоналом,

Эти службы на всех этапах эксплуатации авиационной техники решают большой комплекс задач (рис. 1.5) [9]:



Рис. 1.5. Эксплуатационные задачи технической диагностики

- определение вида ТС изделия;
- определение места и причин появления отказов и неисправностей, выдача рекомендаций по их устранению в условиях ТО и ремонта и предотвращению их в дальнейшем;
- прогнозирование ТС изделия на заданный период с целью определения предотказного состояния;
- оценка выработки ресурса с целью установления остаточного ресурса;
- контроль правильности действий экипажа по летной эксплуатации АТ и информирование экипажа об изменениях в техническом состоянии АТ для принятия мер по предотвращению или парированию опасной ситуации;
- установление причин авиационных происшествий или предпосылок к ним;
- накопление статистических материалов для обобщения опыта и совершенствования систем контроля и диагностики, самой АТ и ее системы эксплуатации.

Перечисленные задачи решаются на всех этапах эксплуатации авиационной техники. Однако для каждого этапа эксплуатации (полет, ТО, ремонт) задачи, решаемые с помощью систем контроля и диагностики, имеют свою специфику (табл.1.1).

Таблица 1.1. Специфика задач контроля и диагностирования для различных этапов эксплуатации

Задачи	Этапы эксплуатации АТ				
	Полет	ТО		Восстановление	
		оперативное	периодическое	в АТБ	на заводах ГА
Контроль ТС	Контроль исправности, работоспособности	Проверка готовности к полету	Контроль исправности, работоспособности	Замена отказавших элементов, контроль изделия после замены, регулировка	Входной контроль, демонтаж, ремонт, монтаж, выходной контроль
Диагностирование	Поиск неисправности с глубиной до элемента, управление которым выведено в кабину	Поиск неисправности с глубиной до элемента, замена и регулировка которого разрешена в эксплуатации, демонтаж отказавших элементов, их диагностирование		Диагностирование элементов, идущих на замену; замена отказавших элементов; регулировка	Входное диагностирование, демонтаж, дефектации, ремонт, монтаж, выходной контроль

Следует также отметить, что эффективность ТО напрямую зависит от эффективности систем контроля и диагностирования. Известно, что 90% времени при ТО занимает процесс обнаружения неисправностей. Чем выше эффективность средств диагностики, тем быстрее проводится ТО, тем больше можно обеспечить годовой налет. Таким образом, техническая диагностика является важнейшей составляющей системы технической эксплуатации современных воздушных судов.

В настоящее время для оценки технического состояния авиационной техники (в том числе и авиационных ГТД) используется широкий спектр методов диагностики. Эти методы весьма разнообразны и сильно отличаются друг от друга физической сущностью и своими характеристиками. Знакомство с методами диагностики будем проводить с учетом

существующей в настоящее время системой их классификации, поскольку в классификации отражена физическая сущность методов.

Контрольные вопросы к разделу 1.2

1. Какие стратегии технической эксплуатации Вы знаете?
2. Какова роль технической диагностики при различных стратегиях эксплуатации?
3. Какова роль технической диагностики при эксплуатации с контролем надежности?
4. Какова роль технической диагностики при эксплуатации с контролем параметров?
5. Опишите схему эксплуатации авиационного ГТД.
6. Перечислите задачи эксплуатационной диагностики.
7. Какие задачи системы контроля и диагностики на различных этапах эксплуатации?
8. Какие задачи системы контроля и диагностики в полете?
9. Какие задачи системы контроля и диагностики при техническом обслуживании?
10. Какие задачи системы контроля и диагностики на этапе восстановления?

1.3. Общие сведения о методах диагностики ГТД и их классификация

Для определения технического состояния ГТД как сложной гидромеханической системы требуется применение широкого спектра методов и средств технической диагностики [9, 10, 11], которые используют диагностические параметры различной физической природы.

В зависимости от физической природы диагностических параметров и способа их измерения различают физические и параметрические методы диагностирования [5, 6].

Физические методы основаны на использовании различных физических явлений, сопутствующих работоспособному или неработоспособному состоянию объекта.

К физическим методам в первую очередь относятся методы неразрушающего контроля (МНК), а именно следующие методы: оптико-визуальный, капиллярный, магнитного контроля, вихревых токов, ультразвуковой, радиационный. Эти методы наиболее широко используются в эксплуатации авиационной техники [10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17].

К физическим методам диагностирования объектов относится и такой специфический метод, как *метод диагностирования узлов трения по накоплению продуктов износа в масле* [10, 11, 13, 15, 18]. Из опыта эксплуатации известно, что часть отказов авиационной техники связана с нарушением работы узлов трения из-за недопустимых износов. Процесс разрушения трущихся деталей начинается, как правило, с разрушения поверхностного слоя материала под действием высоких контактных напряжений, что проявляется в виде отрыва частиц материала. Эти частицы уносятся маслом. По их наличию и концентрации можно судить о возникновении и развитии неисправности.

Тепловые методы, основанные на анализе теплового (инфракрасного) излучения элементов, деталей или всего объекта, также относятся к физическим методам. Работоспособное (исправное) изделие имеет определенную картину теплового излучения. Изменение этой картины свидетельствует об изменении режима работы или технического состояния изделия [10, 19, 20].

К физическим методам относятся и *виброакустические методы* контроля и диагностики, которые основаны на анализе характеристик шума и вибрации изделий [11, 21, 22, 23, 24, 25]. Известно, что характеристики шума и вибрации зависят от технического состояния машины. В процессе эксплуатации происходит изменение технического состояния узлов и деталей объекта диагностики, а также протекающих в нем рабочих процессов. В результате будут меняться и характеристики вибрации и шума.

Параметрические методы основаны на измерении диагностических параметров, которые напрямую связаны с функциональным назначением объекта, а в ряде случаев непосредственно характеризуют его техническое состояние (например: температура газов за турбиной, давление масла, КПД и т. п.). Параметрические методы широко применяются при диагностировании авиационной техники, в том числе и авиационных ГТД, что нашло отражение в литературе [5, 9, 10, 11, 15, 26, 27, 28].

Ряд авторов под параметрической диагностикой понимает диагностирование с использованием любых измеряемых параметров [29, 30]. При такой трактовке в разряд параметрических методов попадают виброакустические и тепловые методы, что не соответствует классификации, предложенной в [5].

Указанный широкий спектр методов технической диагностики используется для определения технического состояния на всех этапах жизненного цикла авиационных ГТД. Однако в эксплуатации в силу ряда причин используется вполне ограниченный круг методов диагностики. По мнению ряда авторов [9, 10, 11, 15, 29, 30], для оценки технического состояния авиационных ГТД в условиях эксплуатации наиболее перспективными являются следующие методы диагностирования:

- по результатам анализа термогазодинамических параметров;
- по виброакустическим параметрам;
- по тепловым параметрам;
- трибодиагностика;
- оптико-визуальная диагностика.

В соответствии с общепринятыми понятиями к термогазодинамическим параметрам относят: давление, температуру, отношение давлений и температур, скорость течения, расход топлива и масла, проходные площади сечений проточной части, тягу, а также частоту вращения роторов. Поэтому методы диагностики по термогазодинамическим параметрам следует отнести к параметрическим методам.

Для минимизации погрешностей оценки состояния ГТД по результатам измеренных термогазодинамических параметров значения параметров приводят к стандартным атмосферным условиям, а измерение параметров проводится на одних и тех же высотах и режимах работы двигателя.

Контроль и диагностирование по термогазодинамическим параметрам ведется сравнением значений параметров с максимально допустимыми значениями, путем определения отклонений дроссельных характеристик в виде отклонений отдельных параметров, а также через анализ отклонений комплексов параметров с использованием математических моделей ГТД. Построение математических моделей является наиболее ответственным

этапом термогазодинамического диагностирования ГТД и в основном определяется правильностью составления уравнений, входящих в модель. Число диагностических уравнений определяется классами возможных состояний ГТД.

В ряде работ для диагностики ГТД предлагается использовать комплексные параметры, которые в аналитической форме связывают между собой несколько параметров и тем самым наиболее полно характеризуют рабочие процессы, происходящие в двигателе. Например, в работе [31] для ТВД было предложено использовать отношение температуры газов за турбиной T_r к давлению масла в измерителе крутящего момента $P_{км}$. Использование подобных параметров для контроля технического состояния ГТД в процессе проведения стендовых испытаний, а также в условиях эксплуатации может оказаться весьма эффективным для оценки работоспособности двигателя.

Считается, что виброакустическая диагностика ГТД в достаточной мере информативна. Она базируется на общих принципах распознавания состояний технических систем по исходной информации, содержащейся в виброакустическом сигнале.

Причинами возникновения вибрации являются циклические процессы, возникающие при работе ГТД (вращение роторов, периодические нагрузки и т.п.). В свою очередь, вибрация элементов машины вызывает колебания окружающего воздуха, то есть служит источником акустического шума. В некоторых машинах, например в авиационных ГТД, мощным источником акустического шума является газовая струя, акустическое излучение лопаток компрессора и др.

Изменение циклических процессов повлечет и изменение виброакустических процессов, а следовательно и их характеристик.

Причинами изменения виброакустических характеристик могут быть нарушение балансировки роторов, помпажные явления в осевом компрессоре, износ лопаток в проточной части авиационного газотурбинного двигателя, разрушение подшипниковых узлов, износ зубьев зубчатых передач, нарушение соосности валов трансмиссии, износ щеток электродвигателей, износ деталей подвижных соединений и т.п.

В качестве диагностических признаков здесь используют характеристики виброакустического сигнала, сопровождающего функционирование ГТД.

В настоящее время для авиационных двигателей общий уровень вибрации является параметром, который подлежит обязательной нормировке и контролю бортовыми приборами в полете. Эффективность контроля уровня вибрации авиационных ГТД доказана тем, что около трети выявленных неисправностей двигателей - результат оценки их вибросостояния.

Более глубокое диагностирование возможно при использовании спектральных характеристик [11, 21, 22, 23, 24, 25]. Однако получение этих характеристик и их практическое использование затруднено в связи со сложностью аппаратуры и методик диагностирования. Кроме того, виброакустические методы требуют обработки большого объема статистической информации. Все это несколько сдерживает широкое распространение этих методов.

Применение методов трибодиагностики обусловлено тем, что достаточно значительная часть отказов ГТД связана с нарушением работы узлов трения из-за недопустимых износов. Она основана на оценке концентрации и состава продуктов износа в работавшем масле.

Для реализации этого метода авиационная техника и эксплуатирующие организации должны быть оснащены регистрирующими и анализирующими устройствами, позволяющими обнаруживать и улавливать продукты износа, а также проводить количественную оценку содержания, структуры и химический анализ этих продуктов. Для этой цели используются: магнитные пробки для улавливания частиц; электрические сигнализаторы, срабатывающие при замыкании их электродов частицами; спектральный анализ масла; анализ изменения формы частиц, их поверхности; рассеивание и ослабление пучка света при прохождении через поток масла; анализ изменения вязкости масла.

Наряду с перечисленными выше методами контроля и диагностики авиационных ГТД, техническое состояние ответственных узлов и деталей двигателя, таких как лопатки компрессора и турбины, камеры сгорания, диски и т. д., определяется оптическими методами контроля с использованием бароскопов и эндоскопов. Этими методами успешно выявляется обширная группа дефектов типа трещин, прогаров, короблений, коррозии, эрозии, выработки контактных поверхностей, износа элементов лабиринтных уплотнений, нагарообразования и др.

Информативность рассмотренных методов весьма высока и они хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации.

Одними из наиболее информативных методов оценки состояния ГТД являются методы контроля тепловых параметров [17, 32]. Основным достоинством их является возможность получения информации без существенной разборки двигателя.

Однако тепловая диагностика предполагает использование широкого спектра дорогостоящих средств. При визуальном контроле для параллельного съема информации используют электронно-оптические преобразователи - эвапографы, эджеографы, приборы с жидкими кристаллами и фоточувствительными пленками, тепловизоры и т. п.

Несмотря на это, бесконтактная тепловая диагностика ГТД является весьма перспективной в силу высокой информативности. Важно, что разработанные средства диагностики позволяют напрямую обнаруживать дефекты ГТД и прогнозировать их развитие. Существующие методы обработки инфракрасного термометрирования дают возможность прогнозировать конкретные неисправности.

В настоящее время использование тепловых методов в эксплуатации ограничивается контролем температуры в различных точках проточной части и сравнением ее с допустимыми значениями. Большее развитие тепловые методы нашли при стендовых испытаниях ГТД.

Автором работ [33, 34] выполнен сравнительный анализ информативности различных методов. Результатом сравнительного анализа методов диагностики ГТД, в основе которого положены экспертные оценки, полученные с учетом накопленных многолетних статистических данных и обобщенного опыта эксплуатации, является оценка информативности методов (табл.1.2).

Таблица 1.2. Экспертная оценка информативности основных методов диагностики ГТД

№	Методы диагностики ГТД	Экспертная оценка (max - 10 баллов)
1	Тепловизионный (инфракрасная термография)	9,5
2	Трибомониторинг (анализ проб авиамасел)	8,5
3	Эндоскопия (фотовидеодокументирование)	8,0
4	Виброакустический	7,5
5	Термогазодинамическая параметрия	6,0

Как следует из полученных данных, если исключить тепловые методы, которые в настоящее время не получили достаточного распространения в эксплуатации, то на долю методов диагностирования ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам приходится большой объем информации об отказах и неисправностях. Поэтому в данном учебном пособии рассматриваются именно эти методы.

Контрольные вопросы к разделу 1.3

1. Что такое физические методы диагностики?
2. Перечислите методы, относящиеся к физическим методам диагностики.
3. Что такое параметрические методы?
4. Какие методы наиболее широко применяются при диагностике авиационных ГТД?
5. Дайте краткую характеристику методам контроля и диагностики ГТД по термогазодинамическим параметрам.
6. Дайте краткую характеристику методам контроля и диагностики ГТД по виброакустическим параметрам.
7. Дайте краткую характеристику методам трибодиагностики ГТД.
8. Дайте краткую характеристику оптико-визуальным методам контроля и диагностики ГТД.
9. Дайте краткую характеристику методам контроля и диагностики ГТД по тепловым параметрам.
10. Дайте сравнительную оценку информативности различных методов контроля и диагностики ГТД.

1.4. Математические модели и их применение в диагностировании ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам

Решение задач технической диагностики требует анализа множества состояний, в которых объекты могут находиться в период эксплуатации, классификации этих состояний, выбора диагностических параметров и признаков, установления связи между конкретными значениями диагностических параметров (признаков) и конкретным техническим состоянием объекта, разработки решающего правила и алгоритма постановки диагноза. Решать эти задачи можно, используя как теоретические, так экспериментальные методы.

Для решения теоретической составляющей всех этих задач необходимо иметь формализованное описание связи между параметрами технического состояния и диагностическими параметрами или признаками, то есть необходимо разрабатывать математические (диагностические) модели диагностируемых объектов.

Математическая модель объекта диагностирования может быть представлена в различной форме: аналитической, табличной, графической, в форме логических соотношений и т. д. [6, 21, 22, 23, 24, 26, 27, 28, 30, 36].

Математические модели могут быть явные и неявные.

Явная модель объекта диагностирования включает в себя совокупность формализованных описаний всех оговоренных нормативной документацией технических состояний, которые подлежат диагностированию.

Неявная модель объекта технического диагностирования содержит формализованное описание одного технического состояния и правила получения описаний других технических состояний на основе заданного. Причем чаще всего формализованное описание составляется для исправного состояния. Описание для других технических состояний получают на основе модели исправного состояния и правил, связывающих конкретную неисправность с параметрами технического состояния.

В общей постановке математическую модель объекта технической диагностики можно охарактеризовать следующим образом [36].

Пусть имеется объект, у которого техническое состояние описывается внутренними параметрами Z . На вход объекта подаются внешние возмущения X (входные параметры). На выходе объекта наблюдается отклик в виде выходных (диагностических) параметров Y . В самом общем случае соотношение между указанными параметрами устанавливают, вводя понятие оператор объекта диагностирования $A(\cdot)$. При этом математическая модель будет иметь следующий вид:

$$Y = A(Z, X). \quad (1.1)$$

Вводя индексы i для разных состояний: 0- исправное, i - i -тое неисправное состояние и индексы j для различных внешних возмущений, уравнение (1.1) можно переписать в виде системы уравнений

$$Y_0^j = A(Z_0, X_j); Y_i^j = A(Z_i, X_j), \quad (1.2)$$

где $i = 1 \dots k$; $j = 1 \dots m$.

Система уравнений (2.2) состоит из $k+1$ уравнений и представляет из себя явную математическую модель объекта диагностирования. Для упрощения записи внутренние параметры Z (параметры технического состояния) включают в оператор и систему уравнений (1.2) при любом внешнем возмущении X записывают в виде

$$Y_0 = A_0(X); Y_i = A_i(X). \quad (1.3)$$

Такой способ задания математической модели является весьма общим. Выбор конкретной формы оператора и есть выбор конкретной математической модели объекта диагностирования. Этот выбор зависит от физических свойств диагностируемого объекта, определяется условиями диагностической задачи и принятыми методами ее решения.

В этом пособии рассмотрим подходы к формированию математических моделей, которые используются в диагностировании ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам.

Контроль и диагностирование по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам на трех уровнях.

На первом уровне ведется сравнение измеренных значений параметров с предельно допустимыми (нормами). Такой подход можно сравнить с контролем по допуску на определяющий параметр [6]. Он обеспечивает решение задачи контроля (исправен – неисправен, работоспособен – неработоспособен), но не диагностики.

На втором уровне проводится оценка изменения параметров во времени (с увеличением наработки двигателя) с использованием регрессионных моделей. Это метод так называемого «тренд - анализа» [30]. О важности развития методов «тренд - анализа» говорит тот факт, что согласно требованиям ряда международных норм с 2004 года двигатель может быть сертифицирован только после разработки для него программ «тренд - анализа» параметров. Использование «тренд - анализа» в ряде случаев позволяет решать задачи диагностики (т.е. определять место и причину неисправности).

На третьем уровне задача решается с помощью математических моделей, устанавливающих связь параметров технического состояния и измеряемых диагностических параметров.

Такой подход напрямую направлен на поиск места и причины

неисправности, т.е. на решение задачи именно диагностики.

В данном разделе рассмотрим общие принципы построения подобных моделей при диагностировании ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам. Более подробно эти модели будут рассмотрены в соответствующих разделах.

Для построения диагностических моделей авиационных ГТД при решении задач диагностирования проточной части и систем регулирования по термогазодинамическим параметрам в качестве исходных используются основные уравнения рабочего процесса, известные из теории ГТД [36, 37]. Эти уравнения представляют собой алгебраические уравнения. Поэтому математические модели, используемые для диагностирования по термогазодинамическим параметрам, являются математическими моделями на основе алгебраических уравнений [6, 26].

В простейшем случае при описании объекта диагностики подобными моделями задается система линейных алгебраических уравнений, в которых количество уравнений равно числу неизвестных параметров технического состояния или числу диагнозов. В общем виде эта система уравнений записывается следующим образом:

$$[A] \cdot [X] + [B] \cdot [Z] + [C] \cdot [Y] = 0. \quad (1.4)$$

В этом выражении X , Z , Y соответственно вектор входных возмущений, действующих на объект, вектор внутренних параметров объекта, вектор выходных диагностических параметров. Матрицы A , B , C - являются матрицами коэффициентов уравнения.

При проведении диагностирования, как правило, располагают значениями диагностических параметров (т.е. известен вектор $[Y]$), по которым необходимо определить значения входных или внутренних параметров (т.е. определить векторы $[X]$ или $[Z]$). С точки зрения математического решения задачи диагностики между векторами входных параметров $[X]$ и вектором внутренних параметров $[Z]$ нет различий. Поэтому векторы $[X]$ и $[Z]$ можно объединить в общий вектор $[R]$, который называется вектором влияющих факторов, и тогда выражение (1.4) примет вид

$$[Y] = [D] \cdot [R]. \quad (1.5)$$

Вектор с компонентами y_i называют еще вектором отклика системы на вектор возмущающих факторов $[R]$ с компонентами r_j . Каждое отдельное уравнение в этой системе представляет собой зависимость одного отклика от нескольких влияющих факторов.

В большинстве случаев для задач диагностики имеют значение не абсолютные величины параметров, а отклонение этих параметров от нормы. Поэтому, с учетом линейности системы уравнений, заданных выражением

(1.5), его предпочтительнее переписать в виде

$$[\Delta Y] = [D] \cdot [\Delta R]. \quad (1.6)$$

где $[\Delta Y]$ - вектор отклонений диагностических параметров (откликов); $[\Delta R]$ - вектор отклонений влияющих факторов.

Линейность модели позволяет представить отклонения в относительном виде, что является особенно удобным:

$$[\delta Y] = [D] \cdot [\delta R]. \quad (1.7)$$

Вектор $[\delta Y]$ есть вектор относительных отклонений откликов (диагностических параметров), который задается своими компонентами δy_i . Вектор $[\delta R]$ есть вектор относительных отклонений влияющих факторов, который задается своими компонентами δr_j . Матрица $[D]$ называется матрицей коэффициентов влияния. Каждая строка такой матрицы содержит коэффициенты d_{ij} , которые показывают, во сколько раз (на сколько %) изменится данный отклик (выходной диагностический параметр) при изменении одного из возмущающих факторов на 1%.

Матрицу $[D]$ удобно представлять в табличном виде. Такая таблица называется таблицей коэффициентов влияния (таблица 1.3)

Таблица 1.3. Общий вид таблицы коэффициентов влияния

$\delta y_i \backslash \delta r_j$	δr_1		δr_i		δr_m
δy_1	d_{11}		d_{1i}		d_{1m}
δy_2	d_{21}		d_{2i}		d_{2m}
δy_i	d_{i1}		d_{ii}		d_{im}
δy_n	d_{n1}		d_{ni}		d_{nm}

Если первоначальные алгебраические уравнения, описывающие объект, представлены в нелинейном виде, необходимо произвести их линеаризацию, путем перехода к малым отклонениям. В результате линеаризации получают уравнения вида (1.7). Более подробно эти модели будут рассмотрены в разделе 2.

При диагностировании по виброакустическим параметрам разработку математических моделей проводят либо на основе дифференциальных уравнений, либо на основе спектральных представлений [21, 22, 23, 24, 25].

Задание модели в дифференциальной или спектральной форме зависит от удобства представления информации в данной конкретной задаче. О спектральной форме представления речь пойдет в третьем разделе. Здесь рассмотрим дифференциальную форму, чтобы лучше понять физическую

сущность диагностирования по виброакустическим параметрам.

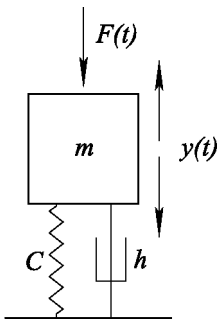
Представим диагностируемый механизм в виде простой одномассовой колебательной системы (рис.1.6) Колебания центра масс этой системы описываются следующим дифференциальным уравнением:

$$m \cdot y''(t) + h \cdot y'(t) + C \cdot y(t) = F(t). \quad (1.8)$$

Общее решение этого уравнения, описывающее зависимость перемещения центра масс от времени, записывается в следующем виде:

$$y(t) = y_{CB}(t) + y_B(t). \quad (1.9)$$

где $y_{CB}(t)$ - определяет свободные колебания центра масс, а $y_B(t)$ - вынужденные.



$F(t)$ - возмущающая внешняя сила;
 m - масса системы;
 C - коэффициент жесткости системы;
 h - коэффициент демпфирования в системе;
 $y(t)$ - перемещение центра масс под действием возмущающей силы

Рис. 1.6. Простейшая одномассовая колебательная система

Примем, что возмущающая сила, действующая на систему, является гармонической, т.е. $F(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t)$, где F_0 - амплитуда возмущающей силы, ω - частота возмущающей силы. С учетом этого выражение (1.8) можно переписать в виде

$$m \cdot y''(t) + h \cdot y'(t) + C \cdot y(t) = F_0 \cdot \sin(\omega t). \quad (1.10)$$

Решая это уравнение, получим, что свободные колебания являются затухающими и определяются выражением

$$y_{CB}(t) = \frac{F_0}{C} \cdot e^{-\frac{h}{2m}t} \cdot \sin(\omega_1 t). \quad (1.11)$$

где $\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 + \frac{h^2}{m^2}}$ - частота свободных колебаний;
 $\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{m}}$ - собственная частота колебаний системы.

В реальных системах $m \gg h$, поэтому свободные колебания механических систем совершаются с частотой, практически равной собственной частоте системы (т.е. $\omega_1 \approx \omega_0$). Воспроизвести свободные колебания в реальных

условиях можно путем тестового воздействия на объект коротким импульсом возмущающей силы, то есть ударом.

Амплитуда свободных колебаний будет зависеть от соотношения между амплитудой силы и жесткостью системы. Скорость затухания колебаний будет определяться величиной соотношения демпфирования и массы в системе.

Из полученных соотношений следует, что обнаружить неисправность объекта путем анализа его свободных колебаний можно в том случае, если эта неисправность вызовет изменение частоты свободных колебаний или скорости их затухания, другими словами, если неисправность повлияет на динамические (жесткостные, демпфирующие массовые) характеристики системы. Практическим применением диагностирования по свободным колебаниям является ударный метод обнаружения трещины.

В работе [25] показан пример изменения виброакустических параметров при появлении трещины вала. Наличие трещины снижает жесткость вала, что приводит к изменению характера свободных колебаний. В результате выполненного анализа сделаны следующие выводы:

1. При появлении трещины свободные колебания системы становятся негармоническими, в сигнале присутствуют высшие гармоники, в частности вторая гармоника.

2. Амплитуда колебаний затухает быстрее, поскольку возрастает демпфирование.

3. Основная частота свободных колебаний изделия с трещиной меньше частоты свободных колебаний изделия без трещины.

Если поведение системы описывается уравнением (1.10) и на нее постоянно действует гармоническая сила, то через определенный интервал времени свободные колебания затухнут, и система будет совершать только вынужденные колебания. Эти колебания будут также гармоническими, а их аналитическая зависимость определяется выражением

$$y_B(t) = Y_0 \cdot \sin(\omega t). \quad (1.12)$$

где Y_0 - амплитуда вынужденных колебаний;

ω - частота вынужденных колебаний.

Частота вынужденных колебаний равна частоте возбуждающей силы, а амплитуда колебаний зависит от амплитуды возбуждающей силы и коэффициента динамичности β :

$$Y_0 = F_0 \cdot \beta. \quad (1.13)$$

Коэффициент динамичности (его еще называют коэффициентом передачи, передаточной функцией) зависит только от характеристик системы и для нашего случая определяется следующим соотношением

$$\beta = \frac{1}{m \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot \frac{h^2}{m^2} \cdot \omega^2}}. \quad (1.14)$$

Максимальное значение коэффициент динамичности принимает при равенстве частоты возбуждающей силы собственной частоте системы $\omega = \omega_0$. Такое явление называется резонансом, и говорят, что система совершает резонансные колебания. Как следует из соотношения (1.14), амплитуда резонансных колебаний зависит от величины возбуждающей силы и демпфирующих свойств системы.

Приведенные соотношения свидетельствуют о том, что диагностика объектов путем анализа вынужденных колебаний возможна в том случае, если неисправности вызывают в первую очередь изменение возбуждающей силы (ее амплитудно-частотного состава - спектра) или изменение динамических свойств самого объекта (массы, жесткости, демпфирования).

В заключение отметим, математические модели, применяемые при диагностировании ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам, являются неявными. Они дают описание исправного состояния. Для получения описания неисправного состояния необходимы дополнительные правила.

Контрольные вопросы к разделу 1.4

1. Роль математических моделей при решении задач диагностики.
2. Что такое явная математическая модель?
3. Что такое неявная математическая модель?
4. Дайте общее представление о математических моделях.
5. Какие модели используются при диагностировании ГТД по термогазодинамическим параметрам?
6. Что такое коэффициенты влияния?
7. Что такое таблица коэффициентов влияния?
8. Какие модели используются при диагностировании по виброакустическим параметрам?
9. Какие неисправности выявляются при анализе свободных колебаний?
10. Какие неисправности выявляются при анализе вынужденных колебаний?

2. Диагностика газотурбинных двигателей и их узлов по термогазодинамическим параметрам

2.1. Неисправности ГТД и их влияние на термогазодинамические параметры двигателя

2.1.1. Общая характеристика неисправностей ГТД

На ТГД параметры влияют неисправности элементов проточной части, изменяющие геометрию и размеры деталей, а также неисправности САР двигателя. К таким неисправностям относятся абразивный износ лопаток компрессоров, увеличение радиальных зазоров в компрессорах и турбинах, деформация и частичные разрушения лопаток компрессоров и турбин по различным причинам, прогары жаровых труб камер сгорания и СА турбин, загрязнения и другие отложения на лопатках компрессоров и турбин и т.п. Дефекты, не приводящие к изменению геометрии деталей – трещины лопаток, валов, дисков, дефекты подшипников в начальной стадии развития и т.п., не влияют на ТГД параметры и не могут быть обнаружены методами параметрического контроля.

Степень повреждения элементов проточной части и их характер зависят от условий и срока эксплуатации двигателя. На ГТД самолетных силовых установок преобладают повреждения посторонними предметами, попадающими в двигатель при включении реверса тяги, при рулении, опробовании двигателей, неправильном пользовании антиобледенительными системами. Имеет место также постепенное ухудшение характеристик вследствие небольших накапливающихся изменений элементов проточной части – износов, загрязнения и т.д.

На вертолетных ГТД имеет место интенсивный абразивный износ компрессоров, повреждения из-за попадания посторонних предметов [38], возникающие из-за большой концентрации пыли под несущим винтом вертолета при взлете и посадке.

На ГТД наземных установок, наряду с другими неисправностями, часты явления интенсивного загрязнения компрессора или его абразивного износа, что определяется природно-климатическими условиями места эксплуатации двигателя.

Контроль параметров осуществляется с целью определения состояния двигателя и его диагностики, т.е. определения причины изменения параметров. При этом необходимо иметь в виду, что на ВС измеряется ограниченное число ТГД параметров, изменения их в момент контроля невелики, так как неисправности должны быть обнаружены в начальной стадии развития.

Поэтому для получения достоверного диагноза необходимы специальные методы измерения, обработки и анализа параметров.

2.1.2. Изменение состояния ГТД в процессе длительной эксплуатации

В процессе эксплуатации двигатель, его системы и агрегаты находятся под воздействием многих эксплуатационных факторов, приводящих к постепенному изменению параметров и эксплуатационных характеристик двигателя (износу, «старению»).

В ГТД неизбежно происходит накопление повреждений в виде износа уплотнений проточной части – лабиринтов компрессоров и турбин, специальных слоев рабочих колец компрессоров, вставок рабочих колец турбин, а также небольших по величине износа и загрязнения лопаток компрессоров и турбин и т.п. Эти изменения, постепенно накапливаясь, могут привести к снижению тяги (мощности) двигателя до критического значения, при котором дальнейшая эксплуатация его становится недопустимой из-за невыполнения требований обеспечения безопасности полётов. Снижение параметров двигателя до критического значения характеризуется как постепенный отказ. Время работы до отказа зависит от интенсивности накопления повреждений, определяемой условиями эксплуатации ГТД. Известно [38], что до 85% досрочного снятия с эксплуатации вертолетных ГТД происходит вследствие постепенных отказов.

На самолетных ГТД тенденция к изменению параметров также проявляется, хотя при достаточно большой наработке. Так, на ~30% парка двигателей НК-8-2У устойчивое изменение параметров наблюдается при наработках свыше 4000ч [31]. На двигателях Д-30КУ такие изменения наблюдаются при наработках 3000ч.

Накапливающиеся изменения компонентов проточной части ГТД приводят к снижению КПД узлов и всего двигателя. Проявляется это через снижение частоты вращения $n_{нд}$ и тяги двигателя при заданном режиме работы, т.е. заданном расходе топлива ($\alpha_{РУД}$). На крейсерских режимах полета снижение тяги может быть компенсировано увеличением подачи топлива. Однако на взлетном режиме устранить недостаток тяги увеличением расхода топлива невозможно, так как РУД находится на упоре. Дефицит тяги на взлетном режиме приводит к возникновению особой ситуации на одном из самых сложных участков полета – взлете. По этой причине имели место авиационные происшествия. Например, в июле 1999г. при выполнении взлета с аэродрома Иркутск самолет Ил-76ТД не перешел в набор высоты, выкатился за пределы ВПП и потерпел аварию. Одной из причин АП явился дефицит тяги двигателей №3и 4.

Тяга двухконтурного двигателя (ТРДД) косвенно оценивается по частоте вращения ротора НД (n_{HD}) на заданном режиме работы (α_{PVD}). При «старении» двигателя n_{HD} снижается ниже нижнего предела. Восстанавливают тягу, увеличивая топливоподачу регулировкой топливной автоматики. При этом увеличиваются как n_{HD} так и $n_{ВД}$ и T_G . Ограничивающим фактором при регулировке является достижение параметрами $n_{ВД}$ и T_G верхней границы допуска на эти параметры. Допуски невелики, так, на двигателе Д-30КУ на взлетном режиме параметры имеют допуски $n_{HD}(\pm 2\%)$, $n_{ВД}(+1\% \div -0,5\%)$. Если регулировкой восстановить тягу не удастся, двигатель снимается с эксплуатации для восстановительного ремонта.

2.1.3. Неисправности компрессоров

Неисправности компрессоров ГТД возникают вследствие конструктивно-производственных недостатков и влияния эксплуатационных факторов, среди которых заметную роль играют повреждения посторонними предметами, попадающими в проточную часть двигателя.

Повреждение лопаток компрессоров посторонними предметами является самой распространенной причиной досрочного снятия двигателей с эксплуатации (ДСД). Так, на двигателях НК-8-2У, НК-86 67% всех досрочных замен двигателей происходит по этой причине.

Повреждения происходят при попадании в проточную часть кусков льда, мелких камней, проволоки с поверхности стоянок, рулежных дорожек, ВПП, а иногда и посторонними предметами, оставляемыми по неосторожности в воздухозаборниках при техническом обслуживании. Чаще всего посторонние предметы попадают в двигатель при запуске и опробовании, рулении, включении реверса тяги.

Виды повреждений лопаток: забоины (~70% от общего числа), вмятины, погнутости (~15%), забоины с надрывом, трещины и обрывы концов лопаток (~10%), комбинации повреждений.

Частота повреждаемости зависит от компоновки СУ на воздушном судне (ВС) – высоты расположения воздухозаборников, наличия реверса тяги. Так на самолете Ту-154 1-й и 3-й двигатели повреждаются в 4 раза чаще, чем 2-й, что объясняется наличием на крайних двигателях реверса тяги и более низким расположением воздухозаборников.

В зимнее время повреждаемость в 2-3 раза чаще, чем летом, из-за наличия на рулежных дорожках, ВПП и стоянках пятен льда. Возможно попадание льда в двигатель и при неправильном пользовании противообледенительной системой (ПОС) ВС и двигателя, когда допускается образование льда на крыле и воздухозаборниках и при последующем включении ПОС лед срывается и попадает в двигатель.

Чаще других повреждаются рабочие лопатки 1-й ступени (~45% от общего числа повреждений). Более 65 % всех повреждений приходится на верхнюю треть лопатки, на корневую часть ~2%.

На вертолетных ГТД вероятность повреждения посторонними предметами весьма высока. Этому способствует воздушный поток от несущего винта, поднимающий с поверхности взлетной площадки вместе с пылью мелкие камни и др. предметы. В полете возможно попадание в двигатель града, птиц, льда при неэффективной работе ПОС.

На ГТД наземных установок повреждение лопаток посторонними предметами также основная причина ДСД. Причины повреждения – попадание льда с входного устройства СУ при неправильном пользовании или неисправности ПОС и посторонние предметы (болты, гайки и т.п.), оставляемые во входном устройстве при ТО.

Повреждения лопаток могут привести к появлению трещин и разрушению лопаток. Наиболее опасной является трещина в корневой части. На большинстве двигателей в этой части лопаток повреждения не допускаются, на остальных частях лопаток устанавливаются допуски на глубину забоин, их количество на лопатке, в ступени компрессора. Повреждения лопаток выявляются визуально-оптическими методами при ТО. Влияние на ГТД параметры незначительно. Только при повреждениях, вызвавших изменение геометрии лопаток – частичное разрушение, погнутость, уменьшается расход воздуха (G_B), степень повышения давления (π_K), к.п.д. компрессора, снижается тяга(мощность) двигателя. Такое событие может быть обнаружено по снижению давления воздуха за компрессором (P_K), повышению температуры газов (T_P) и увеличению скольжения роторов (на ТРДД).

Абразивный износ деталей проточной части ГТД. Является одним из самых распространенных видов повреждения некоторых типов двигателей, в том числе на двигателях вертолетов, стационарных энергетических установок. В первом случае интенсивный износ вызывается большой концентрацией пыли в потоке воздуха под несущим винтом при взлете с грунтовых аэродромов, во втором - длительной работой в условиях запыленного воздуха, хотя и с меньшей концентрацией.

Абразивный износ наступает в результате взаимодействия твердых частичек пыли с поверхностью детали. Двигаясь с большой скоростью по проточной части двигателя, абразивные частицы вызывают износ лопаток компрессора, специальных слоев рабочих колец, лабиринтных уплотнений. На турбинах наблюдаются только следы износа.

В общем случае величина износа зависит от множества факторов: концентрации пыли, дисперсности и минералогического состава частиц, продолжительности работы в условиях запыленного воздуха, материала

лопаток компрессора. Наибольший износ наблюдается при эксплуатации СУ в местностях с песчаным грунтом. На состояние ГТД энергетических установок сильно влияют погодные-климатические условия, в частности такое метеорологическое явление, как пыльная буря. Эксплуатацию двигателей часто невозможно прекратить даже при очень сильной запыленности воздуха, например, нельзя прекратить работу двигателей газоконпрессорных агрегатов магистральных газопроводов.

В осевых компрессорах ГТД наиболее сильно изнашиваются рабочие лопатки. Степень износа увеличивается к последним ступеням, что объясняется возрастанием объемной концентрации частиц в потоке вследствие его сжатия и увеличением количества частиц из-за дробления крупных песчинок.

Износ наблюдается по всей высоте лопатки первых ступеней по передней и задней кромкам. На последних ступенях вследствие центрифугирования частиц повреждаются больше периферийные части. Задняя кромка этих лопаток повреждается сильнее передней.

Направляющие лопатки (НА) изнашиваются меньше рабочих, причем если последние в пределах ступени изнашиваются практически одинаково, то направляющие лопатки могут иметь неодинаковый износ, что объясняется особенностями входа воздуха в двигатель на различных силовых установках. Повышенный износ лопаток статора может быть в различных зонах двигателя как по длине компрессора, так и по окружности ступеней.

В отдельных случаях абразивный износ может быть весьма существенным. Так, на двигателях ТВ-2-117А 30% двигателей, поступающих на досрочный капитальный ремонт, снимаются с эксплуатации из-за абразивного износа лопаток компрессора [38]. При эксплуатации вертолетов на песчаных площадках предельный износ компрессора достигается при наработке двигателей 800-1000ч.

Эффективным средством борьбы с абразивным износом является применение пылефильтров на воздухозаборнике двигателей. Однако пылефильтры снижают мощность СУ, что ограничивает их применение на вертолетах. На стационарных энергетических установках входные очистительные устройства (ВОУ) включены постоянно и существенно уменьшают повреждаемость двигателей даже в экстремальных погодных-климатических условиях. Например, во время пыльных бурь в пустынях ВОУ – единственная защита двигателя от быстрого выхода из строя.

Износ пера рабочих и направляющих лопаток, увеличение радиальных зазоров в рабочих колесах приводит к уменьшению секундного расхода воздуха (G_B), степени повышения давления (π_K^*), снижению КПД компрессора (η_K), увеличению удельного расхода топлива, повышению температуры газов.

Уменьшаются максимальная мощность двигателя и запас газодинамической устойчивости.

Вследствие сильного влияния абразивного износа на эксплуатационные свойства ГТД актуальным является своевременное определение опасного повреждения компрессора, что может быть осуществлено оценкой ГТД параметров. Степень износа компрессора может быть оценена по снижению давления воздуха (P_K), увеличению скольжения роторов на ГТД с двухвальным компрессором, увеличению температуры газов.

Загрязнение компрессора имеется на всех ГТД при длительной эксплуатации, однако степень загрязнения зависит от условий эксплуатации.

На двигателях самолетов 1 – 3 классов при длительной работе появляется темный налет на лопатках вентилятора и 1-х ступеней компрессора. Это приводит к снижению тяги двигателей. На максимальном режиме частота вращения ротора НД может снизиться ~ на 0,5%, что существенно, учитывая допуск на этот параметр ($\pm 2\%$).

Наиболее подвержены появлению загрязнения компрессоры ГТД энергетических установок, в частности двигателей ГПА, на которых снижение мощности по этой причине может достигать 15%.

Причиной загрязнения является наличие в воздухе мелкой пыли, пыльцы и летучих семян растений, насекомых, а также выбросов промышленных предприятий. Мелкая пыль способствует конденсации паров воды в потоке воздуха при высокой его влажности и достаточно низких температурах. Способствует загрязнению также попадание в проточную часть паров и мелких капель масла из передней опоры ротора компрессора и вследствие негерметичности наружной маслосистемы СУ.

Смесь мелкой пыли и других частиц с влагой оседает на поверхностях деталей компрессора и, постепенно уплотняясь, образует отвердевшую промасленную корку. Отложения образуются в основном на лопатках НА. Толщина отложений на первых ступенях может достичь нескольких миллиметров. Прочность и твердость их достаточно высокая, поверхность шероховатая. Профиль лопаток сильно искажается. Интенсивное загрязнение распространяется примерно на 6 первых ступеней. На рабочих лопатках отложения существенно меньше, чем на статоре.

Наиболее интенсивное загрязнение проточной части происходит в летний период, однако и в остальное время года это явление имеет место вследствие метеорологических явлений типа инверсий, при которых источником загрязнений является выброс в атмосферу продуктов работы самой энергетической установки.

Загрязнение проточной части ГТД приводит к уменьшению расхода

воздуха (G_B), степени повышения давления и КПД, вследствие чего снижается мощность двигателя, которая может быть весьма существенной. Удаление отложений осуществляется специальными методами очистки проточной части, в основном промывкой моющими растворами.

Оценка степени загрязнения проточной части двигателя и качества его очистки возможна только путем контроля ТГД параметров, их отклонения от базовых (исходных) значений. Наиболее чувствительными параметрами в этом случае, так же как при других неисправностях компрессора, являются давление воздуха за компрессором (P_K), «скольжение» роторов и температура газов перед (за) турбиной.

Разрушение лопаток компрессора. Значительное количество отказов ГТД связано с разрушениями лопаток компрессоров, причинами которых могут быть конструктивно-производственные дефекты и эксплуатационные факторы.

Конструктивно-производственные причины – недостаточная конструктивная прочность лопаток, некачественное изготовление (дефекты материала, высокие остаточные напряжения, прижоги поверхности при механической обработке, отклонения размеров от чертежа и т.д.) приводят к появлению усталостных трещин с последующим разрушением.

Эксплуатационные причины разрушения лопаток чаще всего обусловлены повреждением лопаток посторонними предметами. Известно [28], что при расположении забоины в зоне высоких напряжений, т.е. в районе узла колебаний, усталостная трещина всегда начинается от места повреждения.

Повреждение (обрыв, погнутость) лопаток может произойти также вследствие помпажа компрессора, превышения допустимого времени работы двигателя на максимальном режиме или на режиме выше допустимого для данных полетных условий. Возможно повреждение лопаток при нарушении правил технического обслуживания, например, при попытке запуска двигателя в случае примерзания лопаток ротора к корпусу двигателя.

Предотвращение поломки лопаток достигается соответствующими профилактическими мерами – визуальным и инструментальным контролем состояния лопаток, соблюдением установленных режимов и времени работы на повышенных режимах, соблюдением правил подготовки двигателя к запуску и т.п. После выключения двигателя проверяется «выбег» ротора с целью выявления возможного затрудненного вращения ротора, причиной которого, наряду с другими, может быть деформация лопаток ротора и касание их о детали статора.

Разрушение лопаток ротора вызывает отказ двигателя, может привести к повреждению других элементов силовой установки, систем и планера ВС. Признаками разрушения лопаток в полете являются возникновение

постороннего шума в двигателе, повышенной вибрации, повышение температуры газа перед турбиной выше допустимой для данного режима. Может возникнуть помпаж.

В ряде случаев частичные разрушения лопаток остаются незамеченными вследствие отсутствия резко выраженных внешних признаков. В этих случаях повреждения могут быть выявлены анализом ТГД параметров. Диагностика также позволит предотвратить последствия разрушения, которые могут возникнуть из-за последующих разрушений деталей проточной части, обусловленных частичным разрушением лопатки.

Уменьшение КПД компрессора при разрушении лопаток вызывает [28] уменьшение тяги (мощности) двигателя, уменьшение частоты вращения ротора $ВД(n_{ВД})$ при заданном значении $n_{НД}$ увеличение расхода топлива и температуры газов.

Часто при эксплуатации двигателя возникает разрушение специального слоя рабочих колец компрессора. Оно обнаруживается также по изменению ТГД параметров.

2.1.4. Неисправности камер сгорания

На жаровых трубах камер сгорания в процессе эксплуатации могут возникнуть трещины и деформации термического происхождения, трещины усталостного характера, трещины по сварным швам, местный перегрев, оплавление и растрескивание материала у отверстий подвода вторичного воздуха, прогары стенок в различных зонах.

Возникновение и развитие неисправностей КС зависит от конструктивных особенностей жаровых труб и топливных форсунок, а также от ряда эксплуатационных факторов. К числу последних относятся качество применяемого топлива, соблюдение требуемых режимов запуска двигателя, прогрева после запуска на режиме МГ, выдерживание установленных правил вывода двигателя на повышенные режимы и работы на этих режимах, охлаждение двигателя на режиме МГ перед выключением.

Низкое качество топлива приводит к нагарообразованию на стенках жаровых труб, закоксовыванию или засорению топливных форсунок. Нагар вызывает изменения условий охлаждения участков камеры, их перегрев и прогар. Образование кокса на деталях форсунок, их засорение приводит к ухудшению распыла топлива, искажению формы факела горения, отклонению факела от осевого направления камеры, что приводит к местным перегревам и прогарам стенок жаровых труб.

Трещины в жаровых трубах возникают вследствие вибрационных процессов, обусловленных конструктивными особенностями КС, а

также вследствие повторных термических напряжений, возникающих в деталях сложной формы в процессе быстрого изменения температуры при запусках двигателя и на переходных режимах работы. Чем выше скорость изменения температуры, тем выше термические напряжения и вероятность появления термических трещин. На всех ГТД любого назначения правилами эксплуатации предусмотрен прогрев на режиме МГ в течение 5 мин и прогрев на промежуточных режимах перед выходом на максимальные режимы. Перед выключением двигателя требуется охлаждение $\sim 3 \div 5$ мин на МГ. Несоблюдение этих правил приводит к «тепловому удару» и растрескиванию жаровых труб. Нарастание температуры в процессе запуска двигателя и на переходных режимах определяется настройкой автоматов запуска и приемистости.

Трещины элементов КС могут привести к их частичному разрушению, что обязательно приводит к вторичным разрушениям в двигателе. Выпавшие кусочки жаровой трубы повреждают лопатки или диски турбин, вызывают повышенные вибрации двигателя.

Нарушение процесса горения, связанное с неисправностью топливных форсунок, прогаром жаровой трубы, приводит к деформации поля температур за КС, уменьшению мощности турбины, снижению КПД процесса горения (η_p), увеличению сопротивления КС (σ_p). Увеличиваются расход топлива, температура газов, «скольжение» роторов.

2.1.5. Неисправности турбин

Распространенной неисправностью турбин ГТД, влияющей на газодинамические параметры, является увеличение радиального зазора между лопатками рабочих колес и вставками СА, вследствие износа вставок, износа и скола гребешков бандажных полок рабочих колес.

Износ бандажных полок и вставок может быть обусловлен тем, что на переходных режимах – запуске, останове, резком изменении режима работы вследствие разной скорости изменения температуры корпуса и рабочих колес, радиальный зазор уменьшается и может достигать нулевого и даже отрицательного значения. Следовательно, на величину износа влияют условия эксплуатации двигателя.

Радиальный зазор между вставками и рабочим колесом 1-й ступени турбины двигателя типа НК-8-2У вследствие износа может достигать $2 \div 2,5$ мм при допусках по чертежу $0,8 \div 1$ мм.

Достаточно часто на ГТД возникают прогар и оплавление лопаток СА вследствие общего или местного повышения температуры газового потока выше допустимого значения.

Общее повышение температуры обычно связано с неправильным функционированием топливной аппаратуры, например, при запуске двигателя, на максимальных режимах работы, при нестабильной по времени работы камеры сгорания или неустойчивой работе компрессора (помпаже). Известно [28], что при помпаже двигателя температура газов нарастает столь интенсивно, что в течение $15\div 20$ с могут обгореть все лопатки. Несоблюдение ограничений по времени работы на максимальном режиме и на МГ также приводит к перегреву турбины. Ограничение времени работы на МГ обусловлено тем, что ухудшаются условия охлаждения турбины из-за уменьшения давления воздуха за компрессором. Неисправности КС, в том числе «факеление» форсунок из-за закоксовывания или засорения, частичное разрушение и прогары жаровых труб приводят к повреждению лопаток турбин ВД от перегрева вследствие увеличения неравномерности температурного поля. Чаще всего при перегреве турбины имеет место прогар или оплавление лопаток СА турбины ВД.

Разрушение лопаток турбин - редко возникающая, но весьма опасная неисправность. Причинами разрушения могут быть конструктивно-производственные недостатки – недостаточная усталостная прочность, высокий уровень переменных напряжений, недостатки механической обработки, а также износ рабочих граней бандажных полок в процессе эксплуатации и увеличение в связи с этим вибрационных нагрузок.

Термическая усталость лопаток возникает из-за большого числа запусков и выключений двигателя, многократного изменения режима их работы. На переходных режимах передние и задние кромки лопаток подвергаются более резким изменениям температуры по сравнению со средней частью, в результате чего в кромках возникают значительные термические напряжения. При накоплении циклов нагрева и охлаждения в кромках лопатки, а также в замковой части могут возникнуть трещины (малоцикловая усталость). Главным фактором повреждения лопаток при этом является не общее время работы двигателя, а число циклов изменения температуры и интенсивность переходных процессов.

Разрушение лопаток турбины может произойти по причине эрозионно-коррозионного повреждения. Попадающие в двигатель соли щелочных металлов (вместе с пылью и продуктами сгорания топлива) в условиях высоких температур разрушают верхний слой поверхности, что способствует адсорбции серы на поверхности. Вследствие этого при длительной эксплуатации происходит сульфидирование металла, приводящее к его разрушению.

Причиной разрушения может быть попадание на рабочие лопатки посторонних предметов, чаще всего элементов разрушившихся деталей

впередистоящих узлов проточной части двигателя, приводящее к появлению забоин, надрывов материала с последующим развитием усталостной трещины.

Увеличение зазоров в проточной части турбины, обгорание лопаток СА и РК, обрыв лопаток приводят к снижению КПД турбины, ее мощности, изменению баланса мощности на валу компрессор-турбина. Регулятор частоты вращения, стремясь поддержать заданную частоту и восстановить баланс мощностей, увеличивает подачу топлива. Растет температура газа перед и за турбиной. На ТРДД увеличивается «скольжение» роторов.

2.1.6. Неисправности САР

Система автоматического регулирования (САР) ГТД осуществляет управление механизацией компрессора, регулирование топливоподдачи на всех этапах работы двигателя от запуска до останова включительно, управления реверсом тяги.

Механизация компрессора – клапаны (ленты) перепуска воздуха (КПВ) из средних или последних ступеней компрессора в атмосферу или из компрессора внутреннего контура в наружный (ТРДД) и регулируемые направляющие аппараты (РНА). РНА обеспечивают необходимый запас газодинамической устойчивости компрессора (ГДУ) при запуске двигателя и на режимах работы ниже крейсерских. РНА, кроме того, способствует поддержанию высокого КПД в широком диапазоне частот вращения ротора двигателя и температуры воздуха на входе в компрессор. Агрегаты управления механизацией компрессора настраиваются так, чтобы устройства перепуска воздуха закрывались, а поворотные лопатки Н.А. начали изменять установочные углы на частотах вращения, превышающих на определенную величину частоты вращения возникновения помпажа в случае отсутствия защитных мер. Соответственно, отказ агрегатов управления механизацией, нарушение их регулировки, заключающееся в раннем закрытии КПВ или перестановке лопаток НА из пускового (прикрытого) положения на раскрытие, вызывает снижение запаса ГДУ и может привести к помпажу.

Неправильная регулировка РНА – уменьшение углов раскрытия на режимах крейсерских и выше, снижает расход воздуха через двигатель, уменьшает КПД и мощность (тягу) двигателя.

Проверка исправности агрегатов управления механизацией производится при ТО двигателей. На работающем двигателе такая проверка осуществляется контролем ТГД параметров.

При закрытии КПВ, переключке РНА из пускового положения в открытое быстро изменяется температура газов, частота вращения роторов. Требуется

оценить частоту вращения, при которой начинаются изменения параметров и их соответствие ТУ. Отклонение углов установки РНА от заданных по ТУ оценивается прямым измерением при ТО, а на работающем двигателе по измеренным параметрам - давлению воздуха за компрессором, «скольжению» роторов.

Неисправности топливной системы двигателя приводят к незапуску, самовыключению двигателя, зависанию частоты вращения ротора, помпажу компрессора. Обусловлены эти неисправности отказом или неправильной регулировкой автоматов запуска, автоматов приемистости, клапанов постоянного перепада давления топлива, распределительных клапанов или качающего узла насоса-регулятора.

Признаками неисправностей топливной системы являются изменение (резкое или постепенное) давления и расхода топлива, температуры газов, частот вращения роторов. Внешних признаков появления таких неисправностей на ранней стадии их развития нет, кроме засорения фильтра тонкой очистки топлива.

Контрольные вопросы к разделу 2.1

1. Какие неисправности влияют на изменение ТГД параметров ГТД?
2. Какие изменения происходят в элементах ГТД при длительной эксплуатации?
3. Как проявляется изменение состояния ГТД при длительной эксплуатации?
4. Каковы причины повреждения лопаток компрессоров ГТД посторонними предметами?
5. Каковы причины повышенного абразивного износа лопаток осевых компрессоров ГТД?
6. Каков характер повреждения лопаток осевых компрессоров при абразивном износе?
7. Каковы причины загрязнения лопаток осевых компрессоров?
8. Как сказывается на параметрах работы ГТД абразивный износ, загрязнение лопаток компрессоров?
9. Какие измеряемые параметры наиболее чувствительны к изменению состояния компрессоров ГТД?
10. Какие эксплуатационные причины приводят к неисправностям камер сгорания?
11. Какие эксплуатационные причины вызывают неисправности СА турбин?
12. Какие причины вызывают разрушение лопаток турбин?

13. Как изменяются параметры работы ГТД при неисправностях турбин?
14. Как проверяется регулировка системы управления РНА?
15. Как проявляются неисправности топливной системы двигателя?

2.2. Контроль состояния ГТД по термогазодинамическим параметрам

2.2.1. Задачи контроля параметров ГТД

Контроль параметров работы ГТД осуществляется при опробовании двигателей на предполетной подготовке, при выполнении регламентных работ, экипаж в процессе полета постоянно контролирует параметры по приборам. В течение всего полета осуществляется автоматическая запись параметров бортовыми средствами регистрации полетной информации (МСРП).

Контроль параметров на предполетной подготовке и экипажем в полете является экспресс-контролем и предназначен для выявления предельного состояния двигателя. Измеренные параметры сравнивают с их предельно допустимыми значениями. Если проверяемые параметры (температура газов ($T_{г}^*$), частоты вращения роторов ($n_{нд}$, $n_{вд}$), параметр, характеризующий тягу), выходят за пределы, установленные руководством по эксплуатации данного типа двигателя, то ВС в полет не допускается до выяснения причин и устранения неисправностей. Если выход параметра за предельные ограничения выявлен в полете, то двигатель выключается.

На современных ВС (Ил-96, Ту-204) информация о параметрах работы двигателей (ПС-90А) выдается САУ на экраны комплексной информационной системы сигнализации (КИСС_90). Для представления информации используется несколько типов круглых и линейных шкал. Текущее значение параметра может быть определено либо путем «шкального» отсчета, либо прочтением его цифрового значения в специальных ячейках, расположенных под шкалами.

На шкалах $n_{нд}$, $n_{вд}$, $T_{г}$ имеются красные метки, соответствующие предельным значениям параметров. При нахождении параметра в пределах нормы метки на вертикальных шкалах и число в ячейке высвечиваются зеленым цветом. При достижении параметром предельного значения цвет соответствующих вертикальных линий и числа в ячейке меняется на красный.

Информация, получаемая при опробовании двигателей при регламентных работах и полученная при расшифровке записей бортовых регистраторов, используется для оценки состояния двигателей – работоспособен или

неработоспособен, а также для прогнозирования изменения состояния.

Методы оценки состояния ГТД по ТГД параметрам основаны на сравнении отклонений параметров от их базовых значений с техническими нормами на эти отклонения. В качестве базовых принимают параметры двигателя в его исходном состоянии, то есть параметры, полученные при сдаточных испытаниях на заводе или в первые часы его работы на ВС. Сравнение текущих значений параметров, полученных из эксплуатации, с базовыми значениями параметров осуществляется с использованием дроссельных характеристик.

Данные полетной информации, полученные посредством бортовых средств регистрации, подвергаются статистической обработке с целью определения отклонений параметров от их значений в первых полетах на данном ВС. Определяется также тенденция изменения параметров (тренд), скорость этих изменений может служить признаком изменения состояния двигателя и дает возможность осуществлять прогнозирование.

При реализации любого метода контроля состояния двигателя по ТГД параметрам возникают сложные задачи:

- назначение допуска на отклонение параметров;
- определение величины отклонений параметров от базовых значений с наименьшими погрешностями.

Допуски на отклонения параметров могут быть назначены из условий:

- возможности обнаружения неисправностей двигателя на ранней стадии развития;
- обеспечения заданных запасов прочности, устойчивости, надежности объекта диагностирования;
- обеспечения эксплуатационных свойств двигателя.

Обнаружение неисправностей на ранней стадии необходимо для предотвращения их развития и появления повторных повреждений. Например, прогар лопаток СА турбины должен выявляться как можно раньше, наличие этого дефекта свидетельствует о большой неправомерности поля температур перед турбиной вследствие нарушений в работе камеры сгорания или иной причины перегрева турбины, что может в дальнейшем привести к ее разрушению с непредсказуемыми последствиями. «Крупные» дефекты распознаются по внешним признакам – плохому запуску двигателя, металлическому налету на поверхности лопаток последней ступени турбины, наличию посторонних звуков при проворачивании ротора и т.д. Но допускать до такой степени повреждения двигателя опасно, необходимо выявлять дефекты как можно раньше.

Отклонения параметров от базовых значений при небольших дефектах малы и их обнаружение и оценка величины возможны при достаточно точном

определении исходных значений параметров и их значений в процессе последующих эксплуатационных испытаний.

Базовые значения определяются достаточно точным построением дроссельных характеристик двигателя в его исходном состоянии и определением среднестатистического значения параметров по результатам первых полетов двигателя, установленного на ВС.

Назначение допусков на параметры, исходя из условия обеспечения прочности, надежности, устойчивости, предполагает ограничение максимальных значений температуры газов (T_p^*), частоты вращения роторов ($n_{HDMAX}, n_{ВДMAX}$), степени повышения давления (π_{KMAX}^*). Верхние ограничения параметров обусловлены величиной запаса прочности лопаток турбины, запаса газодинамической устойчивости и т.д. [26].

Условие обеспечения эксплуатационных свойств ГТД предполагает определение допустимого снижения тяги двигателя (δP) на различных этапах полета, в том числе на взлете.

Учитывая два последних условия, контроль состояния двигателя при наземном опробовании проводят на нескольких режимах работы и обязательно – на взлетном, для которого задаются верхние и нижние допуски на параметры.

Наряду с решением задач контроля состояния двигателя, измерение ТГД параметров и оценка их отклонений от базовых значений позволяет решать задачи диагностирования, т.е. определять причину изменения параметров, устанавливать неисправный узел двигателя (см. раздел 2.4).

Измерение и анализ параметров ГТД производится также:

- при проведении регулировок двигателя в эксплуатации, например, при регулировках устройств механизации компрессора, частот вращения роторов и т.п.;

- для оценки степени изменения отдельных узлов двигателя в тех случаях, когда характер неисправности известен. Например, при интенсивном загрязнении компрессора необходимо оценить величину снижения мощности двигателя и оценить эффективность технологического процесса восстановления состояния компрессора (промывки или очистки).

2.2.2. Контроль состояния ГТД по результатам наземного опробования двигателей

При опробовании решается задача оценки работоспособности двигателя, т.е. состояния двигателя, при котором он способен выполнять заданные функции в пределах, установленных нормативно-технической документацией (НТД). Работоспособный двигатель будет правильно функционировать на всех

режимах в ожидаемых условиях эксплуатации и в течение установленного времени. Такие проверки производятся на предполетной подготовке и при выполнении регламентных работ. В последнем случае проверки наиболее полные.

Принцип проверки работоспособности ГТД по термогазодинамическим параметрам состоит в том, что оцениваются отклонения параметров от их базовых значений. В качестве базовых принимаются значения параметров двигателя в его исходном состоянии, т.е. полученные при заводских сдаточных испытаниях нового двигателя или после капитального ремонта. Результаты заводских испытаний заносятся в формуляры двигателей и называются «формулярные данные двигателя».

Результаты заводских испытаний приводятся к стандартным атмосферным условиям (CAU) – $T_H=288K$, $P_H=760\text{мм рт.ст.}$ по известным формулам приведения [39]:

$$\begin{aligned}
 n_{\text{пр}} &= n_{\text{изм}} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_H}}; & T_{\text{пр}}^* &= T_{\text{изм}}^* \cdot \frac{288}{T_H}; \\
 P_{\text{пр}}^* &= P_{\text{изм}}^* \cdot \frac{760}{P_H}; & G_{\text{пр}} &= G_{\text{изм}} \cdot \frac{760}{P_H} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_H}}; \\
 P_{\text{пр}} &= P_{\text{изм}} \cdot \frac{760}{P_H} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_H}}; & N_{\text{изм}} &= N_{\text{впр}} \cdot \frac{760}{P_H} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_H}}; \\
 \text{где } T_H &= t_H^{\circ}\text{C} + 273; & P_{\text{изм}} &= P_{\text{ман}} + P_H.
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

Индексом «изм» обозначены измеренные параметры;

$P_{\text{ман}}$ - показания манометра при измерении.

Анализ параметров при регламентном опробовании двигателей производится в следующей последовательности:

- строятся дроссельные характеристики испытываемого двигателя по формулярным данным;
- производится первое опробование двигателя после установки его на ВС;
- по результатам первого опробования вносятся поправки в формулярные дроссельные характеристики, получают «поправленные» (скорректированные) характеристики;
- при проведении каждого последующего регламентного ТО производится опробование двигателей, измерение и приведение к CAU параметров;
- измеренные и приведенные к CAU параметры сравниваются со значениями параметров на «поправленной» дроссельной характеристике на

соответствующем режиме работы двигателя;

- вычисляются отклонения текущих значений параметров от значений на дроссельной характеристике и сравниваются с допусками, указанными в НТД, делается заключение о состоянии двигателя.

Дроссельными характеристиками ГТД называют зависимости тяги (мощности), удельного или часового расхода топлива, температуры газов и других параметров от частоты вращения ротора двигателя при заданной программе регулирования. По формулярным данным двухконтурного двигателя строят зависимости

$$P_{\Phi}^{PP}, n_{\Phi}^{ВДПР}, T_{\Phi}^{ГПР}, P_{\Phi}^{КПР}, G_{\Phi}^{ТПР} = f(n_{\Phi}^{НДПР}),$$

где индекс «Ф» обозначает формулярные значения параметров.

Тяга двигателя (P) измеряется только на заводском стенде, в составе СУ ВС тяга не измеряется и может быть оценена косвенно через другие параметры. Давление воздуха за компрессором измеряется не на всех ВС. Остальные параметры – частоты вращения роторов ($n_{ВН}$, $n_{НД}$, $n_{ВД}$), температура газов ($T_{г}^*$), расход топлива ($G_{г}$), как правило, входят в состав штатных измеряемых параметров СУ.

Для построения характеристик используют значения параметров, полученные на нескольких режимах работы, например: 0,85 номинального, номинальном и взлетном (двигатель НК-8-2У), или 0,6 номинального, 0,7 номинального, 0,9 номинального, номинальном, взлетном (двигатель Д-30-КУ).

Дроссельные характеристики могут быть построены как функции не $n_{НД}$ а других параметров, определяющих режим работы, например $n_{ВД}$ или $P_{г}^*$, что не меняет принципа оценки состояния двигателя.

Для повышения точности анализа дроссельную характеристику конкретного экземпляра двигателя по его формулярным данным строят эквидистантно эталонной (образцовой) характеристике данного типа двигателей.

Необходимость корректировки дроссельных характеристик двигателя по результатам первого опробования после установки его на СУ ВС вызвана тем, что условия работы двигателя на испытательном стенде завода и в составе СУ ВС несколько отличаются, в основном за счет различий во входном и выходном устройствах. Так, если двигатель прошел контрольные испытания с реактивным соплом, а на самолет установлен с реверсом тяги, то параметры его на ВС будут существенно отличаться от стендовых. В таблице 2.1 представлено влияние реверса на параметры двигателя НК-8-2У.

Таблица 2.1. Влияние реверса на характеристики двигателя (*при $n_{\text{НДПР}} = \text{const}$*)

$\Delta n_{\text{ВД}}, \%$	$\Delta t_{\text{ТНД}}^*, ^\circ\text{C}$	$\Delta P, \text{кгс}$	$\Delta G_{\text{т}}, \text{кг/час}$
-0,3	-8	-200	-80

Отличаются также системы измерения параметров на стендах и в составе СУ ВС, что вносит систематические ошибки в значения параметров при эксплуатационных испытаниях и требует корректировки этих значений.

Приведение параметров к САУ осуществляется по уравнениям (2.1), сравнение с значениями этих параметров на скорректированных характеристиках производится по схеме (рис.2.1).

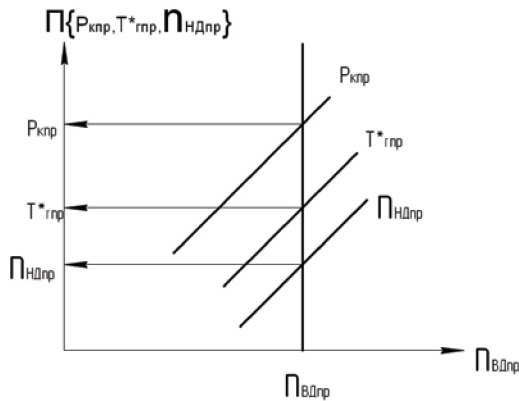


Рис. 2.1. Пример определения значений параметров по дроссельной характеристике

Совпадение приведенных параметров опробования с параметрами дроссельной характеристики для заданного значения $n_{\text{ВДПР}}$ или $n_{\text{НДПР}}$, если характеристики построены в координатах $\Pi_{\text{ПР}}^{\Phi} = f(n_{\text{НДПР}}^{\Phi})$, с учетом допусков свидетельствует о нормальном функционировании двигателя. Допуски задаются для типа двигателя, например, для двигателей НК-38 в руководстве по эксплуатации заданы допуски $\Delta n_{\text{НД}} = (+50 \div -100) \text{об/мин}$, $\Delta P_{\text{к}} = (+0,3 \div -1,5) \text{кгс/см}^2$, $\Delta T_{\text{ГСТ}}^* = +40\text{K}$.

Весьма распространен метод сравнения измеренных параметров с формулярными, заключающийся в том, что формулярные данные пересчитываются к условиям текущего испытания с последующим сравнением пересчитанных и измеренных значений параметров.

В формулярах двигателей содержатся таблицы значений параметров контрольных испытаний двигателей, приведенных к САУ для нескольких режимов работы. Перед опробованием двигателя формулярные значения для

всех режимов пересчитываются на давление и температуру воздуха P_H, T_H места испытания введением поправок:

$$\Pi_{\text{ОПР}} \{n_{\text{НД}}, n_{\text{ВД}}, t_{\text{Г}}^*\} = \Pi_{\text{ФОРМ}} + \Delta\Pi, \quad (2.2)$$

где $\Pi_{\text{ОПР}} \{n_{\text{НД}}, n_{\text{ВД}}, t_{\text{Г}}^*\}$ - пересчитанные значения параметров $n_{\text{НД}}, n_{\text{ВД}}, t_{\text{Г}}^*$;

$\Pi_{\text{ФОРМ}}$ - данные формуляра для тех же параметров;

$\Delta\Pi$ - поправки на соответствующие параметры.

Поправки $\Delta\Pi$ находятся по специальным графикам - зависимостям $\Delta\Pi = f(P_H, T_H)$, содержащимся в руководстве по эксплуатации типа двигателя. При опробовании двигатель выводится на заданные графиком опробования режимы по параметру $n_{\text{НДОПР}}$ и проверяется соответствие других параметров, измеренных на этих режимах, значениям, определяемым по формулам пересчета, т.е. $\Pi_{\text{ОПР}} \{n_{\text{ВД}}, t_{\text{Г}}^*\}$.

Если контроль параметров производится в процессе использования двигателя по назначению, когда режим работы задается условиями эксплуатации и он не совпадает с режимами, заданными в формуляре, пересчет формулярных значений к условиям работы осуществляется в 2 этапа:

- формулярные данные одного из режимов пересчитываются на фактические атмосферные условия $(P_H, t_H^{\circ}\text{C})$;
- пересчитанные по атмосферным условиям параметры корректируются по режиму работы, используя дроссельные характеристики.

В формулярах двигателей часто содержатся приведенные к САУ параметры одного максимального режима. В соответствии с (2.2) определяются параметры максимального режима для условий проводимого испытания:

$$\Pi_{\text{МАХ}} \{n_{\text{НД}}, n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\} = \Pi_{\text{ФОРМ}} \{n_{\text{НД}}, n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\} + \Delta\Pi \{n_{\text{НД}}, n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\}, \quad (2.3)$$

где $\Delta\Pi \{n_{\text{НД}}, n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\}$ - поправки на формулярные значения параметров $n_{\text{НД}}, n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*$ в зависимости от условий испытания.

Поправки на значения параметров, обусловленные разницей в режимах работы анализируемого испытания и заданного в формуляре (максимального), определяются по эталонным дроссельным характеристикам типа двигателя. В результате получаются контрольные значения параметров:

$$\Pi_{\text{КОНТР}} \{n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\} = \Pi_{\text{МАХ}} \{n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\} + A_i \{n_{\text{НД ИЗМ}} - n_{\text{НД МАХ}}\},$$

где A_i - коэффициент (тангенс угла наклона) дроссельной характеристики параметра ($n_{\text{ВД}}, P_K$, или $t_{\text{Г}}^*$).

Измеренные значения параметров сравниваются с контрольными:

$$\Delta\Pi \{n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\} = \Pi_{\text{ИЗМ}} \{n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\} - \Pi_{\text{КОНТР}} \{n_{\text{ВД}}, P_K, t_{\text{Г}}^*\}.$$

Совпадение измеренных параметров с контрольными с учетом допусков на параметры свидетельствуют о нормальной работе двигателя. Такой алгоритм анализа параметров реализован, например на двигателе НК-16СТ.

Изложенный принцип оценки технического состояния двигателя сравнением текущих и формулярных значений параметров требует определенной регламентации допустимых отклонений значений признаков состояния, что является сложной самостоятельной задачей.

Сложность задачи обусловлена:

- неоднозначностью связи признаков состояний с неисправностями, при различных состояниях могут появляться схожие признаки;
- неисправности двигателя необходимо выявлять на ранней стадии развития, в противном случае диагностика не гарантирует безотказность двигателя. Но при этом условия отклонения признаков состояния малы, соизмеримы с погрешностями измерения.

Задача определения норм на допустимые отклонения измеряемых параметров, так же как выбор самих измеряемых параметров для диагностики различных состояний, может быть решена в статистическом аспекте путем сбора и анализа изменений параметров при неисправностях [38], установления диапазонов рассеивания для заведомо исправных двигателей.

Однако такой подход весьма трудоемок, длителен и может быть применен для диагностирования отдельных часто повторяющихся неисправностей.

Аналитические методы определения норм на допускаемые отклонения параметров ГТД базируются на теории авиационных ГТД, теории прочности и надежности, динамике полета ВС, предусматривают значения допусков на параметры из условий:

- обеспечения эксплуатационных свойств объекта диагностики во всем диапазоне эксплуатации;
- обеспечения заданных запасов прочности, устойчивости и надежности.

Допустимое отклонение тяги двигателя относительно расчетного значения определяется из условия обеспечения максимальной скорости полета летательного аппарата, наивыгоднейшей скороподъемности и обеспечения взлетных характеристик. В последнем случае определяется допустимое уменьшение взлетной тяги при заданной длине разбега самолета, скорости отрыва [26].

Важнейшим эксплуатационным параметром двигателя является взлетная тяга, поэтому для всех двигателей задается допуск на этот параметр. При опробовании двигателя оценка взлетной тяги является обязательной при одновременной оценке предельных значений всех измеряемых параметров на взлетном режиме.

Например, на двигателе Д-30-КУ при опробовании на ТО оценка состояния производится по параметрам взлетного режима, имеющим допуски $n_{HD} (\pm 2\%)$, $n_{ВД} (+1\% \div -0,5\%)$, $T_{ГМАКС}^* = T_{ОГРВПРТ}$ (ВПРТ – всережимный предельный регулятор температуры). При наработке больше 3000ч значения n_{HD} часто уходят ниже нижнего предела вследствие естественного износа (старения) деталей и узлов двигателя, влияющих на тягу. Для восстановления тяги (параметр n_{HD} однозначно связан с тягой) в допустимых пределах увеличивают расход топлива и n_{HD} . При этом увеличиваются $n_{ВД}$ и $T_{Г}^*$, которые не должны выходить за верхние пределы допусков.

На двигателе НК-8 производится оценка и регулировка параметров n_{HD} и $n_{ВД}$ на максимальном режиме, а также оценка тяги, которую может создать двигатель при максимальной температуре газов за ТНД ($t_{ТНД}^* = 630^\circ\text{C}$), обеспечиваемой предельным регулятором температуры.

Принцип оценки тяги представлен на рис. 2.2.

Значение P^{630} сравнивают с минимально допустимой величиной тяги $P_{МИН}$. При $P^{630} > P_{МИН}$ - продолжается эксплуатация двигателя, при $P^{630} < P_{МИН}$ - оценивается возможность эксплуатации при некоторых условиях.

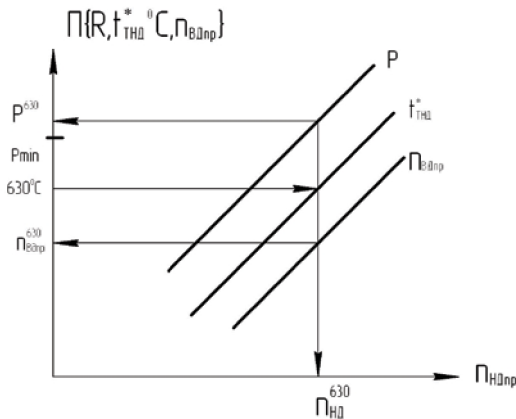


Рис. 2.2. Схема определения параметров двигателя, соответствующих предельной температуре газов 630°C

Дроссельные характеристики $n_{ВД}, t_{ТНД}^* = f(n_{ВДпр})$ получаются для конкретного двигателя по результатам его опробования, характеристика $P = f(n_{ВДпр})$ строится по формулярным данным с учетом поправок на наличие реверса тяги на данной СУ (таблица 2.1).

Приведение параметров к САУ осуществляется на двигателе НК-8-2У по формулам приведения (2.1), а на двигателе Д-30-КУ пересчетом формулярных

данных к условиям текущей проверки в соответствии с (2.2).

Особое внимание при проведении работ по опробованию двигателей при ТО необходимо обращать на точность полученных результатов. Допуски на параметры весьма жесткие, соизмеримы с погрешностями измерения, поэтому последние нужно свести к минимуму. Для этого перед опробованием проверяют систему управления двигателя, в частности, соответствие положения РУД по лимбу насоса-регулятора и показаний кабинного указателя $\alpha_{РУД}$. Несоответствие в показаниях не должно превышать $\pm 1^\circ$.

При опробовании двигателя необходимо тщательно выдерживать требования по прогреву двигателя на режимах МГ (для снижения термических напряжений) и на режимах регистрации параметров для стабилизации параметров. Перед регистрацией показаний приборов необходимо проработать на заданном режиме не менее 1 мин. При прогреве стабилизируются геометрия деталей и зазоры в элементах проточной части двигателя. Невыдерживание режима прогрева приводит к нестабильности параметров и к ошибкам в последующем анализе. Необходимо также точно устанавливать режим работы двигателя (n_{HD} , $\alpha_{РУД}$, P_K).

Измерение параметров производят при выключенных системах отбора воздуха от компрессора двигателя на самолетные нужды и при неработающих соседних двигателях. Имеются также ограничения на скорость ветра в момент испытания. Составляющая скорости ветра со стороны реактивного сопла не должна быть больше 10 м/с, а на двигателях с большей степенью двухконтурности – 5 м/с. Например, запуск и работа двигателя ПС-90А запрещается при скорости бокового ветра (под углом 90 градусов к продольной оси самолета) более 15 м/с, при скорости ветра сзади – более 5 м/с. Для запуска и опробования двигателя в ветреную погоду необходимо развернуть самолет так, чтобы попутная и боковая составляющие скорости ветра не превышали 5 и 15 м/с соответственно.

Ошибки в измерении параметров могут возникнуть при неисправностях систем измерения. Известно [31], что ошибки в измерении температуры газов могут быть вызваны неисправностями указателей температуры, переходных колодок, служащих для компенсации влияния температуры холодного спая термопар на показания прибора, а также загрязнением штепсельных разъемов (ШР) термопар вследствие нагарообразования и коррозии. 50% неисправностей в системах измерения температуры газов устраняются промывкой ШР спиртом, остальные неисправности – заменой аппаратуры.

На многих ВС наблюдается кажущееся увеличение расхода топлива, вызванное неисправностями емкостного датчика – плотномера в зимнее время. Назначение датчика – корректировка показаний расходомера (РТМС) по плотности керосина, которая меняется при изменении температуры

топлива в самолетных баках. Погрешности датчика вызываются попаданием в него воды, находящейся в керосине. Признаком появления данной неисправности может служить одновременное увеличение расхода топлива у всех двигателей, установленных на самолете.

Безусловно, эти и другие неисправности систем измерения параметров должны быть устранены до опробования двигателей.

Особое внимание необходимо уделять измерению параметров внешней среды (P_H , t_H °C), так как весь анализ производится с использованием приведенных к САУ параметров.

2.2.3. Контроль систем автоматического регулирования двигателей

Контроль САУ включает правильность функционирования систем автоматического запуска, управления механизацией компрессора (КПВ, РНА), контроль настроечной характеристики.

Контроль системы управления запуском

Запуск ГТД – процесс раскрутки ротора двигателя от неподвижного состояния до частоты вращения малого газа (МГ). Запуск является сложным переходным процессом, в ходе которого последовательно включаются устройства механической раскрутки ротора (стартер), подачи пускового, а затем рабочего топлива, системы зажигания, отключения пускового топлива, зажигания, стартера, осуществляется управление дозировкой рабочего топлива.

Запуск на современных ГТД полностью автоматический, но весьма важен контроль этого процесса, так как в процессе запуска могут возникнуть неисправности и некоторые из них могут привести к выходу из строя всего двигателя.

Запуск ГТД принято условно подразделять на 3 этапа: раскрутка ротора стартером до подачи рабочего топлива, совместная работа стартера и турбины двигателя после воспламенения рабочего топлива и вывод ротора на обороты МГ турбиной после отключения стартера. На каждом из этапов необходимо контролировать параметры, характеризующие правильность функционирования системы на этом этапе.

На первом этапе качественно оценивается скорость раскрутки ротора, по которой судят об исправности стартера, устройств регулирования мощности стартера, например, давления воздуха, подводимого к воздушному стартеру, а также о легкости вращения ротора двигателя. Последнее может свидетельствовать об исправности опор ротора, отсутствии задевания лопаток ротора о корпус, исправности агрегатов, имеющих привод от ротора, и т.п.

На втором этапе контролируются момент воспламенения рабочего топлива по началу роста температуры газов, скорость нарастания температуры, ее максимальное значение, момент отключения стартера и скорость увеличения частоты вращения ротора.

Скорость роста температуры газов и ее максимальное значение являются определяющими для скорости увеличения частоты вращения ротора на втором этапе. Для каждого типа двигателя имеется оптимальное соотношение между скоростями увеличения температуры и частоты вращения. Увеличение скорости нарастания температуры выше оптимальной может привести к помпажу компрессора (рис.2.3), возникновению недопустимо больших термических напряжений в деталях горячей части двигателя, перегреву турбины. Чрезмерно резкий рост температуры газа приводит к замедлению раскрутки ротора и даже его «зависанию» (прекращению роста частоты вращения), так как чрезмерно увеличиваются давление воздуха за компрессором, момент, потребный на его вращение («тепловое заклинивание» компрессора). Вялый рост температуры приводит к увеличению общего времени запуска, что может привести к перегреву турбины и снижению ее надежности. Хотя температура при запуске не выше, чем на рабочих режимах, турбина компрессора на запуске работает в напряженном по температуре режиме, так как давление воздуха за компрессором мало и, соответственно, мал расход воздуха в системе охлаждения турбины. Поэтому вялая раскрутка ротора, его «зависание», увеличение общего времени запуска недопустимы.

Скорость роста температуры может отклоняться от оптимальной вследствие неправильной настройки или неисправности автомата дозирования топлива при запуске, преждевременной подачи рабочего топлива, преждевременного отключения стартера или вялой раскрутки ротора на первом этапе запуска по причинам, указанным ранее.

Контроль своевременности отключения стартера обязателен. Преждевременное отключение может привести к замедлению раскрутки ротора и даже его «зависанию». Более позднее отключение или, что еще опаснее – его неотключение, приводит к разрушению ротора стартера, что может привести к повторным разрушениям двигателя или элементов ВС с опасными последствиями. Отключение стартера контролируется по выключению соответствующей сигнальной лампы на панели запуска.

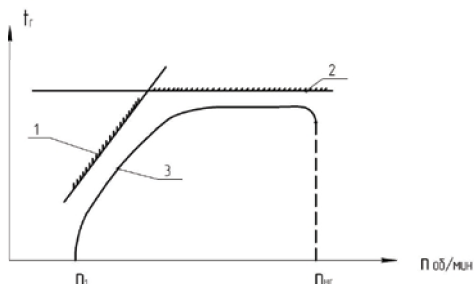


Рис. 2.3. Изменение температуры газов перед турбиной в процессе запуска:

n_1 - частота вращения ротора при воспламенении рабочего топлива;

$n_{МГ}$ - частота вращения ротора на режиме МГ;

1 – температура газов на границе устойчивой работы компрессора;

2 – максимальная температура газов по условиям прочности турбины;

3 – температура газов в процессе запуска

На третьем этапе запуска контролируется максимальная температура газа. Она ограничивается прочностью турбины (рис. 2.3). Общее время запуска не должно превышать допустимого для каждого типа двигателя значения по причине, изложенной выше.

Неисправности, обнаруженные при запуске двигателя, устраняются заменой неисправных агрегатов – стартеров, свечей, катушек зажигания, автоматов, управляющих последовательностью включения устройств системы запуска и т.д., а также регулировкой автомата запуска, регуляторов давления воздуха в системе питания стартера и т. п.

Контроль системы управления механизацией компрессора

Механизация компрессора – регулируемые направляющие аппараты (РНА) и клапаны перепуска воздуха (КПВ) предназначены для повышения газодинамической устойчивости осевых компрессоров и предотвращения помпажа на запуске, режиме малого газа и низких режимах работы (до 0,6 номинала).

РНА в пусковом положении «прикрыт» и переставляется автоматически в положение «открыт» по достижении определенного значения частоты вращения $n_{НДПР}$.

КПВ на запуске и низких частотах вращения ротора открыты и перепускают воздух из одной или нескольких ступеней компрессора в атмосферу, а в двухконтурных ГТД – из компрессора ВД в наружный контур. Закрываются КПВ при достижении определенного значения $n_{ВД}^*$ или π_K^* .

Контролируется срабатывание механизации по световой сигнализации и изменению ГТД параметров

Пусковое положение РНА и КПВ сигнализируется табло «РНА прикрыт», «клапаны перепуска». На режиме МГ табло горят. В процессе опробования двигателя, после прогрева на режиме МГ, в процессе медленного увеличения режима работы фиксируются частота вращения ротора НД начала перестройки РНА (гаснет табло «РНА прикрыт») и частота вращения ротора ВД при закрытии КПВ (гаснет табло «клапаны перепуска»). Частоты вращения $n_{НД}$ и $n_{ВД}$ перестройки РНА и закрытия КПВ зависят от температуры наружного воздуха и должны находиться в поле допуска на регулировку, представленного на соответствующих графиках $n_{НД}=f(t_{Н}^{\circ}C)$, $n_{ВД}=f(t_{Н}^{\circ}C)$ в руководстве по эксплуатации двигателя.

При переключке лопаток РНА на раскрытие расход воздуха через двигатель и мощность на привод компрессора ВД увеличиваются. Последнее при законе регулирования $n_{ВД}=const$ приведет к увеличению расхода топлива и мощности турбин ВД и НД. Частота вращения $n_{НД}$ возрастет ($\approx$ на 6÷8%) при незначительном снижении температуры газа за турбиной НД.

Закрытие КПВ приведет к увеличению расхода воздуха через последние ступени КВД и в камере сгорания, температура газов на турбине заметно снизится ($\approx$ на 30÷40%).

Если лопатки РНА переставляются в широком диапазоне режимов работы, вводится несколько ступеней сигнализации. Например, на двигателях Д-30-КУ положение ВНА (входной направляющий аппарат) контролируется в момент страгивания лопаток на раскрытие по потуханию светосигнального табло «ВНА 33°», а установка ВНА в раскрытое положение по потуханию табло «ВНА 0°».

В случаях, когда положение РНА на работающем двигателе не контролируется (двигатель ТВ-2-117А), правильность настройки механизма управления проверяется непосредственным измерением при техническом обслуживании.

Несоответствие параметров переключки РНА и закрытия (открытия) КПВ нормам следует рассматривать как неисправность с обязательным устранением.

Контроль настроечной характеристики

Настроечная характеристика – характеристика связи управляющего воздействия и регулируемого параметра двигателя, например, характеристика $n_{ВД}=f(\alpha_{РВД})$. Контроль настроечной характеристики производится с целью проверки правильности функционирования системы управления двигателем и настройки топливного насоса-регулятора.

Принцип контроля – сравнение характеристики $n_{ВД}=f(\alpha_{РВД})$, полученной по результатам опробования, с эталонной характеристикой (формулярной). На практике для сокращения трудоемкости работ сравнение характеристик

заменяют сравнением значений параметров на одном из режимов. Так, на двигателе НК-8-2У оценку характеристики $n_{ВД} = f(\alpha_{РВД})$ осуществляют на номинальном режиме ($\alpha_{РВД} = 105^\circ$). При разнице фактического (приведенного к САУ) и формулярного значений $n_{ВД}$, не превышающей 0,5%, насос-регулятор признается функционирующим правильно и регулировки не требуется.

При проведении контроля параметров перед запуском двигателя обязательно проверяют соответствие показаний положения РУД по лимбу насоса-регулятора и указательно в кабине. Несоответствие в показаниях не должно превышать $\pm 1\%$.

Кроме проверки настроечной характеристики на промежуточном режиме, производится оценка параметров на максимальном режиме.

Программа регулирования ГТД, т.е. зависимость параметров двигателя от P_H , t_H , предусматривает ограничение одного из параметров на максимальном режиме в зависимости от значений P_H и t_H . Соответственно, если двигатель в момент проведения измерений работает по программе регулирования $n_{ВД} = const$, проверяют настройку $n_{ВДMAX}$. Если двигатель регулируется по программе $n_{ВДMAX} = const$ и нужно определить значение $n_{ВДMAX}$, используются формулы пересчета (2.3).

2.2.4. Контроль состояния ГТД по данным полетной информации

Регистрация и анализ параметров работы двигателя в полете позволяют произвести оценку его состояния в широком диапазоне режимов работы и условий полета.

Наибольшее распространение в настоящее время получили наземно-бортовые системы контроля двигателей. На борту ВС осуществляется запись параметров полета и работы СУ, наземная часть – ПЭВМ позволяет расшифровать записи и проводить анализ.

Запись параметров осуществляется БУР (бортовое устройство регистрации) МСРП – 256, имеющим частоту опроса и записи 1Гц ($1с \equiv 256$ каналов).

Диагностирование производится по параметрам запуска двигателя, установившихся режимов прямой тяги, в том числе на номинальном режиме ($H=0$ м), взлетном режиме ($H=0$ м), режиме набора высоты ($H=4000$ м), на крейсерском режиме ($H=10 - 12$ км) и по параметрам обратной тяги.

Диагностирование процесса запуска осуществляется по записям на МСРП – 256 частот вращения в момент подачи основного топлива и начала интенсивного увеличения температуры, максимального значения температуры, времени выхода на режим МГ. Система считается правильно функционирующей, если отклонения частот вращения и температуры газа не

выходят за пределы контрольных допусков на эти параметры [31].

Диагностирование на установившихся режимах прямой тяги производится по параметрам, приведенным к условиям полета и сопоставимым режимам работы двигателя.

Для выявления закономерностей изменения параметров во времени применяется статистическое сглаживание различными методами. Наиболее распространенными являются метод статистического среднего и экспоненциальное сглаживание.

Первый метод сводится к определению статистических оценок математического ожидания случайного процесса на некотором интервале времени [40]. Интервал времени разбивается на «к» выборки так, чтобы на протяжении выборки содержалось «п» реализации величины. Для каждой выборки определяется среднее арифметическое

$$\bar{\Pi}_i = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n \Pi_{ij}, \text{ где } \Pi_{ij} - i\text{-я реализация параметра.}$$

Получив ряд средних для интервалов времени $t_1, \dots, t_k$, $\bar{\Pi}_i(t_1), \dots, \bar{\Pi}_i(t_k)$, можно аппроксимировать процесс изменения параметра подходящей кривой и таким образом получить эмпирическую оценку $\bar{\Pi}(t)$ функции МП(t)-математического ожидания процесса.

Простейшая аппроксимация – повторное осреднение параметра за весь рассматриваемый интервал времени (весь полет):

$$\bar{\bar{\Pi}}_i = \frac{1}{k} \cdot \sum_{j=1}^k \bar{\Pi}_i.$$

В таком виде «сглаживание» параметров ГТД применено в программе «Анализ 86» для двигателей НК-86. Контроль проводится обработкой 120 значений каждого параметра

$\Pi \{n_{нд}, n_{вд}, P_K, G_T, T_T, \alpha_{руд}, V_{по}, V_{зо}, P_H, t_M, \tau_{запуска}, \tau_{выбега}\}$, где $V_{по}$, $V_{зо}$ - уровень вибрации по передней и задней опоре ротора двигателя соответственно; t_M - температура масла; $\tau_{запуска}$, $\tau_{выбега}$ - время запуска, время «выбега» соответственно. Реализации каждого параметра разбиваются на 15 выборок ($k=15$) по 8 реализаций параметра в каждой выборке ($n=8$) и осредняются по «п» и «к»:

$$\bar{\Pi}_i = \frac{1}{8} \cdot \sum_{j=1}^8 \bar{\Pi}_{ij}; \quad \bar{\bar{\Pi}}_i = \frac{1}{15} \cdot \sum_{j=1}^{15} \bar{\Pi}_i. \quad (2.4)$$

По результатам анализа определяется отклонение параметра от базового значения («невязка»):

$$\Delta \Pi_i = \Pi_i^{БАЗ} - \overline{\Pi_i} \pm \Delta \Pi_i^{ИИД},$$

где $\Pi_i^{БАЗ}$ - базовое значение параметра – параметр «эталонного» двигателя;

$\Delta \Pi_i^{ИИД}$ - индивидуальная поправка на параметр, полученная по результатам первых 20 полетов двигателя, установленного на ВС.

Базовое значение параметра определяется по эталонной модели двигателя для соответствующего режима работы ($n_{НДПР}$):

$$\Pi_i^{БАЗ} = a_1 + a_2 \cdot n_{НДПР} + a_3 \cdot (n_{НДПР})^2,$$

где a_1, a_2, a_3 , - коэффициенты, определенные по результатам испытаний большого числа двигателей.

Сравнением отклонений параметров $\Delta \Pi_i$ с профилактическими и контрольными допусками дается заключение об исправности двигателя, его предотказном состоянии или отказе [31].

Невязки дают также возможность осуществлять прогнозирование технического состояния двигателя (определением «тренда» параметра, см. ниже).

Экспоненциальный метод применяется для сглаживания нескольких ближайших точек кривой изменения параметра по уравнению

$$x_i^{СГЛ} = x_{i-1}^{СГЛ} + \alpha (x_i - x_{i-1}^{СГЛ}),$$

где i – порядковый номер измерения;

α - коэффициент сглаживания;

$x^{СГЛ}$ - сглаженное значение величины.

Из этого уравнения следует, что к предыдущему сглаженному значению величины прибавляется поправка в виде разности текущего измерения величины и предыдущего сглаженного, умноженной на коэффициент сглаживания α . Очевидно, что при стабильном параметре, когда каждое последующее измерение равно предыдущему, сглаженные и фактические значения совпадают.

При скачкообразном устойчивом изменении параметра (неслучайное значение) (рис.2.4) сглаженные значения будут приближаться к изменившимся измеренным по экспоненциальной зависимости.

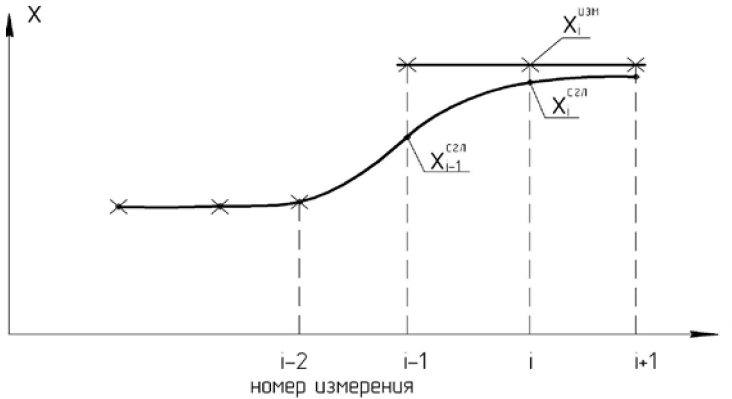


Рис. 2.4. Схема соотношения измеренных и сглаженных значений параметра X

Погрешности, обусловленные случайными отклонениями параметров, будут уменьшаться вследствие отставания сглаженных значений от измеренных. Кривая изменения параметра будет более плавной, что дает возможность выявить закономерность изменения исследуемой величины.

Коэффициент сглаживания выбирается в зависимости от статистических характеристик процесса и обычно принимается в пределах $0,2 - 0,4$.

На рисунке 2.5 представлен пример анализа тенденции изменения температуры газов за турбиной ГТД по сглаженному значению параметра, показывающий, что имеется устойчивая тенденция увеличения температуры.

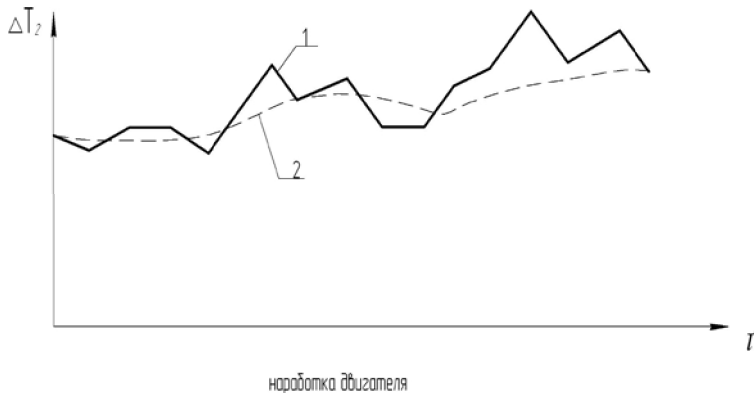


Рис. 2.5. Изменение отклонений температуры газов (ΔT_p) по наработке:
1 — измеренные отклонения; 2 — сглаженные отклонения

Оценка и прогнозирование состояния двигателя по полетной информации

Зарегистрированная в полете информация о работе авиадвигателя используется как для решения вопроса о состоянии двигателя в момент последней оценки параметров, так и для индивидуального прогнозирования технического состояния изделия, направленного на предупреждение его отказов.

Первая задача решается как задача обычного контроля, заключающегося в том, что браковка (регулировка) изделия производится при нарушении его работоспособности (выходе параметров из поля допуска). При прогнозирующем контроле осуществляется браковка работоспособного в данный момент изделия по прогнозу в связи с выходом значения параметра за границы упреждающего допуска.

Контроль по упреждающему допуску заключается в том, что отбраковка двигателя осуществляется не при достижении параметром значения, соответствующего границе отказа, а при достижении некоторого значения – границы упреждающего допуска, при котором изделие еще работоспособно.

Упреждающий допуск назначается так, чтобы за время до очередной проверки значение параметра, находящееся в поле этого допуска, с некоторой заданной вероятностью не достигло значения, соответствующего границе отказа, и определяется на основании данных о средней скорости изменения параметра между очередными проверками группы однотипных изделий.

Первым этапом прогнозирующего контроля является определение наличия «тренда» или неуклонного изменения параметра.

Математическая модель определения наличия тренда сводится к оценке некоторого статистического критерия, например критерия Аббе (методика «Анализ-86»). Критерий Аббе «R» вычисляется при известном числе измерений – n:

$$R = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{i-1})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}, \quad (2.5)$$

где y_i – текущее значение параметра;

$\bar{y}$ – среднее значение параметра на интервале «n» измерений.

Разделив числитель и знаменатель выражения (2.5) на $(n-1)$, получим

$$R = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta y^{-2}}{D}, \quad \text{где } \Delta y^{-2} = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{i-1})^2}{n-1} - \text{квадрат среднего изменения}$$

параметра на интервале «п» измерений;

$$D = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1} - \text{дисперсия параметра.}$$

Полученное значение R сравнивают с его критическим значением R_{KP} и при $R > R_{KP}$ тренд имеет место. В таблице 2.2 даны критические значения R_{KP} для некоторых чисел измерений «п» при уровне значимости $\alpha=0,05$.

Таблица 2.2. Критические значения критерия Аббе при «п» измерениях

п	5	10	15	50
R_{KP}	0,41	0,53	0,6	0,77

Обнаружив тренд, т.е. неуклонное изменение параметра, необходимо осуществить прогнозирование по аппроксимирующему полиному определенной степени. Анализ оценки точности прогнозирования параметров ГТД полиномами разной степени показывает, что применение полиномов высоких степеней недопустимо, так как они отражают случайные колебания, а не тенденцию изменения параметра. В работе [28] рекомендуется при прогнозе изменения параметров ГТД применять экстраполяцию полиномом степени не выше первой. В методике «Анализ-86» применена экстраполяция полиномом второй степени:

$$\Pi_{\text{ПРОГН}} = a_1 + a_2 \cdot (t + \Delta t_{\text{ПРОГН}}) + a_3 \cdot (t + \Delta t_{\text{ПРОГН}})^2, \quad (2.6)$$

где a_1, a_2, a_3 - коэффициенты полинома;

$\Delta t_{\text{ПРОГН}}$ - интервал прогноза, час;

$\Pi_{\text{ПРОГН}}$ - прогнозируемое значение параметра Π_i в момент времени $t + \Delta t_{\text{ПРОГН}}$

В указанной методике критерий Аббе вычисляется по десяти полетам ($n=10$), в качестве текущего значения y_i (уравнение 2.5) принимается значение Π_i (уравнение 2.4).

При $\Pi_{\text{ПРОГН}} < \Pi_{\text{УПРЕЖД. ДОПУСК}}$ применяется решение «Прогноз в норме». Если $\Pi_{\text{ПРОГН}} > \Pi_{\text{УПРЕЖД. ДОПУСК}}$, проводятся работы по углубленному диагностированию двигателя и поиску причины отклонения параметров от базового значения.

Контрольные вопросы к разделу 2.2

1. Назначение контроля параметров работы ГТД.
2. Принцип оценки состояния ГТД по ТГД параметрам.
3. Условия, определяющие назначение допусков на отклонение параметров от базовых значений.
4. Какие дефекты ГТД выявляются параметрическими методами?
5. Последовательность диагностического анализа параметров при регламентном опробовании двигателя.
6. Какие требования предъявляются к построению дроссельной характеристики? Как она строится?
7. Каковы требования к измерению параметров при опробовании двигателя, как они реализуются?
8. Как осуществляется приведение измеренных параметров к САУ?
9. Как осуществляется пересчет формулярных данных к условиям испытания?
10. В каких случаях и как осуществляется приведение результатов испытания к заданному режиму работы двигателя?
11. Какие устройства САР двигателя контролируют с использованием ТГД параметров?
12. Как изменяются параметры работы ТРДД при перестановке лопаток РНА на раскрытие?
13. Сущность метода экспоненциального сглаживания параметров.
14. Принцип контроля состояния ГТД по упреждающему допуску на параметры.

2.3. Математические диагностические модели

2.3.1. Принципы диагностирования ГТД по ТГД параметрам

Техническое диагностирование – процесс определения технического состояния объекта диагностирования с определенной точностью. Использование ТГД параметров как носителей диагностической информации позволяет оценить состояние двигателя не только как «работоспособное» или «неработоспособное», но и определить место неисправности (локализация дефекта). В этом случае по информации, которую несут ТГД параметры, с помощью математических моделей объекта диагностирования определяют причины неисправного состояния. Основными задачами при таком подходе к диагностированию являются построение адекватной модели объекта диагностирования, выбор наиболее информативных измеряемых параметров и т.д.

Состояние элементов двигателя определяется некоторой совокупностью неисправностей: эрозия, коррозия, загрязнение, образование нагара и других отложений, повреждение внешними объектами, износ уплотнений, оплавление или деформация деталей горячей части и т.д. Неисправности имеют различную локализацию и величину и, соответственно, приводят к изменению основных характеристик и параметров двигателя – частот вращения роторов, расхода топлива, температуры и давлений воздуха и газа, тяги или мощности двигателя и т.д. Часть этих параметров измеряется штатными приборами, установленными на ВС, и с помощью этих приборов можно определить наличие неисправностей. Принципы такого подхода к диагностированию изложены в разделе 2.2.

Вследствие многообразия возможных неисправностей и их размеров, локализовать неисправность ограниченным количеством приборов невозможно. Поэтому задачей диагностики с использованием ТГД параметров является не поиск конкретной неисправности, неисправного элемента, а узловая диагностика, т.е. определение неисправного узла с последующим выявлением неисправности в этом узле другими методами диагностики.

Неисправности являются причиной изменения характеристик узлов двигателя: производительности компрессоров, степени повышения давления воздуха, степени понижения давления в турбинах, эффективных площадей сопловых аппаратов, КПД узлов и т.д. Параметры, непосредственно связанные с неисправностями, в теории диагностики называются первичными или параметрами состояния.

Параметры состояния функционально связаны с параметрами рабочего процесса двигателя – температурами, давлением воздуха, газа, частотами вращения роторов и т.д. Все эти параметры называются вторичными, так

как они связаны с неисправностями через изменение характеристик узлов, т.е. через первичные параметры. Часть вторичных параметров измеряется и относится к категории «диагностических».

Таким образом, измеряемые параметры являются зависимыми переменными, абсолютные значения и изменения которых определяются изменениями первичных, рабочих характеристик. Если дефекты приводят к ухудшению характеристик компонентов двигателя, что, в свою очередь, вызывает изменение измеряемых параметров, то можно использовать эти изменения для оценки состояния компонентов (узлов) двигателя. Такой подход к диагностированию ГТД представлен на рисунке 2.6.



Рис. 2.6. Схема метода диагностирования ГТД по ГТД параметрам

Для реализации такого подхода необходимо установить зависимость между изменениями первичных переменных и поддающихся измерению зависимых (вторичных) параметров. Задача эта решается составлением и решением математической модели изделия.

2.3.2. Влияние неисправностей ГТД на характеристики узлов двигателей

Влияние неисправностей осевых компрессоров на их характеристики

Большинство видов неисправностей проточной части осевых компрессоров, в том числе абразивный износ лопаток рабочих колес и НА, загрязнение лопаток, увеличение зазоров между лопатками и рабочими кольцами и т.д., приводят к изменению геометрии поврежденных деталей и, следовательно, влияют на кинематику потока и параметры состояния воздуха в компрессоре.

Рассмотрим, в частности, влияние абразивного износа на работу ступени и всего компрессора.

Абразивный износ наступает в результате взаимодействия твердых частичек, находящихся в потоке, с поверхностью детали и приводит к

изменению формы профиля лопатки, в основном в ее передней и задней части. В результате уменьшается кривизна (угол изгиба) профиля и, как следствие, угол выхода потока (рис.2.7).

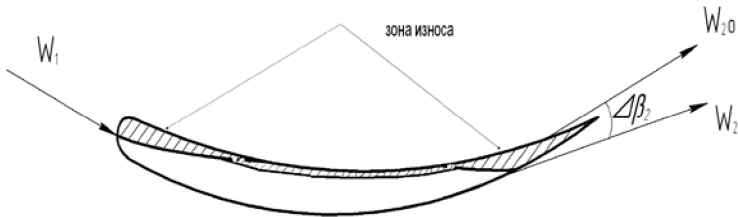


Рис. 2.7. - Схема изменения узлов потока при износе лопатки:

W_1, W_2 - относительные скорости потока на входе и выходе;
 W_{20} - относительная скорость на выходе до изменения профиля;
 $\Delta\beta_2$ - изменение угла выхода потока

Изменяется (уменьшается) важнейшая характеристика течения в решетке профилей – угол поворота потока, т.е. угол между скоростями W_1, W_2 . Уменьшается «закрутка» потока в решетке, являющаяся важнейшим показателем ее работы. От величины закрутки потока в решетке рабочего колеса непосредственно зависит энергия, сообщаемая воздуху в ступени компрессора.

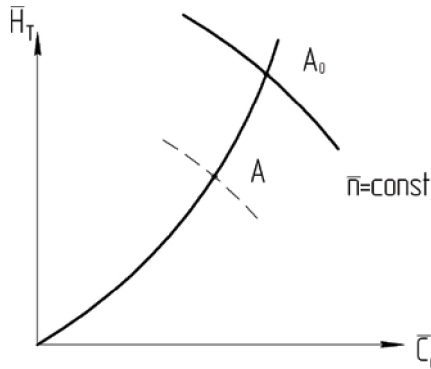


Рис. 2.8. Схема смещения характеристики ступени компрессора и рабочей точки при износе лопатки РК:

$\overline{H}_T, \overline{C}_a$ - относительные величины теоретического напора и осевой составляющей скорости потока за НА; n - частота вращения ротора компрессора;
 A_0, A - исходное и результирующее положение рабочей точки

Уменьшение угла поворота и закрутки потока в РК приведет к уменьшению теоретического напора ступени [41] и смещению ее

характеристики по характеристике сети в сторону меньших скоростей потока (рис.2.8).

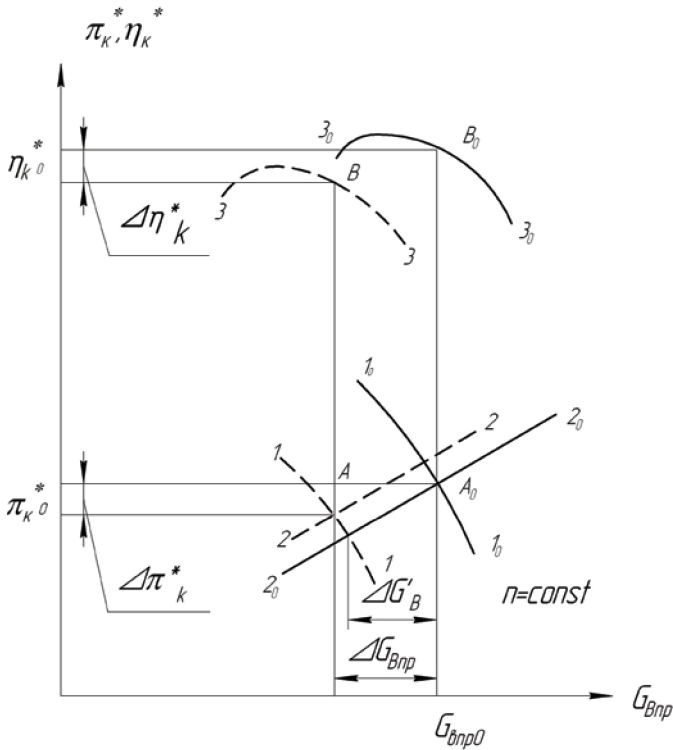


Рис. 2.9. Схема смещения характеристик и рабочих точек компрессора при изменении его состояния:

$1_0, 2_0, 3_0$ - исходное положение напорной характеристики, линии рабочих режимов и характеристики КПД; $1, 2, 3$ - смещенное положение характеристик и линии рабочих режимов; $G_{Bпр0}, \pi_{K0}^*, \eta_{K0}^*$ - исходное значение параметров компрессора; $\Delta G_{Bпр}, \Delta \pi_K^*, \Delta \eta_K^*$ - величина изменения параметров; $\Delta G'_B$ - смещение напорной характеристики

Снижение напора ступеней приводит к смещению напорных характеристик (зависимости степени повышения давления от расхода воздуха $\pi_K^* = f(G_{Bпр})$ при $n = const$) в сторону меньших расходов воздуха (рис. 2.9). Это смещение должно, согласно вышеизложенному, происходить по характеристике сети, которой в двигателе является линия рабочих режимов. Одновременно с изменением профиля лопаток происходит ухудшение

состояния их поверхности, увеличиваются радиальные зазоры над лопатками, что приводит к снижению КПД процесса сжатия при $n_{\text{КПД}} = \text{const}$ (кривая $3_0 - 3_0 \rightarrow 3-3$).

Снижение КПД компрессора требует увеличения температуры газа перед турбиной компрессора, что приводит к смещению линии рабочих режимов в сторону больших температур (кривые $2_0 - 2_0 \rightarrow 2-2$ на рис. 2.9).

В итоге рабочая точка из положения A_0 на характеристике $\pi_K^* = f(G_{\text{ВПП}})$ сместится в положение A , а рабочая точка на характеристике КПД перейдет из положения B_0 в B . Расход воздуха, степень повышения давления и КПД изменятся (уменьшатся) соответственно на $\Delta G_{\text{ВПП}}$, $\Delta \pi_K^*$, $\Delta \eta_K^*$.

При загрязнении лопаток компрессора также происходит изменение их профиля, деформация треугольников скоростей, уменьшение напорности ступени. Отличие от случая износа заключается в том, что отложения образуются в основном на лопатках статора и изменяется кинематика потока в НА и на входе в РК, но в итоге параметры работы компрессора по расходу воздуха, степени повышения давления и его КПД изменятся в сторону уменьшения.

Увеличение радиальных зазоров вследствие износа и разрушения уплотнительных колец, износа или частичного разрушения пера лопаток РК приводит к снижению КПД ступени, а, следовательно, компрессора из-за концевое перетекания воздуха.

Значительные радиальные зазоры, которые могут образоваться, например, на последних ступенях ОК (известно, что интенсивность абразивного износа лопаток наибольшая на последних ступенях, см. раздел 2.1) приводят к снижению не только КПД ступени, но одновременно и ее внутренней работы из-за уменьшения закрутки потока в концевых сечениях. Это, в свою очередь, уменьшает напорность компрессора.

Параметры работы компрессора оказывают непосредственное влияние на работу всего двигателя. Так как непосредственная оценка изменения КПД компрессора, расхода воздуха невозможна, то состояние компрессора, так же как других узлов двигателя, оценивается косвенно через измерение температуры, давления воздуха, газа, частот вращения роторов и т.д. Для этих целей параметры узлов двигателя включаются в математическую модель двигателя.

Состояние компрессора, как показано выше, может быть оценено комплексом параметров $\Delta P \{ \Delta G_{\text{ВПП}}, \Delta \pi_K^*, \Delta \eta_{\text{КПД}}^* \}$. Математическая модель двигателя может адекватно отражать изменения в компрессоре, если все указанные параметры состояния будут включены в математическую модель. Необходимо отметить, что данное очевидное положение часто игнорируется, в математическую модель включается только изменение

КПД($\Delta\eta^*_{\kappa}$), что приводит к грубым ошибкам в оценке состояния двигателя через измеряемые параметры. Действительно, если не учитывать смещение напорной характеристики, то невозможно объяснить очевидный факт одновременного снижения расхода воздуха и π^*_{κ} при ухудшении состояния компрессора. При неизменной напорной характеристике уменьшение $G_{ВПП}$ должно сопровождаться увеличением π^*_{κ} , что невозможно при «плохом компрессоре».

Итак, для оценки состояния компрессора необходимо оценить $\Delta G_{ВПП}$, $\Delta\pi^*_{\kappa}$, $\Delta\eta^*_{\kappa}$ или, переходя к относительным отклонениям, $\delta G_{ВПП}$, $\delta\pi^*_{\kappa}$, $\delta\eta^*_{\kappa}$.
Здесь $\delta\Pi = \frac{\Pi - \Pi_0}{\Pi_0} \cdot 100\%$.

Два из этих параметров можно связать между собой, выразив $\delta\pi^*_{\kappa}$ через $\delta G_{ВПП}$, $\delta\pi^*_{\kappa} = f(\delta G_{ВПП})$ (по характеристикам компрессора). В итоге для того, чтобы оценить состояние компрессора, в диагностическую модель двигателя должны быть включены два независимых параметра $\delta G_{ВПП}$ и $\delta\eta^*_{\kappa}$.

Влияние неисправностей турбин на характеристики

Неисправности турбины высокого давления – прогары и оплавления лопаток СА, повреждения лопаток РК, увеличение радиальных зазоров и т.д., приводят к увеличению площади СА, изменению пропускной способности турбины, ухудшению ее КПД.

Учитывая, что режим течения газа в ТВД критический, то есть $q(\lambda_{сА}) \approx 1$, из уравнения расхода газа [42]

$$G_r = \frac{m_{сА} \cdot F_{сА} \cdot P^*_r \cdot q(\lambda_{сА})}{\sqrt{T^*_r}} \quad (2.7)$$

следует, что изменение пропускной способности турбины пропорционально изменению площади соплового аппарата. Величина относительного изменения площади СА - $\delta F_{сА}$ может быть принята, следовательно, в качестве первичного параметра, характеризующего состояние ТВД. Вторым параметром традиционно является изменение КПД турбины - $\delta\eta_{ТВД}$. Уравнение (3.1) в составе математической модели двигателя позволяет определить изменение связанных с $F_{сА}$ параметров P^*_r , T^*_r и др.

Расходные характеристики турбин низкого давления имеют вид зависимостей, близких линейным, если они представлены в координатах

$$G_{ТНДПР}, \frac{n_{ТНД}}{\sqrt{T^*_{ТВД}}}, \frac{n_{ТНД}}{\sqrt{\Delta i_{ТНД ПР}}} \quad (\text{рис. 2.10}).$$

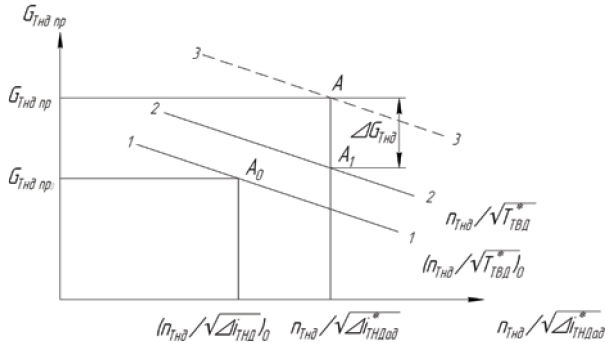


Рис. 2.10. Схема смещения характеристики ТНД при изменении режима ее работы и пропускной способности:

1 – 1 - исходная характеристика; 2 – 2 - смещение характеристики при изменении режима работы; 3 – 3 - смещение при изменении пропускной способности турбины

При изменении режима работы турбины ее характеристика сместится в соответствии с изменением параметра $\frac{n_{ТНД}}{\sqrt{T_{ТВД}^*}}$ (в положение 2 – 2) и рабочая точка сместится по характеристике из положения A_0 в A_1 . Учитывая небольшую величину смещения характеристики, его можно считать линейно зависящим от приращения параметра $\frac{n_{ТНД}}{\sqrt{T_{ТВД}^*}}$.

Изменение состояния турбины вызовет изменение ее пропускной способности. Характеристика турбины при этом сместится на величину $\Delta G_{ТНД}$ рабочая точка в конечном итоге перейдет в положение A .

Величина относительного смещения характеристики ТНД $\delta G_{ТНД}$ может быть принята в качестве первичного параметра, характеризующего пропускную способность ТНД. Влияние $\delta G_{ТНД}$ на параметры может быть учтено включением в математическую модель двигателя уравнения характеристики турбины

$$G_{ТНДпр} = f \left(\frac{n_{ТНД}}{\sqrt{T_{ТВД}^*}}, \frac{n_{ТНД}}{\sqrt{\Delta i_{ТНДод}}} \right).$$

Итак, состояние каждой турбины может быть охарактеризовано двумя первичными параметрами: турбины ВД – параметрами $\delta F_{СА}, \delta \eta_{ТВД}^*$, турбины НД – параметрами $\delta G_{ТНД}, \delta \eta_{ТНД}^*$.

2.3.3. Требования к математической модели ГТД, используемой в задачах диагностирования

В соответствии с принципом диагностирования ГТД по ГТД параметрам (раздел 2.3.1) необходимо установить зависимость между изменениями первичных и поддающихся измерению вторичных параметров. Для этой цели используются математические модели, описывающие рабочий процесс проточной части ГТД.

На любом установившемся режиме работы двигателя параметры воздуха и газа во всех его элементах однозначно связаны между собой условиями совместной работы компонентов проточной части. Математическая модель рабочего процесса в этом случае представляет систему алгебраических уравнений, описывающих процессы, происходящие во входном устройстве, компрессорах, камере сгорания, турбине и выпускном устройстве двигателя.

Математическая модель ГТД, предназначенная для решения задач диагностирования, должна отвечать следующим условиям:

- адекватно моделировать рабочий процесс ГТД определенной схемы;
- учитывать особенности программы регулирования рассматриваемого типа двигателя;
- предусматривать приведение параметров изделия к САУ;
- возможность использования напорных характеристик и характеристик КПД компрессоров;
- возможность использования характеристик турбин;
- возможность учета изменений в характеристиках компрессоров и турбин при изменении состояния этих узлов;
- учитывать изменения коэффициентов потерь в узлах ГТД в зависимости от их состояния;
- учитывать затраты мощности на привод агрегатов на механические потери на валах двигателя;
- учитывать изменения полноты сгорания топлива в зависимости от состояния камеры сгорания.

Чаще всего в сложных алгоритмах диагностики и при выборе оптимальных параметров двигателя используются универсальные математические модели в [26]. Такие модели состоят из ряда модулей, каждый из которых описывает один из узлов двигателя. Характеристики всех узлов (компрессоров, турбин) задаются.

Ниже в качестве примера представлена математическая модель турбовального двигателя со свободной турбиной. Модель представлена в виде комплекса систем уравнений, описывающих процессы в узлах двигателя, в которую введены характеристики компрессора и турбин в общем виде.

Входное устройство:

$$\left. \begin{array}{l} 1) P_{BX}^* = P_H \cdot \sigma_{BX}; \\ 2) T_{BX}^* = T_H. \end{array} \right\} \quad (2.8)$$

Компрессор:

$$\left. \begin{array}{l} 1) G_B = G_{БПР} \cdot \sqrt{\frac{288}{T_{BX}^*}} \cdot \frac{P_{BX}^*}{101,3}; \\ 2) \pi_K^* = \pi_K(G_{БПР}, n_{КПР}); \\ 3) \pi_K^* = \frac{P_K^*}{P_{BX}^*}; \\ 4) T_K^* = T_{BX}^* \cdot (1 + (\pi_K^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1) \cdot \frac{1}{\eta_K}; \\ 5) \eta_K = \eta_K(G_{БПР}, n_{КПР}); \\ 6) N_K = \frac{K}{K-1} \cdot R_B \cdot T_{BX}^* \cdot (\pi_K^*)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \cdot \frac{G_B}{\eta_K}; \\ 7) G_{ОТБ} = G(G_B); \\ 8) n_K = n_{КПР} \cdot \sqrt{\frac{T_{BX}^*}{288}}. \end{array} \right\} \quad (2.9)$$

Камера сгорания:

$$\left. \begin{array}{l} 1) G_B \cdot C_{P_B}^{T_K} \cdot T_K^* + G_T \cdot C_{P_T} \cdot T_T + G_U \cdot H_U \cdot \eta_{\Gamma} = \\ = G_{\Gamma} \cdot C_{P_{\Gamma}}^{T_{\Gamma}} \cdot T_{\Gamma}^*; \\ 2) P_K^* = \frac{P_{\Gamma}^*}{\sigma_{\Gamma}}; \\ 3) G_{\Gamma} = G_B - G_{ОТБ} + G_T. \end{array} \right\} \quad (2.10)$$

Турбина компрессора:

$$\left. \begin{aligned}
 1) N_{TK} &= \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma}-1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}^* \cdot (1 - \pi_{TK}^{*\frac{1-K_{\Gamma}}{K_{\Gamma}}}) \cdot \eta_{TK}^* \cdot G_{\Gamma}; \\
 2) \pi_{TK}^* &= \frac{P_{\Gamma}^*}{P_{TK}^*}; \\
 3) N_{TK} &= \frac{N_K}{\eta_m}; \\
 4) G_{\Gamma} &= m_{CA} \cdot \frac{P_{CA} \cdot q_{\Gamma}^* \cdot (\lambda_{CA})}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}; \\
 5) q(\lambda_{CA}) &= const; \\
 6) \eta_{TK}^* &= \eta_{\Gamma}(\pi_{TK}^*, n_{TK}); \\
 7) n_K &= n_{TK}; \\
 8) G_{CB} &= G_{\Gamma}; \\
 9) T_{TK}^* &= T_{\Gamma}^* \cdot (1 - \eta_{TK}^* \cdot (1 - (\frac{1}{\pi_{TK}^*})^{\frac{1-K_{\Gamma}}{K_{\Gamma}}})) .
 \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

Свободная турбина:

$$\left. \begin{aligned}
 1) G_{BPP} &= G(\pi_{TCB}^*, n_{CBPP}); \\
 2) G_{BPP} &= \frac{G_{CB} \cdot \sqrt{T_{TK}^*} \cdot 101,325}{P_{TK}^* \cdot \sqrt{288}}; \\
 3) G_C &= G_{CB}; \\
 4) \pi_{TCB}^* &= \frac{P_{TK}^*}{P_{CB}^*}; \\
 5) T_{CB}^* &= T_{TK}^* \cdot \left(1 - \eta_{TCB}^* \cdot \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_{TCB}^*} \right)^{\frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma}-1}} \right) \right);
 \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

$$\left. \begin{aligned}
 6) N_e &= \frac{K_r}{K_r - 1} \cdot R_r \cdot T_{TK}^* \cdot \left(1 - \pi_{\Sigma CB}^{\frac{1-K_r}{K_r}} \right) \cdot \eta_{\Sigma CB} \cdot G_{CB}; \\
 7) \eta_{\Sigma CB} &= \eta_{\Sigma TCB}^* \cdot \frac{\left(1 - \left(\frac{1}{\pi_{TCB}^*} \right)^{\frac{K_r}{K_r - 1}} \right)}{\left(1 - \left(\frac{1}{\pi_{\Sigma CB}^*} \right)^{\frac{K_r}{K_r - 1}} \right)}; \\
 8) \eta_{TCB}^* &= \eta_{TCB} \left(\pi_{TCB}^*, n_{CB \text{ ИР}} \right); \\
 9) n_{CB \text{ ИР}} &= \frac{n_{CB}}{\sqrt{T_{TK}^*}}; \\
 10) \pi_{\Sigma CB} &= \frac{P_{TK}^*}{P_H}; \\
 11) C_E &= \frac{G_T}{N_E}.
 \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Выходное устройство:

$$\left. \begin{aligned}
 1) P_{CB}^* &= \frac{P_c^*}{\sigma_c}; \\
 2) G_c &= \frac{P_c^* \cdot F_c \cdot m_c \cdot q(\lambda_c)}{\sqrt{T_c^*}}; \\
 3) q(\lambda_c) &= \left(\frac{K_r + 1}{2} \right)^{\frac{1}{K_r - 1}} \cdot \pi_c^{\frac{1}{K_r}} \cdot \sqrt{\frac{K_r + 1}{K_r - 1} \cdot \left(1 - \pi_c^{\frac{1-K_r}{K_r}} \right)}; \\
 4) \pi_c &= \frac{P_c^*}{P_H}; \\
 5) T_c^* &= T_{CB}^*.
 \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

На рисунке 2.11 приведена блок-схема математической модели рассматриваемого двигателя.

В основу представленной модели положены известные представления

о совместной работе узлов ГТД [42, 43]. Режим работы двигателя задается параметром $n_{кпп}$.

Атмосферные условия и входное устройство определяют параметры воздуха на входе в компрессор (уравнения 2.8). Расход рабочего тела (G_b , G_r и т.д.) и температура потока определяют давление газа в соответствующих сечениях проточной части согласно уравнениям неразрывности: 4-е уравнение в (2.11), 2-е в (2.12), 2-е в (2.13). Баланс мощностей на валу газогенератора определяет температуру газа (T_r). Связи P_K^* , P_r^* , P_{TK}^* , P_{CB}^* , T_r^* , n_K , N_K (рисунок 2.11) являются внутренними, отражающими взаимное влияние узлов двигателя. Параметры N_{CB} , P_c^* , T_c^* - выходные (уравнения 1 и 5 в 3.7 и 6-е в 3.6).

Характеристики компрессора и турбин представлены в математической модели в общем виде: уравнения 2), 5) в системе (2.9); 6) в (2.11); 1), 8) в (2.12). В математической модели конкретного типа двигателя характеристики, заданные графически, аппроксимируются алгебраическими уравнениями.

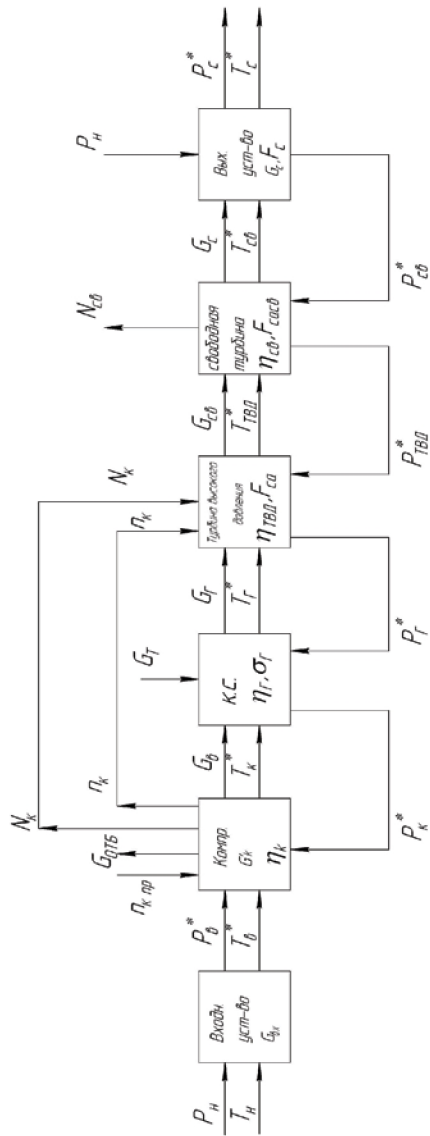


Рис. 2.11. Блок – схема математической модели турбовального двигателя со свободной турбиной

2.3.4. Линейные математические модели ГТД

При решении задач о количественном влиянии изменения какого-либо параметра работы ГТД на другие, зависящие от него параметры, удобно пользоваться линеаризованными уравнениями математической модели, полученными по методу малых отклонений [42, 43].

Методы малых отклонений базируются на допущении о равенстве малого приращения функции $y=f(x)$ дифференциалу этой функции. Если при x_0 функция имеет значение y_0 , то при любом отклонении от x_0 аргумента (Δx) соответствующее приращение функции (Δy) заменяется величиной дифференциала

$dy=f'(x_0)dx$ (рис.2.12).

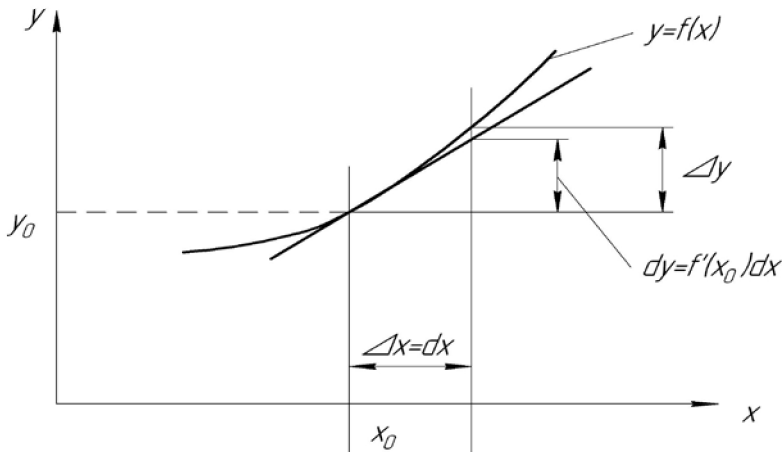


Рис. 2.12. Схема линеаризации функции $y=f(x)$

Предполагается, что при небольших отклонениях (Δx) участок кривой $y=f(x)$ вблизи точки (x_0, y_0) с достаточной точностью может быть заменен касательной к ней в рассматриваемой точке.

Для функции многих переменных $y=f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ аналогично принимается, что $\Delta y \approx dy = c_1 \cdot \Delta x_1 + c_2 \cdot \Delta x_2 + \dots + c_n \cdot \Delta x_n$. Коэффициенты $c_1 = \frac{\partial y}{\partial x_1}$, $c_2 = \frac{\partial y}{\partial x_2}$, ..., $c_n = \frac{\partial y}{\partial x_n}$ - частные производные функции при $x_1 = x_{10}$,

$x_2 = x_{20}, \dots, x_n = x_{n0}$.

Уравнения в малых отклонениях составляются для относительных изменений приращений:

$$\frac{\Delta x}{x} \approx \frac{dx}{x} \approx \delta x.$$

Линеаризацию алгебраических уравнений, образующих математическую модель ГТД, проводят различными приемами.

При линеаризации логарифмируемой функции проводится сначала логарифмирование, а затем дифференцирование исходного уравнения. Учитывая, что $d(\ln x) = \frac{dx}{x} \approx \delta x$, получаем сразу уравнение в относительных отклонениях параметров.

Например, уравнение расхода газа через СА турбины ВД (уравнение 4 в системе 3.5) $G_{\Gamma} = m_{CA} \frac{F_{CA} \cdot P_{\Gamma}^* \cdot q(\lambda_{CA})}{\sqrt{T_{\Gamma}^*}}$ после логарифмирования и дифференцирования, учитывая, что $m_{CA} = const$, $q(\lambda_{CA}) = const$, преобразуется в уравнение

$$\frac{dG_{\Gamma}}{G_{\Gamma}} = \frac{dF_{CA}}{F_{CA}} + \frac{dP_{\Gamma}^*}{P_{\Gamma}^*} - 0,5 \cdot \frac{dT_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma}^*}.$$

То же уравнение в малых отклонениях $\delta G_{\Gamma} = \delta F_{CA} + \delta P_{\Gamma}^* - 0,5 \cdot \delta T_{\Gamma}^*$ выражает связь физических параметров G_{Γ} , P_{Γ}^* , и T_{Γ}^* и изменения первичного параметра – площади СА ТВД (δF_{CA}).

В более общем случае, когда алгебраическое уравнение не логарифмируемо, линеаризация осуществляется непосредственно дифференцированием. Линеаризация уравнений, описывающих термогазодинамические процессы ГТД, может быть выполнена с помощью разложения функции в ряд Тейлора.

Если $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ - рассматриваемая функция и $x_{i0}, x_{20}, \dots, x_{n0}$ - исходные значения аргументов, то

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = f(x_{i0}, x_{20}, \dots, x_{n0}) + \sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial f}{\partial x_i} \right|_{x_{i0}, x_{20}, \dots, x_{n0}} (x_i - x_{i0}) + \frac{1}{2!} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \left. \frac{\partial^2 f}{\partial x_i \cdot \partial x_j} \right|_{x_{i0}, x_{20}, \dots, x_{n0}} (x_i - x_{i0}) \cdot (x_j - x_{j0}) \dots \quad (2.14)$$

Перенеся первый член разложения влево, после несложных преобразований, заключающихся в умножении и делении каждого члена уравнения (2.14) на постоянные множители $x_{i0}, x_{j0}, f(x_{i0}, x_{20}, \dots, x_{n0})$, это уравнение можно представить в виде

$$f(x_{i0}, x_{20}, \dots, x_{n0}) \cdot \delta f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial f}{\partial x_i} \right|_{x_{i0}, x_{20}, \dots, x_{n0}} x_{i0} \cdot \delta x_i + \frac{1}{2!} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \left. \frac{\partial^2 f}{\partial x_i \cdot \partial x_j} \right|_{x_{i0}, x_{20}, \dots, x_{n0}} x_{i0} \cdot x_{j0} \cdot \delta x_i \cdot \delta x_j + \dots, \quad (2.15)$$

$$\text{где } \delta f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \frac{f(x_1, x_2, \dots, x_n) - f(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})}{f(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})}; \quad \delta x_i = \frac{x_i - x_{i0}}{x_{i0}}.$$

Первые члены правой части уравнения (2.15), включающие частные производные первого порядка, представляют линейное приближение исходного уравнения. Члены уравнения, включающие частные производные второго порядка, являются главной частью погрешности линеаризации и при малых отклонениях δx_i могут быть отброшены.

Разделив обе части уравнения (2.15) на $y=f(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})$, получим

$$\delta f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sum_{i=1}^n K_i \cdot \delta x_i, \quad (2.16)$$

$$\text{где } K_i = \frac{x_{i0}}{f(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})} \frac{\partial f}{\partial x_i} \Big|_{(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})}.$$

Например, сложное нелогарифмируемое уравнение для температуры воздуха за компрессором (уравнение 4 в системе 2.9)

$$T^*_{\kappa} = T^*_{\text{вх}} \cdot \left[1 + \left(\pi^*_{\kappa}^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\kappa}} \right]$$

преобразуется по правилу уравнения (2.16) в линейный вид:

$$\delta T^*_{\kappa} = \delta T^*_{\text{вх}} + K_{4\pi\kappa} \cdot \delta \pi^*_{\kappa} - K_{4\eta\kappa} \cdot \delta \eta_{\kappa}, \quad (2.17)$$

$$\text{где } K_{4\pi\kappa} = \frac{K-1}{K} \cdot \frac{\pi^*_{\kappa}^{\frac{K-1}{K}}}{\pi^*_{\kappa}^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \eta_{\kappa}}, \quad K_{4\eta\kappa} = \frac{\pi^*_{\kappa}^{\frac{K-1}{K}}}{\pi^*_{\kappa}^{\frac{K-1}{K}} - 1 + \eta_{\kappa}},$$

$K_{4\pi\kappa}$ и $K_{4\eta\kappa}$ - коэффициенты влияния изменения π^*_{κ} и η^*_{κ} на температуру T^*_{κ} соответственно. Индексы коэффициентов означают номер уравнения и обозначение определяющего фактора (π^*_{κ} и η^*_{κ} соответственно).

Характеристики компрессоров и турбин, заданные в математической модели, графически аппроксимируются отрезками касательных к этим характеристикам в рабочей точке и представляются аналитически уравнениями прямых, проходящих через точку. Например, зависимость $\pi^*_{\kappa} = \pi_{\kappa}(G_{\text{ВПП}}, n_{\text{КПР}})$ (уравнение 2 в системе (2.9)) представляется в виде

$$a \cdot (\pi^*_{\kappa} - \pi_{\kappa 0}) = G_{\text{ВПП}} - G_{\text{ВПП}0},$$

где $\pi_{\kappa 0}$, $G_{\text{ВПП}0}$ - координаты рабочей точки; a - угловой коэффициент аппроксимирующей прямой.

Аналогично представляются характеристики КПД компрессоров и турбин, расходная характеристика ТНД.

Изменение состояния компрессоров и турбин, приводящее к изменению

их производительности и КПД, может быть отражено в математической модели смещением характеристик узлов (см. раздел 2.3.2). Последнее может быть отражено в линейной математической модели включением координат рабочих точек аппроксимирующих прямых в состав независимых переменных.

В приложении 1 представлена линейная математическая модель турбовального двигателя со свободной турбиной. В математической модели независимые переменные, отражающие смещение характеристик расхода воздуха, газа и КПД узлов, отмечены верхним индексом (штрих). Относительные изменения этих переменных отражают изменение состояния соответствующих узлов.

Изменения физических величин расхода воздуха, газа и КПД узлов несколько отличаются от изменения соответствующих первичных переменных, так как рабочие точки смещаются вместе с характеристиками и дополнительно – по характеристике (рис.2.9, 2.10), что обусловлено совместной работой узлов двигателя.

Коэффициенты при переменных в линейной математической модели обозначены символом «К» с индексом, включающим номер уравнения и обозначение определяющего фактора (π_K^* , η_K , $G_{ВПР}$ и т.д.). Приращение первичных переменных с соответствующими коэффициентами расположено в правой части уравнений. Номера уравнений линейной модели совпадают с номерами соответствующих уравнений исходной модели. Линеаризация исходных уравнений системы уравнений (2.8)-(2.13) осуществлена по методу, представленному уравнениями (2.14), (2.15) и (2.16).

2.3.5. Коэффициенты взаимного влияния параметров ГТД

Подставив в уравнения линейной модели координаты рабочих точек (x_{10} , x_{20} , ..., x_{n0}), получим численные значения коэффициентов для конкретного двигателя на заданном режиме работы.

В результате решения системы линейных уравнений, образующих математическую модель двигателя, получается таблица коэффициентов влияния независимых (первичных) параметров на вторичные, в число которых входят и измеряемые. Пример таблицы коэффициентов взаимного влияния параметров для турбовального двигателя со свободной турбиной (НК-12СТ) представлен в приложении 2, для ТРДД с малой степенью двухконтурности и со смещением потоков внутреннего и наружного контуров (НК-8-2У) – в приложении 3, для трехвального ТРДД большой степени двухконтурности без смещения потоков (Д-18) – в приложении 4.

В обозначениях смещений характеристик компрессоров и турбин

(приложения 2 и 3) $\delta G'_B$, $\delta G'_{BH}$, $\delta G'_{КНД}$ и т.д. имеется индекс (верхний штрих), хотя эти обозначения идентичны обозначениям изменений физических величин расхода воздуха (газа), следует помнить, что это принципиально разные величины, связанные между собой коэффициентами влияния, иногда отличными от нуля. Так, смещение характеристики $\delta G'_{КНД}$ приводит к изменению расхода воздуха через КНД с коэффициентом 0,8 (приложение 3), а смещение характеристики $\delta G'_{BH}$ связано с изменением расхода воздуха через вентилятор коэффициентом 1,1. Объясняется это, как отмечено выше, тем, что физический расход воздуха изменяется за счет смещения характеристики узла и перемещения рабочей точки по характеристике.

Числа, расположенные в колонках таблицы коэффициентов, означают относительные (в %) изменения вторичных параметров при изменении первичного параметра на 1%. Соответственно, числа строки таблицы означают изменение соответствующего вторичного параметра при изменениях каждого из первичных на 1%.

Учитывая независимость первичных параметров, суммарное изменение вторичных параметров при изменении нескольких первичных можно найти как сумму произведений отклонений первичных величин на соответствующий коэффициент влияния этого переменного на вторичный параметр:

$$\delta Y_i = \sum_{j=1}^k a_{ij} \cdot \delta x_j,$$

где δy_i , δx_j - относительные изменения вторичных и первичных параметров;

a_{ij} - коэффициент влияния j -го первичного параметра на i -й вторичный;
 k - число изменившихся первичных параметров.

Принципиальным является включение в состав первичных (независимых) переменных относительных величин, характеризующих изменения производительности компрессоров и пропускной способности ТНД. В некоторых работах по диагностике ГТД влияние неисправности узлов двигателя сводится только к уменьшению их КПД. Но нельзя представить как уменьшение одного КПД компрессора, например, приведет к уменьшению мощности двигателя, что обязательно имеет место при ухудшении состояния компрессора. Уменьшение КПД компрессора при условии $n_{КПР} = const$ означает увеличение мощности на привод компрессора, значит – увеличение расхода топлива, температуры газа на турбинах и, значит, повышение мощности двигателя, что противоречит очевидному. В реальности ухудшение состояния компрессора (абразивный износ, загрязнение лопаток и т.д.) вызовет снижение как КПД, так и расхода воздуха. Уменьшение расхода воздуха, а значит и π_K^* , приведет к уменьшению мощности двигателя (см.

табл. приложения 2). Математические модели двигателей более сложных схем – двухконтурных, многороторных, принципиально не отличаются от рассмотренной выше, увеличивается только число компрессоров и турбин и число первичных параметров. Решения системы уравнений, образующих линейную математическую модель двигателя, возможно при условии, что число уравнений равно числу вторичных параметров. Произвольное уменьшение числа уравнений недопустимо, т.к. система будет нерешаемая. Современные ЭВМ позволяют решать системы линейных уравнений любой сложности.

Линейные математические модели ГТД и таблицы коэффициентов взаимного влияния параметров используются для целей диагностирования двигателей различными методами.

Контрольные вопросы к разделу 2.3

1. По какому принципу параметры рабочего процесса ГТД делятся на «первичные» и «вторичные»?
2. Каков принцип диагностирования ГТД по ТГД параметрам?
3. Как изменяются характеристики осевых компрессоров при изменении состояния компрессоров?
4. Какие первичные параметры приняты в качестве параметров состояния осевых компрессоров?
5. Какие первичные параметры характеризуют состояние турбин ВД?
6. Каковы требования к математической модели ГТД, используемой в задачах диагностирования?
7. По какому принципу составляются математические модели ГТД, используемые в целях диагностирования?
8. Как представлены характеристики узлов двигателя в математических моделях?
9. Каков принцип линеаризации уравнений математической модели ГТД?
10. Что такое относительное отклонение параметра?
11. Что означают числа расположенные в строках таблицы коэффициентов взаимного влияния параметров?
12. Что означают числа расположенные в колонках таблицы коэффициентов взаимного влияния параметров?
13. Как определяются изменения вторичных параметров через изменения первичных?
14. Почему при уменьшении КПД КВД увеличивается температура за турбиной и уменьшается частота вращения ротора ВД?

2.4. Методы диагностирования ГТД по ТГД параметрам

2.4.1. Методы линейных диагностических матриц

Сущность метода заключается в том, что на основе таблицы коэффициентов взаимного влияния, обращением этой матрицы, образуется диагностическая матрица [44].

Изменения вторичных параметров через отклонения первичных выражаются как

$$\begin{vmatrix} \delta y_1 \\ \delta y_2 \\ \dots \\ \delta y_n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \delta x_1, \delta x_2, \dots, \delta x_n \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} a_{11}, a_{12}, \dots, a_{1n} \\ a_{21}, a_{22}, \dots, a_{2n} \\ \dots \\ a_{n1}, a_{n2}, \dots, a_{nn} \end{vmatrix}, \quad (2.18)$$

где δy_i , δx_j - относительные изменения вторичных и первичных параметров, a_{ij} - коэффициенты их взаимного влияния.

Диагностическая матрица, связывающая изменения первичных и измеряемых параметров, получается обращением квадратной матрицы $|a_{ij}|$:

$$|\delta x_j| = |a_{ij}|^{-1} \cdot |\delta y_i|. \quad (2.19)$$

Метод достаточно прост, но для его реализации требуется большое число измеряемых параметров. Оно должно быть равно числу определяемых переменных плюс базовый параметр, необходимый для определения режима работы двигателя, т.к. диагностика может производиться только при условии сравнения исходных и текущих значений параметров, измеренных на одном режиме.

Очевидно, что из-за ограниченного количества измеряемых на ВС параметров двигателей метод не может быть использован в прямом виде, особенно для двигателей сложных схем с большим числом узлов, следовательно, первичных параметров.

Однако он может использоваться для выбора наиболее информативных измеряемых параметров, наиболее чувствительных по отношению к диагностируемым неисправностям конкретного двигателя, так, как это сделано, например, в работе [44].

Задача диагностирования ГТД с применением диагностических матриц упрощается, если предположить, что неисправность имеется только в одном из узлов двигателя. Такое состояние обычно бывает, если дефекты на начальной стадии развития, без последующих разрушений.

Состояние каждого из узлов (компрессоров и турбин), как изложено выше, характеризуется двумя первичными параметрами – изменением производительности по расходу воздуха (газа) и КПД. Выделив фрагмент

общей матрицы коэффициентов влияния, относящийся к какому-либо узлу, и имея три диагностических параметра, можно составить три параллельных матрицы, решение которых относительно первичных по правилу (2.19) позволит определить изменения параметров состояния рассматриваемого узла. Получается три решения. Совпадение всех трех решений указывает на то, что изменения диагностических параметров вызваны неисправностью именно этого узла.

Например, для двигателя НК-8-2У при 3 диагностических параметрах $n_{ВД}$, $T_{ТНД}^*$ и G_T , зная величины изменения этих параметров и коэффициенты влияния на них параметров состояния узлов (приложение 3), можно составить уравнения зависимости $\delta n_{ВД}$, $\delta T_{ТНД}^*$ и δG_T от параметров состояния каждого из компонентов двигателя. Так, для турбины ВД имеем:

$$\begin{aligned} 1) \delta n_{ВД} &= -0,4 \cdot \delta F_{СА} + 0,6 \cdot \delta \eta_{ТВД}; \\ 2) \delta T_{ТНД}^* &= 0,3 \cdot \delta F_{СА} - 0,6 \cdot \delta \eta_{ТВД}; \\ 3) \delta G_T &= 0,2 \cdot \delta F_{СА} - 0,5 \cdot \delta \eta_{ТВД}. \end{aligned}$$

Составив 3 системы уравнений по 2 в каждой (1-2, 2-3, 1-3) и решив их относительно $\delta F_{СА}$ и $\delta \eta_{ТВД}$, найдем по 3 значения этих переменных. Если неисправность двигателя, вызвавшая изменения $\delta n_{ВД}$, $\delta T_{ТНД}^*$, δG_T , действительно связана с дефектом ТВД, все три решения совпадают. Для исправных узлов решения будут резко различными.

Рассматривая последовательно все узлы, можно найти решения для всего двигателя. Такой метод называется иногда «метод параллельных матриц». Однако достоверность его сильно зависит от точности измеряемых параметров, что ограничивает его применение.

2.4.2. Диагностика по расстоянию в пространстве признаков

Сущность метода [6, 45] заключается в том, что предъявленный для распознавания объект относится к одному из n диагнозов (состояний) по наименьшему расстоянию до эталона. В качестве эталона для диагноза D_i принимается типичный объект, имеющий диагноз D_i . Диагностической мерой может быть квадрат расстояния (рис. 2.13)

$$L_i = l_i^2 = \sum_{j=1}^N \lambda_j^2 \cdot (x_j - a_j^*)^2, \quad (2.20)$$

где l_i - расстояние до эталонных точек $a_1^*, a_2^*, \dots, a_n^*$;

x_j - параметры объекта; λ_j - весовые коэффициенты, характеризующие диагностическую ценность признаков.

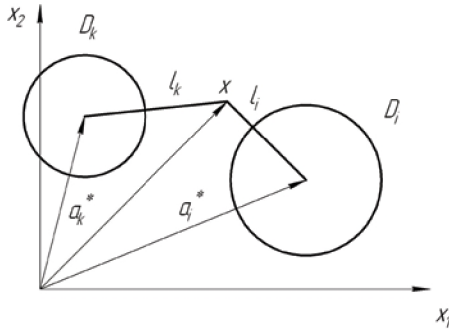


Рис. 2.13. Диагностика по расстоянию до эталона

Объект x относится к диагнозу $D_i (x \in D_i)$ при условии $l_i^2 < l_k^2 (k=1, 2, \dots, n; k \neq i)$.

Для авиационных ГТД метод реализован в виде метода «невязок» (метод наименьших квадратов). Согласно (4.3) неисправным признается узел, которому соответствует минимальное значение функции:

$$H_j = \sum_{j=1}^N \left(\delta P_j - \sum_{i=1}^K a_{ij} \cdot \delta x_i \right)^2 \rightarrow \min, \quad (2.21)$$

где H_j – невязка;

δP_j – отклонения измеряемых термогазодинамических параметров;

N – число измеряемых параметров;

a_{ij} – коэффициенты взаимного влияния параметров рассматриваемых узлов;

δX_i – отклонения первичных параметров, являющихся мерой неисправности;

K – одновременно появляющиеся отклонения первичных.

Невязки, таким образом, представляет собой сумму квадратов разностей между отклонением измеренных параметров и отклонением, рассчитанным по математической модели, в предположении о наличии неисправности в конкретном узле.

В случае достаточно точных измерений параметров и адекватной математической модели отклонения параметров, измеренных и рассчитанных для неисправного узла, должны совпадать и невязка будет равна нулю. Наличие погрешностей приводит к несовпадению указанных отклонений, но для действительно неисправного узла это несовпадение будет минимальным.

В работах [46, 47] дано решение для ТРДД при трех измеряемых

параметрах $n_{вд}^*$, $T_{тнд}^*$ и G_T при базовом $n_{ндпр} = const$:

$$H_j = (\delta n_{вд} - \delta n_{вд}^M)^2 + (\delta T_{тнд}^* - \delta T_{тнд}^M)^2 + (\delta G_T - \delta G_T^M)^2, \quad (2.22)$$

где $\delta n_{вд}$, $\delta T_{тнд}^*$, δG_T - отклонения измеряемых параметров, полученные по результатам испытания;

$\delta n_{вд}^M$, $\delta T_{тнд}^{*M}$, δG_T^M - значения параметров, рассчитанные по математической модели в предположении неисправности j - го узла.

Значения P_{ij}^M , входящих в (2.22), в соответствии с общим правилом определения вторичных переменных через первичные (2.21)

$$\delta P_{ij}^M = a_{\eta_j} \cdot \delta \eta_j + a_{iG_j} \cdot \delta G_j \quad (2.23)$$

δP_{ij}^M - рассчитанные по математической модели отклонения i - х параметров ($\delta n_{вд}$, $\delta T_{тнд}^*$, δG_T) при изменении состояния j - го узла (КНД, КВД, ...);

a_{η_j} , a_{iG_j} - коэффициенты влияния изменения характеристик КПД (η_j) и расхода воздуха (газа) (G_j) j - го узла на i - й измеряемый параметр.

Подставив в (2.22) значения δP_{ij}^M в соответствии с (2.23) и решив уравнение (2.22) при условии $H_j \rightarrow \min$ (обычное исследование функции на экстремум), найдем невязку H_j , а также величины $\delta \eta_j$, δG_j для j -го узла. Проведя эту процедуру, для всех узлов двигателя по минимальному значению H_j определяем неисправный узел и его параметры состояния.

Уравнения (2.22), (2.23) дают общее решение задачи для случая трех измеряемых параметров и двух параметров состояния. Величины $\delta \eta_j$, δG_j при условии $H_j \rightarrow \min$ вычисляются по формулам:

$$\delta \eta_j = \frac{\sum_{i=1}^3 a_{iG_j}^2 \cdot \sum_{i=1}^3 a_{\eta_j} \cdot \delta P_i - \sum_{i=1}^3 (a_{iG_j} \cdot a_{\eta_j}) \sum_{i=1}^3 a_{iG_j} \cdot \delta P_i}{\sum_{i=1}^3 a_{\eta_j}^2 \cdot \sum_{i=1}^3 a_{iG_j}^2 - \left(\sum_{i=1}^3 a_{\eta_j} \cdot a_{iG_j} \right)^2}, \quad (2.24)$$

$$\delta G_j = \frac{\sum_{i=1}^3 a_{\eta_j}^2 \cdot \sum_{i=1}^3 a_{iG_j} \cdot \delta P_i - \sum_{i=1}^3 (a_{iG_j} \cdot a_{\eta_j}) \sum_{i=1}^3 a_{\eta_j} \cdot \delta P_i}{\sum_{i=1}^3 a_{\eta_j}^2 \cdot \sum_{i=1}^3 a_{iG_j}^2 - \left(\sum_{i=1}^3 a_{\eta_j} \cdot a_{iG_j} \right)^2},$$

где δP_i - найденное при обработке результатов измерений отклонение i - го параметра ($\delta n_{вд}$, $\delta T_{тнд}^*$, δG_T).

Алгоритм диагностирования по излагаемой методике должен быть следующий:

- при опробовании двигателя регистрируются штатные измеряемые

параметры;

- выполняется первичная обработка измерений и приведение к САУ и заданному режиму работы;
- определяется отклонение измеряемых параметров от их базовых значений δP_i ;
- по уравнениям (2.24) вычисляются отклонения первичных параметров узлов двигателя, подозреваемых на неисправность;
- по отклонениям первичных параметров вычисляются ожидаемые отклонения измеряемых параметров (уравнения 2.23) последовательно для всех подозреваемых узлов;
- для каждого узла вычисляются «невязки» по уравнению (2.22);
- сравниваются «невязки» и выявляется узел, которому соответствует минимальное значение «невязки»;
- проводятся мероприятия по подтверждению неисправности узла, для чего применяются визуально-оптические и другие методы контроля.

Уравнения (2.22) - (2.24) справедливы для случая измерения параметров $(\delta n_{ВД}, \delta T_{ТНД}^{**}, \delta G_T)$. При другом числе и номенклатуре параметров общий подход к анализу параметров сохраняется и уравнения должны быть соответственно скорректированы.

В соответствии с общим принципом диагностики по расстоянию в пространстве признаков [45], если диагнозу D_i соответствует некоторая область признаков, то условие минимума расстояния до некоторой точки (эталона) является только необходимым. Дополнительным необходимым условием должно быть условие вхождения точки в область пространства признаков. Это условие позволяет исключить случаи, когда расстояние l (рис. 2.13) минимально, но точка x настолько удалена от области D_i , что решение $x \in D_i$ неправдоподобно.

Применительно к диагностированию ГТД второе условие означает, что переменные $\delta \eta_i$, δG_i в уравнении (2.24) при правильном диагнозе должны находиться в пределах некоторых значений. Очевидно, что при ухудшении состояния узлов двигателя их КПД изменяются в сторону уменьшения, напорные характеристики компрессоров смещаются в сторону уменьшения расхода воздуха, площадь СА ТВД и расход газов через ТНД увеличиваются.

Величины изменения первичных параметров могут быть приняты в пределах 0,5-10%. Меньше значения изменений параметров диагностировать не удастся, больше – не требуется.

2.4.3. Вероятностно-детерминированный метод диагностики ГТД

Метод является вариантом статистического метода распознавания состояния объектов, базирующегося на обобщенной формуле Байеса [6, 45]. Необходимость применения вероятностного подхода к диагностированию ГТД по ГТД параметрам обусловлена наличием погрешностей измерения параметров и оценки их отклонений от базовых значений, что делает диагноз достоверным с некоторой вероятностью.

Одновременно в рассматриваемом методе используются закономерности взаимосвязей параметров состояния и признаков состояния изделия (первичных и измеряемых параметров).

Обобщенная формула Байеса в рассматриваемом методе

$$P\left(\frac{D_i}{Y^*}\right) = \frac{P(D_i) \cdot P(Y^*/D_i)}{\sum_{s=1}^n P(D_s) \cdot P(Y^*/D_s)}, \quad (2.25)$$

где $P(D_i/Y^*)$ – вероятность диагноза о наличии неисправности в i – м узле двигателя при наблюдении комплекса признаков Y^* ;

$Y^*\{\delta P_1, \delta P_1, ..., \delta P_m\}$ – комплекс отклонений измеряемых параметров от их базовых значений, являющихся признаками состояния ГТД;

$P(D_i)$ – априорная вероятность диагноза, определяемая по статистическим данным;

$P(Y^*/D_i)$ – вероятность комплекса Y^* при принятии гипотезы о наличии i – й неисправности;

n – число независимых событий (диагнозов);

m – число диагностических параметров.

При диагностически независимых признаках состояния вероятность появления комплекса Y^* равна:

$$P(Y^*/D_i) = P(\delta P_1/D_i) \cdot P(\delta P_1/D_i) \cdot ... \cdot P(\delta P_j/D_i) \cdot ... \cdot P(\delta P_m/D_i),$$

где $P(\delta P_j/D_i)$ – вероятность отклонения j – го параметра от базового значения.

В соответствии с линейной диагностической моделью ГТД различные состояния двигателя могут быть представлены плоскостями в пространстве признаков состояний, т.е. отклонений δP_i (рис.2.14). Действительно, согласно уравнению (2.23) изменение параметра $\delta \eta_i$ при постоянном δG_j определяет прямую, заданную параметрически в трехмерном пространстве $\delta P_1, \delta P_2, \delta P_3$. При различных значениях δG_j получим ряд параллельных прямых, определяющих плоскость в пространстве δP_j . При числе диагностических параметров больше трех принцип решения задачи не изменится.

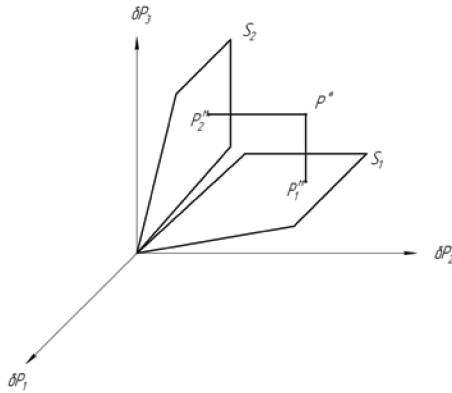


Рис. 2.14. Схема взаимного расположения областей диагнозов:
 P^*, P_j^M - экспериментальное и найденные по математической модели значения признаков состояний

Точка $P^* \{\delta P_1, \delta P_2, \delta P_3\}$, характеризующая состояние двигателя и полученная по результатам его испытания, должна располагаться в одной из плоскостей, характеризующей i – й диагноз. Реальное положение точки P^* всегда будет смещенным относительно $S_1, S_2, \dots, S_n$, так как измерения параметров неизбежно содержат ошибки. Задача диагностирования сводится к определению вероятности принадлежности точки P^* к одной из областей S_i с учетом точности измерений параметров. Предполагается, что система (ГТД) находится только в одном из возможных состояний, а погрешности измерения параметров распределены по нормальному закону и характеризуются среднеквадратическим отклонением (СКО).

Плотность вероятности двух независимых величин, имеющих нормальный закон распределения, имеет, как известно [40, 50], вид

$$f(x, y) = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_x \cdot \sigma_y} \cdot e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma_x^2} - \frac{(y-m_y)^2}{2\sigma_y^2}}, \quad (2.26)$$

где m_x, m_y - координаты центра рассеивания;

σ_x, σ_y - СКО переменных.

В сформулированной выше задаче диагностирования величины X и Y – измеренные отклонения параметров ГТД - δP_j , а m_x, m_y - расчетные значения этих параметров (координаты точки P^M на рисунке 2.14) в предположении о наличии неисправности в i -м узле:

$$\delta P_j^M = a_{Pj\eta_i} \cdot \delta \eta_i + a_{PjG_i} \cdot \delta G_i,$$

где $a_{Pj\eta_i}$, a_{PjG_i} - коэффициенты влияния изменений КПД и производительности i – го узла на j - й параметр.

При «m» измеряемых параметрах и независимых переменных η_i , G_i в соответствии с (2.26) имеем:

$$f(\delta P_1^*, \delta P_2^*, \dots, \delta P_m^*) = \frac{1}{(2 \cdot \pi)^{\frac{m}{2}} \cdot \prod_{j=1}^m \sigma_{P_j}} \cdot \exp \left\{ -\frac{\frac{1}{2} \sum_{j=1}^m (\delta P_j^* - \delta P_j^M)^2}{\sigma_{P_j}^2} \right\} \quad (2.27)$$

где σ_{P_j} - СКО измеряемых параметров.

Вероятность того, что точка P^* принадлежит области диагноза S_p , определится как интегральная функция от (2.27):

$$P \left(\frac{Y^*}{D_i} \right) = \frac{1}{(2 \cdot \pi)^{\frac{m}{2}} \cdot \prod_{j=1}^m \sigma_{P_j}} \cdot \iint_{S_i} \left[\exp \left\{ -\frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^m (P_j - \delta P_j^M)^2 / \sigma_{P_j}^2 \right\} \right] dS, \quad (2.28)$$

где S_i - область возможных изменений признаков состояний при i - й неисправности.

Область S_i (рис.2.14) определяется по линейной математической модели двигателя как участок области диагноза. Границы области находятся при определенных допущениях о пределах изменения параметров состояния $\delta \eta_i$ и δG_i . Действительно, КПД любого узла двигателя при появлении неисправности изменяется в пределах $\delta \eta_i \approx -0,5 \div -10\%$, положительное значение $\delta \eta_i$ при ухудшении состояния двигателя не может быть принципиально, значения $\delta \eta_i < -0,5\%$ определить по параметрам практически невозможно, значения $\delta \eta_i > -10\%$ соответствует очень большим неисправностям двигателя, которые обычно выявляются по внешним признакам и не требуют анализа ТГД параметров.

Снижение производительности компрессоров δG_i находятся в тех же пределах, что и $\delta \eta_{кр}$, а увеличение площади F_{ca} и пропускной способности турбин имеет положительные значения ($0,5 \div 10\%$).

Погрешности измерения параметров (δP_j) легко определяются статистически по результатам испытания двигателей.

Задача распознавания состояния узлов проточной части ГТД сводится к определению по зависимости (2.25) вероятности того, что наблюдаемые отклонения комплекса измеряемых параметров Y^* вызваны деформацией характеристик того или иного узла. Для определения входящего в (2.25) значения $P(Y^*/D_i)$ по уравнению (2.28) необходимо знать кроме отклонений параметров также погрешности их измерений.

Решающее правило, так же как в общем случае метода Байеса [6, 56] – объект относится к диагнозу с наибольшей вероятностью:

$$Y^* \in D_i, \text{ если } P(D_i/Y^*) > P(D_j/Y^*) \quad (j=1, 2, \dots, n; i \neq j).$$

Уровень распознавания диагноза обычно принимается $P_i \geq 0,9$. Уровень распознавания – пороговое значение для вероятности диагноза:

$$P(D_i/Y^*) \geq P_i.$$

Если последнее условие не выполняется, необходимо уточнять результаты измерения параметров.

Изменение параметров состояния $\delta\eta_p$, δG_i узла, определенного как неисправный, находится по уравнениям (2.24).

Методика диагностирования опробована в НПО «Труд» на двигателях НК-8-2У, НК-86, трехвалных ТРДД, конвертированном двигателе НК-16СТ [27, 48]. Сравнительно небольшие неисправности, такие как отрыв верхней части одной – двух лопаток турбины, скол уголков перьев двух рабочих лопаток, отслаивание спецслоя лопаток СА турбины ВД и т.п., обнаруживаются с достоверностью $\approx 80\%$. Так, из 23 дефектных двигателей НК-86, имевших неисправности в одном из узлов проточной части, в 18 случаях диагноз по излагаемой методике поставлен точно. Примеры изменения параметров и диагноза двигателей НК-86 представлены в таблице (2.3).

Таблица 2.3. Примеры диагностирования ГТД НК-86

№	Отклонения параметров			Диагноз				Диагноз по экспертной оценке
	$\delta n_{ВД}$	δG_T	$\delta T^*_{ТНД}$	Узел	Вероятность неисправности	$\delta\eta, \%$	δG (δF_{CA}), %	
1	0,0	2,196	3,133	КВД Отбор воздуха	0,85 0,15	-3,13	-1,41	КВД - разрушение спецслоя
2	-1,093	1,159	2,124	ТВД КВД	0,897 0,103	-0,99 -2,36	2,256 -0,48	ТВД – обрыв бандажной полки
3	1,889	1,389	-0,413	ТНД	0,904	-0,11	2,64	ТНД – обрыв лопатки

В случаях, когда отклонение измеряемых параметров и параметров состояния ($\delta\eta_p$, δG_i) больше, чем в таблице 2.3, в том числе при интенсивном загрязнении компрессора (14 двигателей НК-16СТ), прогаре СА ТВД при уменьшении КПД до - 5%, достоверность диагноза свыше 90%.

Диагноз по данной методике выдается (таблица 2.3) в виде вероятности неисправности одного из узлов проточной части и отклонения от базы его

параметров состояния. Указывается и узел, имеющий вторую по величине вероятность. Очевидно, что чем больше вероятность неисправности одного из узлов, тем однозначнее и достовернее диагноз, например, случай 3 из таблицы. Если вероятности диагнозов 2 узлов сравнимы (пример 4), требуются дополнительное измерение и анализ параметров.

Реализация методики требует выполнения достаточно большого объема расчетов, однако возможности современных ПЭВМ позволяют это сделать.

Контрольные вопросы к разделу 2.4

1. Что такое линейные диагностические матрицы?
2. Каков принцип диагностирования ГТД по методу параллельных диагностических матриц?
3. Сущность метода диагностирования по расстоянию в пространстве признаков.
4. Чем обусловлена необходимость применения метода наименьших квадратов («невязок») при диагностировании ГТД?
5. Сущность метода наименьших квадратов при диагностировании ГТД.
6. Каков алгоритм диагностирования ГТД с использованием метода наименьших квадратов?
7. Каковы необходимые условия постановки диагноза по методу наименьших квадратов?
8. Каков принцип распознавания состояния узлов ГТД с использованием формулы Байеса?
9. Какие исходные данные используются при диагностировании ГТД вероятностным методом?
10. Чем обусловлена необходимость применения вероятностного метода при диагностировании ГТД?
11. Чем обусловлены ограничения первичных параметров ГТД при использовании вероятностного метода диагностики?
12. Каково решающее правило при использовании обобщенной формулы Байеса?

3. Контроль и диагностирование ГТД и их узлов по виброакустическим параметрам

3.1. Характеристики виброакустических процессов. Средства измерения и анализа

3.1.1. Характеристики виброакустических процессов

В соответствии с классификацией, предложенной в работе [49], под виброакустическими процессами будем понимать собственно вибрацию, акустический шум, пульсации давления, переменные напряжения, поскольку им присущи одинаковые свойства с точки зрения их описания, измерения и анализа.

Виброакустические процессы современных ГТД – очень сложное по своей структуре явление. Описание свойств этих процессов выполнено в большом числе публикаций [21,22,23,24,25,49 и др.]. Однако прежде чем переходить к изучению этого сложного колебательного процесса, напомним основные понятия о простейших колебаниях, и в первую очередь о механических колебаниях - вибрации.

Термин вибрация относится только к механическим колебаниям. Вибрацией называется движение точки или механической системы, при котором происходят колебания характеризующих его скалярных величин. Однако не всякие механические колебания называют вибрацией. Этим термином чаще всего пользуются там, где колебания имеют относительно малую амплитуду и не слишком низкую частоту. Например, вибрирует фундамент, корпус газотурбинного двигателя, подшипник, но этот термин едва ли применим к колебаниям физического маятника.

Характер и специфика колебательного процесса во многом определяются свойствами колебательной системы.

Все колебательные системы принято разделять на линейные и нелинейные. В линейных системах связь между её параметрами и параметрами воздействия устанавливается с помощью линейных дифференциальных уравнений. В нелинейных системах эта связь устанавливается с помощью свойств нелинейных дифференциальных уравнений.

Одним из важнейших свойств линейных систем является возможность применения к ним принципа суперпозиции. Он заключается в следующем. Пусть на систему действуют две независимые внешние силы $f_1(t)$ и $f_2(t)$, то есть суммарную внешнюю силу можно представить уравнением

$$f_{\Sigma}(t) = f_1(t) + f_2(t).$$

Если известно, что при воздействии на систему только силы $f_1(t)$ её отклик описывается функцией $x_1(t)$, а при воздействии только силы $f_2(t)$ – $x_2(t)$.

Тогда отклик линейной системы на суммарную силу $f_{\Sigma}(t)$ можно представить уравнением

$$x_{\Sigma}(t) = x_1(t) + x_2(t).$$

Для нелинейных систем этот принцип не выполняется.

Важнейшим признаком классификации систем является число степеней свободы системы. Под числом степеней свободы системы понимают количество независимых параметров, однозначно определяющих положение всех точек системы в пространстве. Различают системы с конечным числом степеней свободы и системы с бесконечным числом степеней свободы. С математической точки зрения колебания систем с конечным числом степеней свободы описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями. Колебания распределительных систем - дифференциальными уравнениями в частных производных.

Реальные упругие системы являются распределенными системами. В ходе решения практических задач часто проводят замену распределенной массы конечным числом сосредоточенных масс. Такая замена позволяет перейти от рассмотрения распределенной системы к рассмотрению системы с конечным числом степеней свободы, что существенно упрощает процесс теоретического анализа колебаний системы.

Для описания виброакустических процессов необходимо задать закон, определяющий их поведение. Если это вибрация, необходимо задать закон колебаний материальной точки и параметры этого закона. Закон движения определяет форму колебаний во времени.

Различают детерминированные и случайные колебания. К детерминированным относятся колебательные процессы, которые могут быть описаны точными математическими соотношениями. Случайные колебательные процессы случайны по своей природе и описываются не точными математическими уравнениями, а при помощи осредненных статистических характеристик.

Процессы, описывающие детерминированные виброакустические процессы (в том числе и вибрации), могут быть периодическими и непериодическими. В свою очередь, периодические процессы можно разделить на гармонические и негармонические. К непериодическим относятся почти периодические и переходные процессы. Негармонические периодические и почти периодические процессы образуют группу полигармонических процессов.

Классификация детерминированных процессов изображена схематически на рис. 3.1. Отметим, что может наблюдаться любая комбинация перечисленных типов, а также тот факт, что приведенная классификация основана на соображениях удобства и её нельзя считать применимой при

решении всех возможных задач.

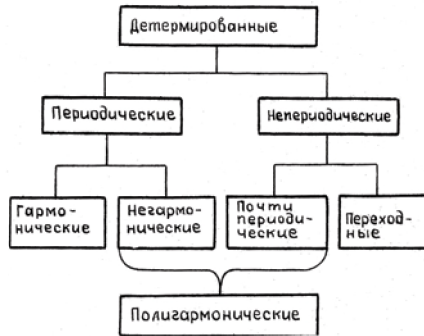


Рис. 3.1. Классификация детерминированных колебательных процессов

Простейшим (и наиболее важным) видом периодических колебаний являются гармонические колебания, при которых колеблющаяся величина изменяется во времени по закону синуса или косинуса (рис. 3.2):

$$x(t) = A \sin(\omega t + \varphi) = A \cos(\omega t + \psi), \quad (3.1)$$

где A , ω , φ , ψ - постоянные параметры.

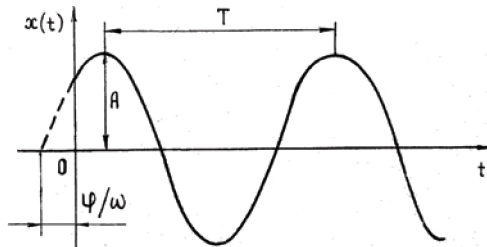


Рис. 3.2. Гармонические колебания

Параметр A равен наибольшему значению колеблющейся величины и называется амплитудой гармонических колебаний или просто амплитудой. Постоянный параметр φ ($\psi = \varphi - \pi/2$) называется начальной фазой колебания, а аргумент $\omega t + \varphi$ называется фазой колебаний в момент времени t . Параметр ω является угловой частотой.

Гармонические колебания — периодические, это означает, что по истечении одного или целого числа периодов времени точка приходит к одному и тому же положению. В самом деле,

$$x(t) = A \sin(\omega t + \varphi) = A \sin \left[\omega \left(t + \frac{2\pi}{\omega} \right) + \varphi \right] = A \sin \left[\omega \left(t + \frac{2k\pi}{\omega} \right) + \varphi \right].$$

Полный цикл колебаний совершается за время $T=2\pi/\omega$, называемое периодом колебаний. Величина, обратная периоду колебаний, называется частотой колебаний: $f=1/T$; она определяет число полных колебаний (циклов) в единицу времени. В технике период колебаний обычно измеряется в секундах; частота f , следовательно, имеет размерность с^{-1} . Угловая частота колебаний ω связана с величинами f и T соотношением

$$\omega = 2\pi \frac{1}{T} = \frac{2\pi}{T}. \quad (3.2)$$

Она также измеряется в с^{-1} . Эта частота равна числу периодов колебаний, которые укладываются на отрезке времени продолжительностью 2π . Необходимо остерегаться смешения частот f и ω . Частоту f обычно измеряют в герцах (Гц). Для угловой частоты наряду с размерностью с^{-1} часто используют размерность рад/с.

Если гармонический закон описывает перемещение материальной точки $S(t)$, то колебания скорости $V(t)$ и ускорения $W(t)$ точки подчиняются также гармоническому закону с той же частотой. В самом деле, если

$$S(t) = S \sin(\omega t + \varphi),$$

то скорость при колебательном движении

$$V(t) = \frac{d s(t)}{dt} = \omega S \cos(\omega t + \varphi),$$

а ускорение

$$W(t) = \frac{d^2 s(t)}{dt^2} = -\omega^2 S \sin(\omega t + \varphi).$$

Амплитуды перемещения S , скорости V и ускорения W при гармонических колебаниях связаны между собой соотношениями

$$V = \omega S; \quad W = \omega^2 S = \omega V. \quad (3.3)$$

В технической литературе перемещение, скорость и ускорение при вибрации называют соответственно виброперемещением, виброскоростью и виброускорением. В системе СИ виброперемещение измеряется в метрах (м), виброскорость – в метрах в секунду (м/с), виброускорение – метрах на секунду в квадрате ($\text{м}/\text{с}^2$). Поскольку амплитуды виброперемещений ГТД имеют порядок долей мм, виброскоростей – десятков мм/с, а виброускорений – десятков $\text{м}/\text{с}^2$, то на практике используют следующие единицы измерения: для виброперемещений мм, для виброскоростей мм/с, для виброускорений $\text{м}/\text{с}^2$. Для виброускорений используется также единица измерений $g=W/9,8$, то есть отношение величины виброускорения к величине ускорения земного тяготения.

В общем случае к периодическим относятся такие типы колебательных процессов, которые могут быть описаны функцией времени, точно повторяющей свои значения через одинаковые интервалы времени T :

$$x(t) = x(t \pm nT), \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (3.4)$$

Негармонические периодические колебания относятся к классу полигармонических колебаний, если состоят из суммы двух или более гармонических колебаний с различными амплитудами, частотами и начальными фазами. Причем необходимым условием периодичности процесса является тот факт, чтобы частоты всех гармонических составляющих процесса находились в рациональном соотношении. Если отношение частот хотя бы двух каких-либо гармонических составляющих выражается иррациональным числом, то такой полигармонический процесс не будет периодическим.

Учитывая, что основная доля полезной информации полигармонического процесса заключена в параметрах простых гармонических колебаний, составляющих этот сложный процесс, на практике эффективно применять описание процесса не во временной, а в частотной форме. Такое описание основано на разложении Фурье [39]. Смысл его заключается в том, что периодическая функция может быть представлена как множество синусоидальных кривых с гармонически связанными частотами:

$$x(t) = A_0 + \sum_{i=1}^{\infty} A_i \sin(i\omega_i t + \varphi_i) \quad (3.5)$$

Каждое слагаемое суммы (3.5), кроме постоянной A_0 , является синусоидальным колебанием (гармонической составляющей, гармоникой) с амплитудой A_i , частотой $i f_i = i \omega_i / 2\pi$ и начальной фазой φ_i . Частоты слагаемых кратны частоте периодических колебаний $f_i = 1/T$, то есть $i = 1, 2, 3, \dots$, где T - период колебаний. Амплитуды A_i и фазовые углы φ_i определяются по формулам [39].

Величина A_0 равна среднему значению функции $x(t)$ за период

$$A_0 = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) dt.$$

Среднее значение колебательных (виброакустических) процессов обычно равно нулю.

Разложение Фурье позволяет полностью определить сложную периодическую функцию (3.5) в форме совокупностей (спектров) амплитуд A_i и фаз φ_i гармоник с соответствующими частотами f_i , расположенными в порядке возрастания частот, то есть амплитудным и фазовым спектрами. В большинстве практических задач достаточно знать только амплитудный спектр.

Амплитудный спектр – это спектр колебаний, в котором величинами, характеризующими гармоники, являются их амплитуды. Он изображается графически в системе координат «амплитуда – частота» ($A-f$) в виде совокупности вертикальных отрезков, расположенных в соответствующих точках оси частот. Длина отрезков равна величине соответствующей амплитуды A_i . Такой амплитудный спектр называется дискретным или линейчатым. Спектр периодической функции состоит из равноотстоящих спектральных линий с интервалом f_1 , поскольку частоты гармоник находятся в простых кратных соотношениях. На рис. 3.3 в качестве примера даны спектры различных периодических процессов, включая гармонический (рис. 3.3, а).

Полигармонический процесс будет периодическим только в том случае, если отношения всех возможных пар частот гармонических составляющих процесса представляют собой рациональные числа. Если отношения частот представляют собой иррациональные числа, то процесс не будет периодическим.

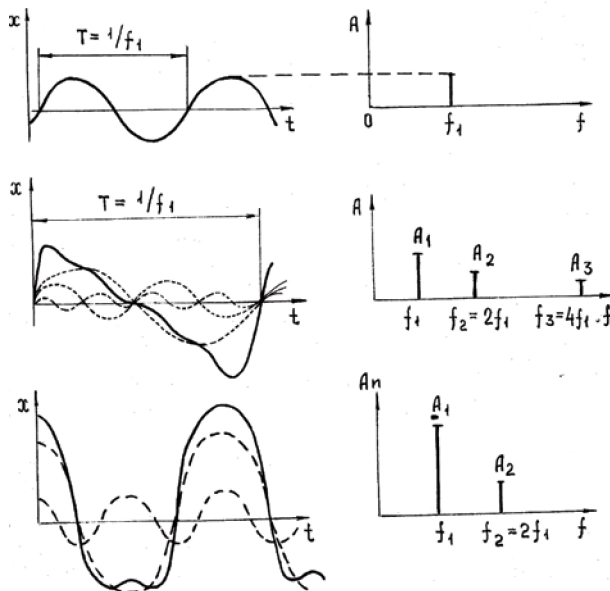


Рис. 3.3. Примеры периодических колебательных процессов и их частотные спектры: а – описание во временной и б – в спектральной форме

Такие процессы относятся к почти периодическим и могут быть описаны

функцией времени

$$x(t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_n \sin(\omega_i t + \varphi_i), \quad (3.6)$$

где не все соотношения ω_m / ω_n представляет собой рациональные числа.

Почти периодическому процессу соответствует амплитудный дискретный спектр, аналогичный спектру периодического процесса, с той разницей, что частоты компонент неизмеримы.

Для колебательных процессов наряду со спектральными и временными характеристиками возможно применение других характеристик колебательных процессов: пикового значения $x_{тик}$, среднего абсолютного значения $x_{cp. abs}$ и среднеквадратичного значения. Пиковыми значениями колеблющейся величины на рассматриваемом отрезке $(0, T)$ называются абсолютные значения максимума и минимума этой величины на рассматриваемом отрезке $(0, T)$:

$$\begin{aligned} X_{тик+} &= \left| \max_{t \in T} x(t) \right|; \\ X_{тик-} &= \left| \min_{t \in T} x(t) \right|. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Сумма $(X_{тик+} + X_{тик-})$ называется размахом колебаний на отрезке T .

Пиковые значения колеблющейся величины не учитывают форму процесса и в этом смысле имеют ограниченное применение на практике.

Более эффективными характеристиками процессов, учитывающими форму (состав) колебаний, являются следующие осредненные характеристики колебательных процессов:

модуль средневыпрямленного значения

$$X_{cp. abs} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad (3.8)$$

и среднее квадратическое (эффективное) значение

$$X_{cp. кв} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (3.9)$$

колеблющейся величины $x(t)$ на отрезке T . Характеристика $x_{cp. кв}$ имеет особое значение, так как характеризует энергию колебательного процесса или его среднюю мощность. В приложениях особый интерес представляют средние квадраты $x_{cp. кв}^2$, которые обычно оказываются пропорциональными энергии процесса или его средней мощности. Если процесс $x(t)$ периодический и его можно представить в виде ряда Фурье (2.5), то применяя

формулу (2.9), можно записать

$$x_{ср.кв.}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} A_i^2 \quad (3.10)$$

Здесь принято $A_0=0$.

Для чисто гармонического процесса, заданного в виде (2.1), значения вышеприведенных характеристик составляют:

$$x_{тик} = A; x_{ср} = 0; x_{ср.абс} = \frac{2}{\pi} A; x_{ср.кв} = \frac{1}{\sqrt{2}} A$$

(A – амплитуда колебаний).

Как уже указывалось ранее, процессы, соответствующие случайным физическим явлениям, нельзя описать точными математическими соотношениями, поскольку результат каждого наблюдения над процессом невоспроизводим в точности. В связи с этим определение характеристик случайных колебаний основывается на вероятностных (статистических) методах, которые используют такие понятия, как распределение вероятности мгновенных значений процесса в виде плотности вероятности и непрерывные частотные спектры колебаний (вибрации) в виде среднеквадратичных спектральных плотностей (спектральных плотностей мощности) процессов.

В силу особенностей вибрации газотурбинных установок из всего многообразия случайных колебательных процессов выделим узкополосные случайные колебания (вибрации). Общее аналитическое представление узкополосной случайной вибрации имеет вид

$$x(t) = A(t) \sin [\omega_0 t + \varphi(t)] \quad (3.11)$$

где $A(t)$ и $\varphi(t)$ – медленно меняющиеся случайные функции по сравнению с функцией $\sin \omega_0 t$.

Во временном представлении колебания (3.11) напоминают почти гармонические модулированные колебания (рис. 3.4), поэтому их называют квазигармоническими.

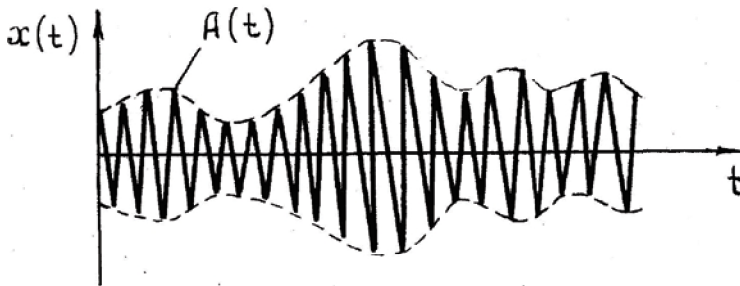


Рис. 3.4. Узкополосный колебательный процесс

В изучении непрерывных процессов, таких как случайные колебания,

часто оказывается удобным использовать понятие плотности вероятности. С физической точки зрения плотность вероятности можно определить, как вероятность нахождения мгновенных значений колебательной величины $x(t)$ в некотором интервале значений $\Delta x(t)$, разделенную на этот интервал (рис.3.5). В математической формулировке плотность вероятности $f(x)$ на некотором данном уровне мгновенных значений процесса x определяется выражением

$$f(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P[x < x(t) \leq x + \Delta x]}{\Delta x}, \quad (3.12)$$

где $P[x < x(t) \leq x + \Delta x]$ - вероятность того, что значения $x(t)$ попадают в интервал от x до $x + \Delta x$.

Оценку величины $P[x < x(t) \leq x + \Delta x]$ для реализации на конечном времени T

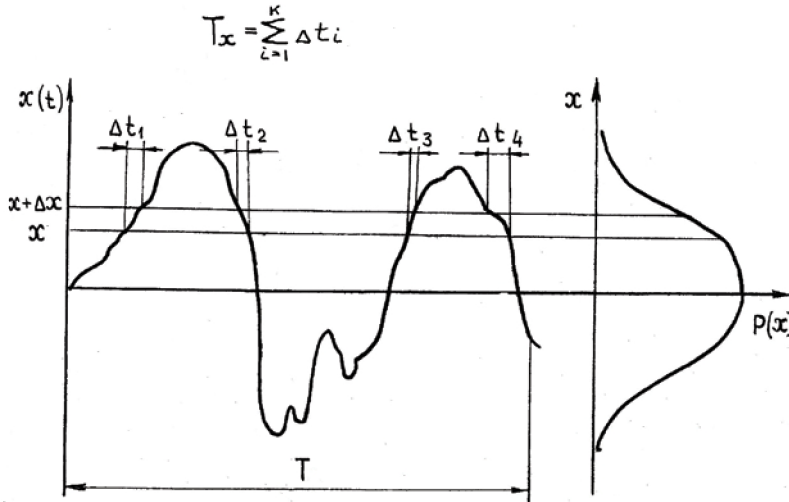


Рис. 3.5. К определению плотности вероятности распределения мгновенных значений колебательного процесса

можно найти, вычисляя отношение суммарной продолжительности нахождения процесса в интервале $(x, x + \Delta x)$ за время наблюдения T ко времени T (см. рис. 3.5). При стремлении T к бесконечности это отношение все точнее описывает вероятность такого события.

Таким образом

$$P[x < x(t) \leq x + \Delta x] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{T_x}{T}. \quad (3.13)$$

С учетом выражений (3.12) и (3.13) можно утверждать, что отношение $\frac{T_x}{T}$ является экспериментальной оценкой плотности распределения значений колебательного (вибраакустического) процесса.

В качестве примера на рис. 3.6 изображены графики плотности распределения мгновенных значений для четырех видов, часто встречающихся на практике колебательных процессов.

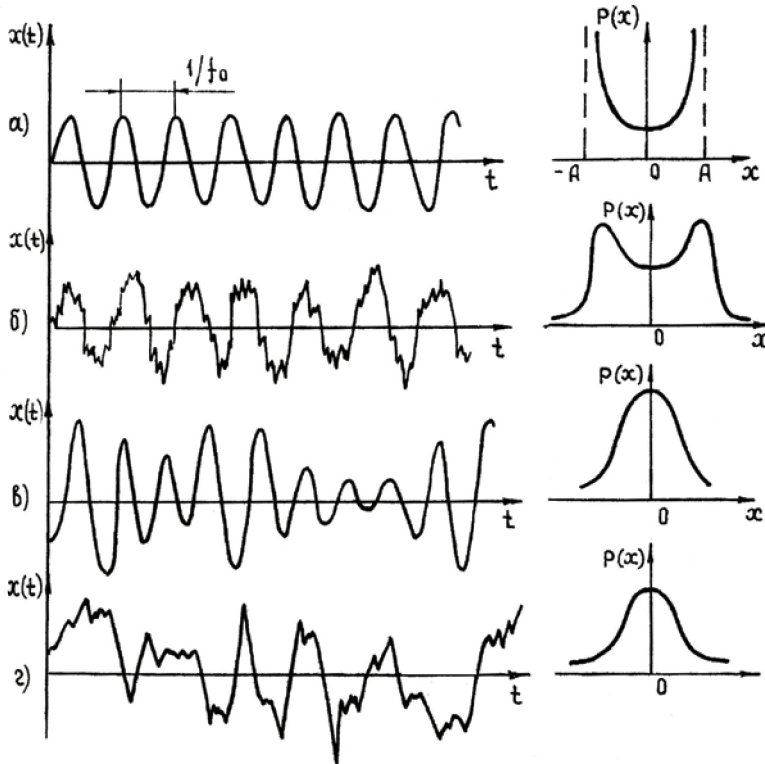


Рис. 3.6. Примеры колебательных процессов и их графики плотности распределений:

а – гармонический процесс; б – сумма гармонического и случайного;
в – узкополосный случайный процесс; г – широкополосный случайный процесс

Отметим, что детерминированное гармоническое колебание рассматривается в данном случае как одно из выборочных значений случайного процесса. Из рисунка видно, что плотность вероятности можно использовать, в частности для того, чтобы отличить гармонический процесс

от случайного. Вместе с тем плотность вероятности не дает представление о частотном составе изучаемого виброакустического процесса.

Данные о частотном составе можно получить, используя понятие функции спектральной плотности мощности, которая описывает общую частотную структуру процесса через распределение по частоте (спектральную плотность) дисперсии этого процесса. Дать представление о спектральной плотности мощности можно следующим образом.

Дело в том, что рассмотренные ранее осредненные характеристики детерминированных колебательных процессов (3.8), (3.9) возможно применить и для случайных процессов. Необходимо лишь учесть, что под временем T в отмеченных формулах имеется в виду не период, а длина реализации случайного колебательного процесса. Так, величина квадрата среднеквадратического значения процесса, полученная в соответствии с формулой (3.9)

$$x_{cp.кв}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt,$$

будет характеризовать энергию или среднюю мощность случайного колебательного процесса.

Среднее значение квадрата значений реализации $x(t)$ в узком интервале частот от f до $f + \Delta f$ ($x_{cp.кв}^2 \Delta f$) можно получить, подавая эту реализацию на вход полосового фильтра с узкой полосой пропускания и усредняя возведенную в квадрат функцию на выходе фильтра $x(t) \Delta f$. Это осредненное значение квадрата приближается к точному его значению при стремлении T к бесконечности:

$$x_{cp.кв}^2 \Delta f = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) \Delta f dt. \quad (3.14)$$

При малых значениях Δf спектральную плотность $G_x(f)$ можно определить, пользуясь приближенным равенством

$$G_x(f) \approx \frac{x_{cp.кв}^2 \Delta f}{\Delta f}. \quad (3.15)$$

Точное значение получим при стремлении Δf к нулю:

$$G_x(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{x_{cp.кв}^2 \Delta f}{\Delta f} = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta f} \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(f) \Delta f dt \right] \quad (3.16)$$

Величина $G_x(f)$ – всегда действительная, неотрицательная функция.

На рис. 3.7 показаны типичные энергетические спектры функций времени, изображенных на рис. 3.6.

Дискретный энергетический спектр гармонического колебания (рис. 3.7,а) выражается формулой

$$G_x(f) = \frac{A^2}{2} \delta(f - f_0), \quad (3.17)$$

где $\delta(f - f_0)$ - дельта-функция. Это значит, что спектральная плотность гармонического колебания равна бесконечности на частоте этого колебания и нулю при других значениях частоты. Однако интеграл энергетического спектра, взятый в любых пределах, которые включают в себя частоту гармонического колебания, имеет конечное значение, равное среднему значению квадрата, то есть $\frac{A^2}{2}$.

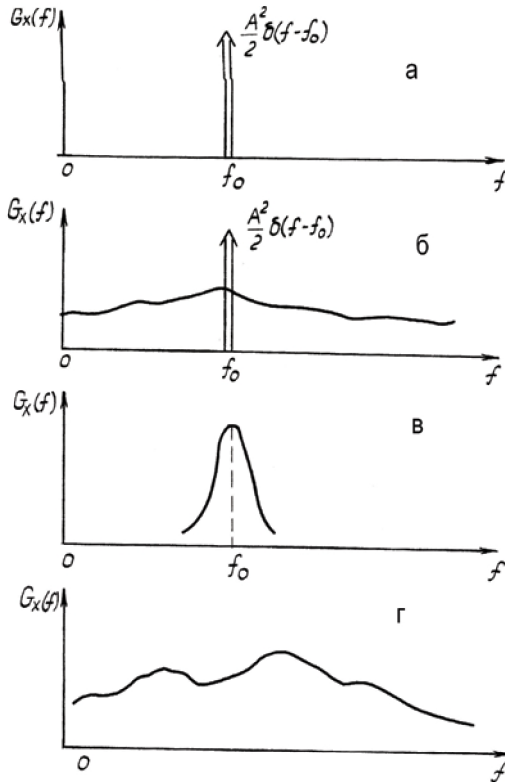


Рис. 3.7. Графики спектральных плотностей:

а – гармонический процесс; б – сумма гармонического и случайного процессов; в – узкополосный случайный процесс; г – широкополосный случайный процесс

Широкополосному случайному процессу соответствует гладкий и широкий непрерывный спектр (рис. 3.7 г).

Энергетический спектр суммы гармонического колебания и широкополосного случайного процесса равен просто сумме спектров гармонического колебания и случайного процесса, как показано на рис. 3.7б.

С другой стороны, энергетический спектр узкополосного процесса (рис. 3.7 в) содержит, как и в случае гармонического колебания, узкий пик (отсюда и термин «узкополосный»), но все же он имеет вид гладкой непрерывной кривой, как и спектр случайного процесса.

3.1.2. Средства измерения виброакустических процессов

Измерение виброакустических процессов представляет собой сложный процесс, реализация которого требует определенного набора методов и средств. Выбор методов и средств измерения определяется задачами измерений и отражается на точности и достоверности их результатов. В настоящее время накоплен большой опыт по измерению и анализу виброакустических процессов, обобщение которого нашло отражение в ряде работ [5, 21, 49, 51, 52]. Как следует из этих работ, методология и практическая реализация процесса измерения виброакустических процессов практически не зависит от его физической природы (вибрации, акустический шум и т.д.). Отличие заключается в первичных преобразователях (датчиках). Поскольку вибрационные процессы являются важнейшими, то рассматривать методологию и средства измерения будем на примере вибрации. С последними достижениями в этой области можно познакомиться на сайте [53].

Измерение вибрации ГТД есть процесс получения информации о вибрационном поле его конструкции. Эта информация снимается с работающего ГТД в виде некоторой совокупности колебательных процессов, а результат выдается в виде некоторых характеристик структуры и интенсивности колебаний. Снятие информации с ГТД, её функциональные преобразования и представление в удобном виде осуществляется системой измерения в соответствии с задачами измерений.

При определении требования к измерительной системе вибрации её следует рассматривать как единую физическую систему, преобразующую входной сигнал (вибрацию) в выходной (измеряемые характеристики и параметры). Поэтому измерительная система обычно содержит ряд элементов, включенных последовательно. В ней имеется элемент, осуществляющий съем информации с объекта (первичный преобразователь или датчик), элементы, осуществляющие функциональное преобразование входного сигнала в соответствии с задачами измерений, элементы, осуществляющие регистрацию результатов измерений.

Система измерений вибрации чаще всего содержит следующие элементы (рис. 3.8). Датчик вибрации (вибропреобразователь) Д преобразует механические колебания (вибрацию) $x(t)$ в электрические $U_1(t)$. Входной преобразователь ВПр осуществляет согласование электрического сигнала $U_1(t)$ датчика с последующими устройствами и различные линейные преобразования (фильтрацию, интегрирование, дифференцирование). Линейный усилитель У обеспечивает усиление сигнала после входного преобразователя $U_2(t)$ до величины, необходимой для выполнения функциональных преобразований и регистрации. Функциональный преобразователь ФПр осуществляет получение и вычисление необходимых характеристик и параметров. Регистратор Р служит для отображения результатов измерения.

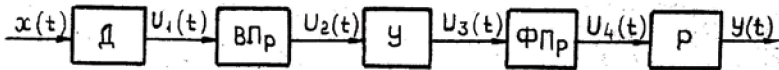


Рис. 3.8. Структурная схема измерения вибрации

К измерительным системам предъявляются весьма разнообразные требования в зависимости от задач измерений. Среди всего многообразия этих требований можно выделить ряд общих. Одним из общих требований является многоканальность системы, поскольку информация о вибрации снимается с нескольких точек ГТД. Из условий безопасности вытекает требование дистанционности. Расстояние от датчиков до регистраторов может исчисляться десятками и сотнями метров.

При измерениях вибрации требуют, чтобы форма вибрации не искажалась. Для этого необходимо, чтобы частотная характеристика $K(f)$ системы была равномерной (плоской) во всем необходимом частотном диапазоне вибрации:

$$K(f) = \text{const} \text{ при } f_H < f < f_B,$$

где f_H и f_B - соответственно нижняя и верхняя частоты диапазона измерения вибрации.

Амплитудная характеристика канала должна быть линейной в пределах измеряемых значений амплитуд вибрации.

Элементы измерительной системы следует рассматривать как линейные. При последовательном включении линейных звеньев частотная характеристика всей системы определяется как произведение характеристик отдельных звеньев:

$$K_{\Sigma}(f) = \prod_{i=1}^N K_i(f). \quad (3.18)$$

Это указывает на возможность взаимной компенсации частотных характеристик звеньев для получения плоской характеристики всей системы.

Поэтому при создании системы измерений в соответствии с решаемыми задачами следует знать характеристики отдельных составляющих эту систему звеньев.

Успешное решение задач измерения вибрации ГПА в значительной степени зависит от выбора типа вибропреобразователя. Выбор типа вибропреобразователя определяет (особенно для высокочастотных измерений) информативность вибрационного сигнала, достоверность и точность измерения параметров вибрации в рабочем диапазоне частот. При измерении вибрации используются вибропреобразователи различных конструкций и принципа действия. Это пьезоэлектрические, тензорезисторные, пьезорезисторные, индукционные, индуктивные, вихретоковые и емкостные вибропреобразователи [21, 51, 53].

Вибропреобразователи должны удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечить линейную зависимость между уровнем измеряемого параметра вибрации и выходным электрическим сигналом в заданном диапазоне частот;
- иметь малую зависимость выходного сигнала от изменения окружающих условий;
- иметь малую чувствительность к помехам;
- обладать малыми размерами и весом.

В зависимости от того, какому параметру вибрации пропорционален выходной электрический сигнал датчика (виброперемещению, виброскорости, виброускорению), датчики классифицируются как датчики виброперемещения, виброскорости, виброускорения.

Примером датчиков виброперемещений являются вихретоковые преобразователи. Эти датчики чаще всего используются для измерения виброперемещений вала относительно корпуса.

Вихретоковый преобразователь представляет собой металлический зонд с диэлектрическим наконечником на конце (рис.3.9). В торце диэлектрического наконечника находится катушка индуктивности. Электрическая система обеспечивает возбуждение высокочастотных колебаний в катушке, в результате чего возникает электромагнитное поле, которое взаимодействует с материалом контролируемого объекта (вала). Если материал обладает электропроводностью, на его поверхности наводятся вихревые токи, которые, в свою очередь, изменяют параметры катушки - ее активное и индуктивное сопротивление. Параметры меняются при изменении зазора

между контролируемым объектом и торцом датчика. Электрическая система преобразует эти изменения в электрический сигнал, осуществляет его линейаризацию и масштабирование.

Вихретоковые датчики обладают хорошим частотным откликом (реакция на изменение расстояния между торцом пробника и объектом контроля). Обычно частотный диапазон составляет 0 - 10000 Гц. При этом неравномерность амплитудно-частотной характеристики не превышает 0,5 дБ.

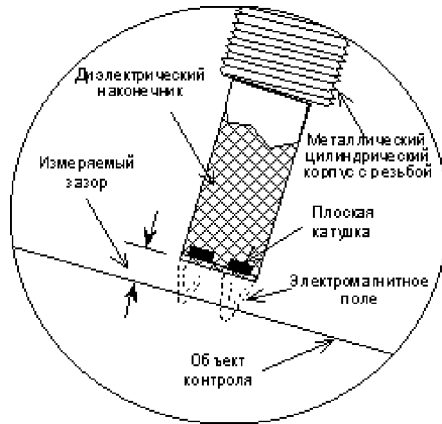


Рис. 3.9. Конструктивная схема вихретокового преобразователя

Примером практического применения датчиков виброперемещений является использование их в системах контроля радиального и осевого зазоров в радиальных и упорных подшипниках скольжения центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов.

Примером датчиков, измеряющих непосредственно виброскорость, являются индукционные датчики. Одно время эти датчики широко использовались в бортовой аппаратуре контроля вибрации ГТД.

Эти датчики являются датчиками генераторного типа, принцип работы этих датчиков заключается в следующем. В корпусе индукционного датчика на пружинах подвешена сейсмомасса (постоянный магнит) (рис.3.10). В корпусе датчика установлена катушка индуктивности. При постановке датчика на вибрирующий объект корпус с катушкой и сейсмомасса начинают перемещаться относительно друг друга. В результате этого перемещения на катушку индуктивности начинает действовать переменное магнитное поле, которое наводит ЭДС в индукционной катушке. Величина ЭДС пропорциональна виброскорости.

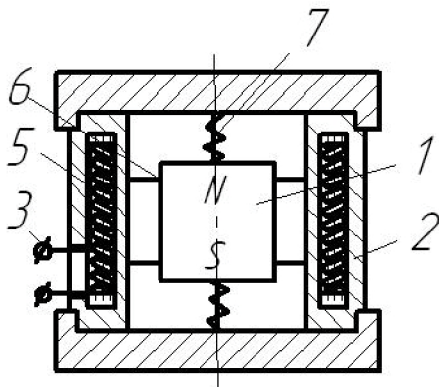


Рис. 3.10. Схема индукционного датчика виброскорости:

- 1 — сейсмомасса; 2 — корпус; 3 — выводы; 5 — катушка индуктивности;
6 — шарниры подвески; 7 — пружины

Преимуществом этих датчиков является большая величина выходного сигнала, которая составляет при уровне виброскорости 10 мм/с (что вполне реально для ГТД) около 100 милливольт. Существенным недостатком этих датчиков является наличие подвижной системы, которая снижает надежность этих датчиков и ограничивает время их безотказной работы примерно до 300 часов.

В настоящее время наиболее широко для измерения вибрационных процессов применяются пьезоэлектрические вибропреобразователи, которые по своим характеристикам превосходят все другие типы вибропреобразователей. Они имеют достаточно высокую чувствительность, широкий частотный и динамический диапазоны измерений, относительно небольшие размеры и массу, высокую термостойкость и вибропрочность. Номенклатура пьезоэлектрических вибропреобразователей, выпускаемых отечественной и зарубежной промышленностью, весьма широка [53]. Например, в качестве штатных вибропреобразователей систем бортового контроля вибрации авиационных ГТД и приводных двигателей ГПА используются пьезоэлектрические датчики МВ-04, имеющие рабочий диапазон частот до 15000 Гц и чувствительность примерно 4 мВ на $9,8 \text{ м/с}^2$.

В пьезоэлектрических преобразователях используется пьезоэффект, то есть появление ЭДС в пьезокристалле при его деформации. Принцип действия датчика следующий (рис. 3.11).

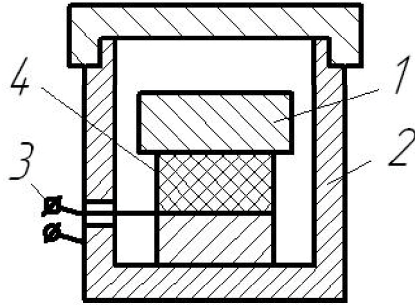


Рис. 3.11. Схема пьезоэлектрического датчика виброускорений:
1 — сейсмомасса; 2 — корпус; 3 — выводы; 4 — пьезоэлемент

В пьезоэлектрическом датчике при его перемещении на сейсмомассу действует инерционная сила, которая, передаваясь на пьезоэлемент, вызывает его деформацию. При этом в кристалле возникает заряд, величина которого пропорциональна деформации кристалла и, как следствие, массе и виброускорению.

Конструктивно эти преобразователи могут выполняться по-разному, что будет определять их характеристики. На рис. 3.12 приведены три различные конструкции пьезоэлектрических вибропреобразователей, где используется пьезоэффект, возникающий при деформации сжатия-растяжения пьезоэлемента (рис. 3.12, а и б) и при деформации сдвига (рис. 3.12, в). Кроме того, конструкции отличаются способом соединения сейсмомассы и пьезоэлемента.

Конструктивное исполнение подобных датчиков в первую очередь влияет на частотный диапазон измерений. Это объясняется следующим. В общем случае пьезоэлектрический вибропреобразователь можно представить как колебательную систему с одной степенью свободы. Демпфирование и жесткость в этой системе определяется жесткостью и демпфированием в пьезоэлементе. В результате вибропреобразователь имеет собственную (резонансную) частоту, которая определяет верхнюю границу рабочего диапазона частот. Поскольку демпфирование в пьезоэлементе мало, а жесткость его велика, вибропреобразователи имеют высокую резонансную частоту и, как следствие, широкий диапазон частот. Тем не менее в зависимости от принятой конструктивной схемы резонансная частота датчика, а следовательно и диапазон измеряемых частот, будут разные.

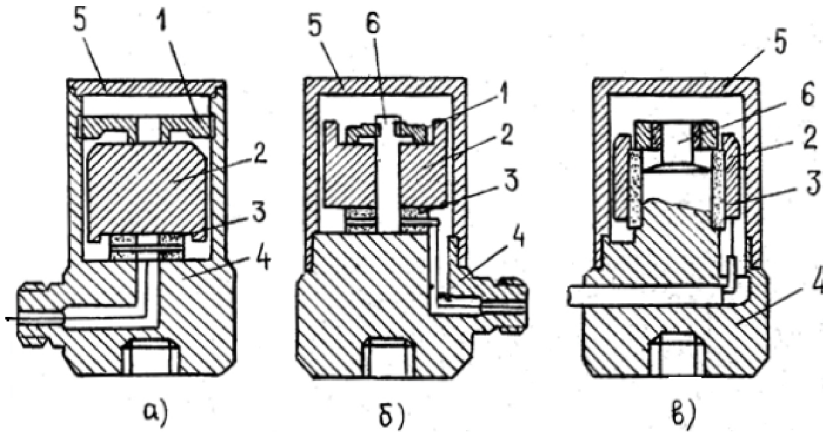


Рис. 3.12. Примеры конструктивного исполнения пьезоэлектрических вибропреобразователей:

1 — пружина, 2 — сейсмомасса, 3 — пьезоэлемент, 4 — основание, 5 — крышка, 6 — ось

На диапазон измеряемых частот будет влиять и способ крепления датчика на объекте. На рис. 3.13,а показано как смещается резонансная частота в зависимости от способа установки датчика на объекте. На рис. 3.13,б приведена обобщенная типовая частотная характеристика промышленного акселерометра, на которой выделен рабочий частотный диапазон f_1 – f_2 , определенный уровнями ± 3 дБ.

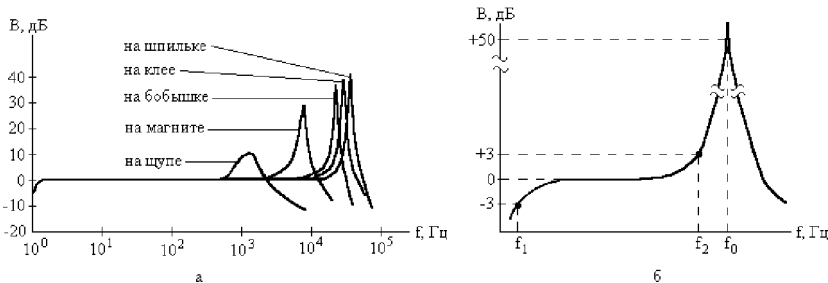


Рис. 3.13. Частотные характеристики датчика

Главный недостаток пьезоэлектрических вибропреобразователей – их высокое выходное сопротивление, из-за которого предъявляются повышенные требования к помехоустойчивости и изоляционным характеристикам соединительных кабелей и входных цепей усилительно-преобразующей

аппаратуры. Для обеспечения этих требований непосредственно за вибропреобразователем устанавливаются согласующие устройства, которые необходимы для усиления маломощного сигнала от датчика и устранения влияния различного рода помех.

Все многообразие применяемых согласующих устройств можно разделить на две группы: усилители напряжения и усилители заряда.

Усилители напряжения просто реализуются аппаратурно, но имеют высокое входное сопротивление и поэтому их следует располагать недалеко (1 ... 5 м) от вибропреобразователя. При увеличении длины соединительного кабеля падает чувствительность и наблюдается «завал» частотной характеристики в низкочастотной области, увеличивается значение частоты f_1 (рис.3.13,б).

Согласующие устройства, выполненные на базе усилителя заряда, не чувствительны к длине соединительного кабеля, имеют широкий динамический диапазон и обеспечивают необходимую равномерность частотной характеристики в области инфранизких частот. К недостаткам этих устройств следует отнести сложность их схем.

В настоящее время для устранения этого недостатка пьезоэлектрических вибропреобразователей изготавливаются преобразователи со встроенным усилителем. Однако эти преобразователи имеют увеличенные габариты и требуют постороннего источника питания.

В зависимости от задач измерений в виброизмерительных системах, использующих пьезоэлектрические вибропреобразователи, могут использоваться интегрирующие устройства (интеграторы).

Дело в том, что сигнал пьезоэлектрического датчика пропорционален виброускорению. После однократного интегрирования сигнала вибропреобразователя выходной сигнал интегратора пропорционален виброскорости, а после двукратного интегрирования выходной сигнал пропорционален виброперемещению. Чаще используют однократное интегрирование сигнала с пьезоэлектрического вибропреобразователя, при котором происходит выравнивание чувствительности к низкочастотным и высокочастотным составляющим вибрации в широком диапазоне частот. Кроме того, нормы вибрации для ГТД, с которыми производится сравнение измеренных параметров, задаются в виброскорости.

Частотная фильтрация в системах измерения вибрации осуществляется с целью отделения полезного сигнала от помех различного происхождения. К помехам относят собственные шумы аппаратуры, наводки на входных цепях и соединительных кабелях, а также вибросигналы, генерируемые неисследуемыми источниками вибрации и поэтому не содержащие полезной информации.

Для частотной фильтрации применяют фильтры верхних и нижних частот, полосовые и узкополосные фильтры с различными центральными частотами. Основным требованием, предъявляемым к фильтрам, являются требования по высокой избирательности и линейности амплитудной характеристики.

Ранее наиболее широкое применение получили аналоговые активные фильтры, построенные на операционных усилителях и полупроводниковых элементах. Эти фильтры, как правило, имеют высокую избирательность и небольшие размеры.

В последнее время все более широкое применение находят цифровые фильтры, которые имеют ряд преимуществ перед аналоговыми. Цифровые фильтры обладают большой точностью задания характеристик и гибкостью реализации. К недостаткам цифровых фильтров следует отнести необходимость квантования процесса, что приводит к дополнительным методическим погрешностям.

Тип применяемого в системе измерения функционального преобразователя зависит от решаемых с помощью этой системы задач. В качестве функциональных преобразователей в системах измерения могут использоваться детектирующие и усредняющие устройства для определения таких параметров, как средний модуль процесса, среднееквадратическое значение процесса и т.п., а также всевозможные специальные устройства для вычисления, например таких характеристик, как спектр, плотность распределения и т.п.

3.1.3. Методы и средства анализа виброакустических процессов

Целью анализа вибрации является получение необходимой информации о характеристиках и параметрах вибрации и выдача на основе этой информации о техническом состоянии ГТД.

Все многообразие виброизмерительной аппаратуры, предназначенной для решения задач анализа вибрации, в зависимости от специфики этих задач принято разделять на три группы: контрольно-сигнальную, универсальную измерительную и специальные вибродиагностические приборы и системы.

Контрольная аппаратура применяется на стадии эксплуатации машин. Она отличается относительной простотой.

На рис. 3.14 приведены структурные схемы наиболее часто применяемой на практике контрольно-сигнальной аппаратуры.

Наиболее простое схемное решение имеет аппаратура для контроля уровня виброускорения (рис. 3.14, а). Сигнал $a(t)$ с пьезоэлектрического вибропреобразователя «В», пропорциональный ускорению, по кабелю поступает в согласующее устройство «СУ». В качестве согласующего

устройства используются усилители напряжения или заряда. С согласующего устройства сигнал поступает на полосовой фильтр «ПФ», ограничивающий рабочий диапазон частот для измерения. Выход полосового фильтра подключен к детектору «Д» и далее к усредняющему устройству «УУ». С помощью детектора и усредняющего устройства осуществляется вычисление среднего квадратичного (если детектор квадратичный) или среднего модуля (если детектор линейный) процесса. Усредняющее устройство подключено к индикатору и пороговому устройству, соединенному с сигнальной лампочкой «Л». Проверка и калибровка аппаратуры осуществляется встроенным калибровочным генератором «КГ».

Структурная схема аппаратуры для контроля виброскорости отличается от ранее описанной только тем, что между согласующим устройством и полосовым фильтром включен интегратор «И» (рис.3.14,б). Структурная схема штатной аппаратуры, предназначенной для контроля вибрации ГТД, соответствует рис. 3.14, б.

Отсчет показаний осуществляется по стрелочному или цифровому индикатору. Сигнализация о превышении допустимых значений параметров вибрации осуществляется с помощью одной или двух сигнальных лампочек, подключенных к пороговому устройству, настроенному на предупредительный или аварийный уровни.

На стадиях проектирования и доводки машин применяется универсальная виброизмерительная аппаратура, имеющая широкие частотный и динамический диапазоны измерений. Эта аппаратура позволяет менять требуемый диапазон измерений, проводить регистрацию вибрации на накопитель, получить информацию о параметрах вибрации в темпе испытаний.

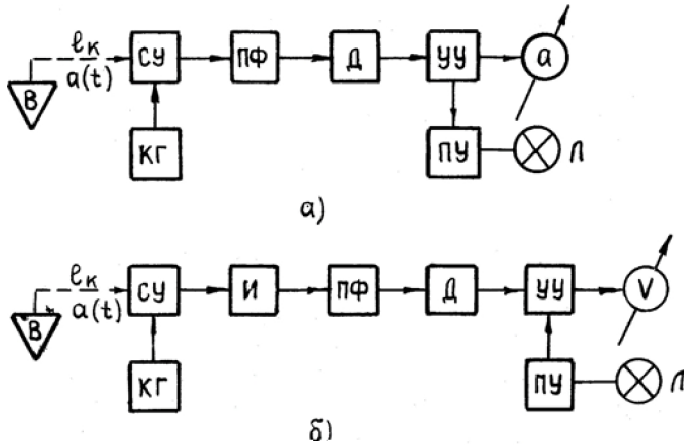


Рис. 3.14. Структурные схемы контрольно-сигнальной виброаппаратуры

Входные цепи универсальной системы не отличаются от ранее приведенных. Но после согласующего устройства включены управляемые фильтры нижних (ФНЧ) и верхних (ФВЧ) частот. После ФНЧ и ФВЧ могут включаться один или два интегратора, позволяющие проводить измерения виброскорости и виброперемещения. В зависимости от режима измерений сигнал может поступать либо на накопитель, либо на функциональный преобразователь для получения интересующих характеристик вибрации. Как следует из приведенного краткого описания, такие системы имеют очень широкие возможности.

К третьей группе относятся диагностические приборы, которые применяются на ранней стадии развития дефектов деталей и узлов машин. Как правило, в этих приборах реализуются весьма сложные функциональные преобразования вибрации. Поэтому сами приборы достаточно специфичны и сложны.

Основные виды анализа вибрации включают анализ вибрации во временной области и частотной области (рис. 3.15).

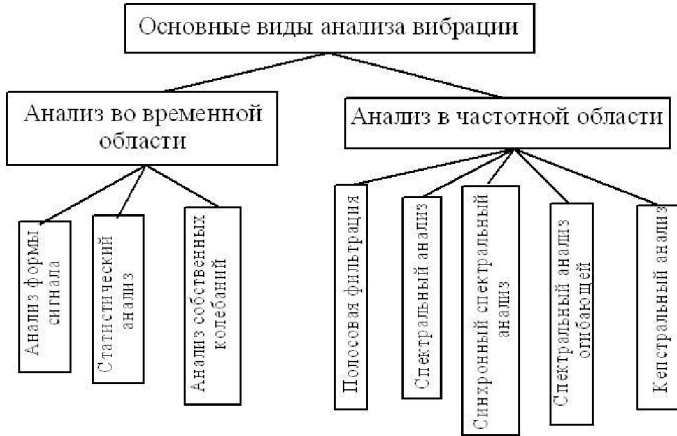


Рис. 3.15. Основные виды анализа вибрации

Анализ во временной области чаще всего реализуется в виде анализа формы сигнала, анализа плотности распределения сигнала или анализа затухающих колебаний системы.

Реальный вибрационный сигнал имеет весьма сложную форму и анализировать его непосредственно достаточно сложно (рис.3.16). Однако, если из широкополосного вибрационного сигнала с помощью полосового частотного фильтра выделить информационный диапазон частот, то форма сигнала становится пригодной для обнаружения дефектного состояния. На рис. 3.17[54] приведен пример изменения временного сигнала вибрации после выделения информационного диапазона частот для исправного и дефектного подшипника.

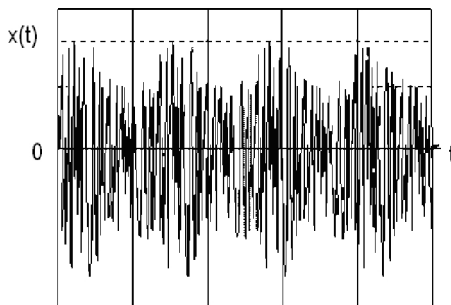


Рис. 3.16. Запись временного сигнала высокочастотной вибрации

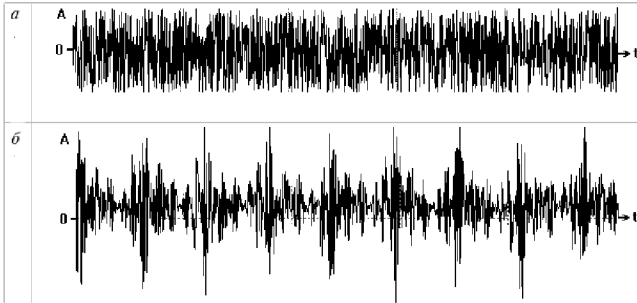


Рис. 3.17. Временные сигналы в информационном частотном диапазоне:

а — исправный подшипник, б — подшипник с раковинной на поверхности качения

Считается, что информативность статистического анализа (анализа плотностей распределения) невелика. Однако, как следует из предыдущего материала (рис.3.6), подобный анализ позволяет обнаружить в вибрационном сигнале наличие доминирующих компонент (гармонических или ударных составляющих).

Если рассматривать возможности анализа собственных (свободных) колебаний, то в разделе 1.4 с использованием математической модели на основе дифференциальных уравнений было показано, что этот анализ позволяет обнаружить неисправность объекта в том случае, если эта неисправность вызовет изменение частоты свободных колебаний или скорости их затухания. Или другими словами, если неисправность повлияет на динамические (жесткостные, демпфирующие массовые) характеристики системы.

Методы анализа вибрации в частотной области применяются более широко, чем во временной.

Полосовая фильтрация, как правило, используется как предварительный этап анализа вибросигналов, выделения информативных частотных диапазонов. Отфильтрованный сигнал подвергается дальнейшей обработке для получения необходимых характеристик (формы временного сигнала, спектра огибающей и т.п.)

Спектральный анализ наиболее часто применяется для исследования структуры вибрации как наиболее адекватный способ обнаружения составляющих вибрации. На рис.3.18 изображен спектр вибрации трехроторного двигателя.

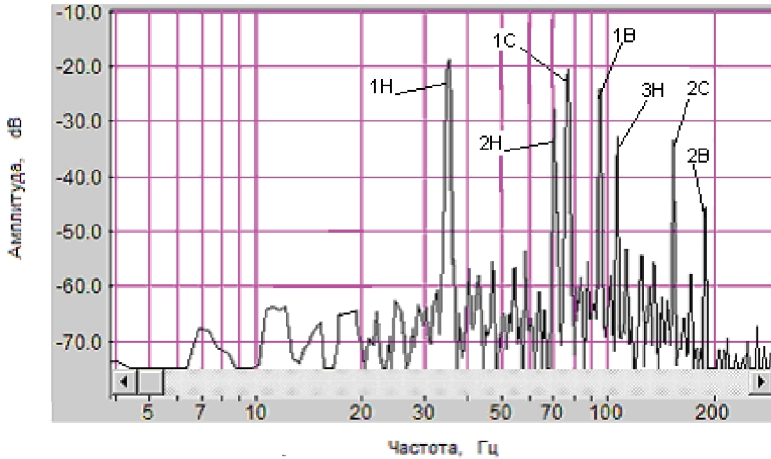


Рис. 3.18. Спектр роторной вибрации ГТД

Как видно из спектрограммы, ротор низкого давления возбуждает составляющие с частотами $f_{1Н}=35\text{Гц}$, $f_{2Н}=70\text{Гц}$, $f_{3Н}=105\text{Гц}$. На спектре эти составляющие обозначены соответственно 1Н, 2Н, 3Н.

Ротор среднего давления возбуждает составляющие с частотами $f_{1С}=76\text{Гц}$, $f_{2С}=152\text{Гц}$. На спектре эти составляющие обозначены 1С, 2С.

Ротор высокого давления возбуждает составляющие с частотами $f_{1В}=94\text{Гц}$, $f_{2В}=188\text{Гц}$. На спектре эти составляющие обозначены 1В, 2В.

Применение спектрального анализа возможно, если частоты вращения роторов постоянны, однако это не всегда соблюдается. При нестабильной частоте вращения следует применять синхронный спектральный анализ.

Для этого анализа необходимо регистрировать и сигнал вибрации, и сигнал с датчика частоты вращения. При выполнении спектрального анализа каждый из фильтров, используемых для анализа, должен иметь частоту, кратную мгновенной частоте сигнала с датчика частоты вращения. В этом случае сигнал на выходе любого фильтра соответствует той составляющей вибрации, частота которой кратна мгновенной частоте вращения ротора.

В работе [54] показано, что многие дефекты роторных машин приводят изменению мощности вибрационного сигнала в определенных частотных полосах. На этом основании предложено применять спектральный анализ огибающей. Этот метод заключается в следующем.

С помощью полосового фильтра выделяют вибрационный сигнал в информативной частотной полосе. Далее с помощью детектора выделяют огибающую этого сигнала и проводят ее спектральный анализ. На основании

проведенных исследований авторы работы [54] показали, что в спектре огибающей появляются дискретные составляющие, частоты которых соответствуют характерной частоте дефекта. Для наглядности приведем пример, представленный в работе [54] (рис. 3.19).

Специфический вид анализа – кепстральный анализ – это преобразование Фурье от спектра вибросигнала. Таким образом, кепстральный анализ следует применять тогда, когда необходимо выявить периодичность в спектре вибрации.

Все перечисленные виды анализа в настоящее время реализуются с помощью специализированных цифровых приборов или универсальных систем, созданных на базе ПВЭМ с использованием специализированного программного обеспечения.

Одним из примеров универсальной системы на базе ПВЭМ является многоканальный синхронный регистратор и анализатор вибросигналов Атлант-8 [55].

Многоканальный синхронный регистратор и анализатор вибросигналов Атлант-8 позволяет: вести синхронную регистрацию, обработку и анализ сигналов с различных датчиков; создавать и «вести» базы данных по зарегистрированным сигналам; решать практические задачи диагностики состояния оборудования «на месте измерения и регистрации» при помощи встроенного в компьютер программного обеспечения.

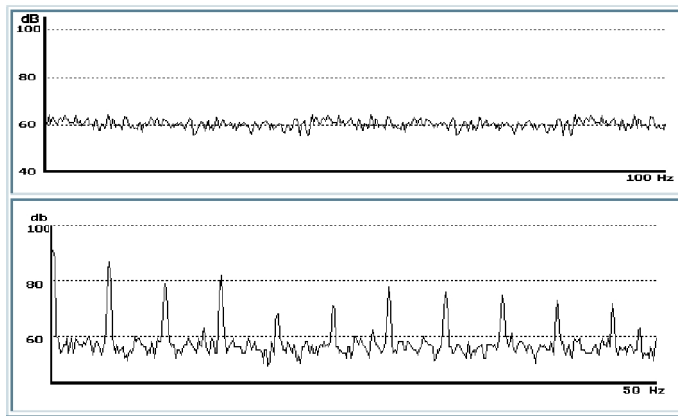


Рис. 3.19. Спектры огибающих сигналов высокочастотной вибрации, приведенных на рисунке 3.17:

а – подшипник без дефектов, б – подшипник с раковинной на поверхности качения

Встроенное программное обеспечение позволяет проводить следующую обработку зарегистрированных сигналов:

- осуществлять переходы между виброускорением, виброскоростью и виброперемещением;
- контролировать изменения параметров при пуске и выбеге оборудования практически на любом интервале времени, определять критические резонансные частоты оборудования;
- преобразовывать сигналы из временной области в частотную, для чего применяются процедуры БПФ или частотной фильтрации;
- выполнять специальные преобразования, такие, как расчет взаимных спектров, кепстров и т. д.

Для удобства работы в состав ПО включены уже готовые экспертные вибродиагностические системы, позволяющие:

- вести автоматизированную диагностику технического состояния и поиска дефектов вращающегося оборудования по спектрам вибросигналов;
- проводить раннюю диагностику дефектов состояния и монтажа подшипников качения по спектрам огибающей вибросигнала.

В состав экспертно - диагностического программного обеспечения входит:

- ПО “Паллада+”, предназначенная для оценки технического состояния и диагностики дефектов различного вращающегося оборудования по спектрам вибросигналов;
- ПО “Ариадна”, предназначенная для ранней диагностики подшипников качения по спектрам огибающей вибросигнала;
- ПО “Диана”, предназначенная для проведения балансировки и успокоения роторов механизмов в собственных подшипниках;
- ПО “Паллада” – язык написания диагностических правил.

В заключение следует отметить, что восьмиканальный синхронный регистратор - анализатор вибросигналов Атлант-8 является современным прибором, предназначенным для решения наиболее сложных задач в вибрационной диагностике состояния оборудования.

Контрольные вопросы к разделу 3.1

1. К каким по физической природе колебаниям относится термин «вибрация»?
2. К какому классу систем применим принцип суперпозиции?
3. В чем принципиальное различие детерминированных и случайных колебаний?
4. Что называется гармоникой периодического сигнала? Какими параметрами она характеризуется?
5. Чем отличаются спектры периодического и почти периодического процессов?
6. Как связаны между собой амплитуды виброперемещений, виброскоростей и виброускорений гармонического вибрационного процесса?
7. Что называется амплитудным спектром вибрационного процесса?
8. Как определяется плотность вероятности распределения мгновенных значений стационарного и эргодического колебательного процесса?
9. Какую информацию о случайных колебаниях несет в себе энергетический спектр?
10. Как называются колебания, совершающиеся при отсутствии внешних воздействий?
11. Как называются колебания, возникающие в системе под действием внешних переменных воздействий?
12. Какие составляющие присутствуют в спектре колебательного процесса линейной колебательной системы при полигармоническом возбуждении?
13. Перечислите основные составляющие звенья виброизмерительной аппаратуры.
14. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя?
15. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя после его однократного интегрирования?
16. Какому параметру вибрации пропорционален выходной сигнал пьезоэлектрического вибропреобразователя после его двухкратного интегрирования?
17. Какие виды анализа во временной области Вы знаете?
18. Какие виды анализа в частотной области Вы знаете?

3.2. Источники и причины возбуждения виброакустических процессов

Вибрация ГТД – это его реакция на действие приложенных возбуждающих сил. Величина и характер реакции зависят от свойств возбуждающих сил (их числа, величины, характера, физической сущности возбуждения, места и способа приложения) и от свойств ГТД как колебательной системы.

По физической сущности вызывающих ее явлений различают вибрацию механического, аэро- и гидродинамического, акустического происхождения и тому подобное. Современный ГТД как сложная динамическая система имеет сплошной спектр вибрации с отдельными дискретными составляющими, обусловленными конкретными источниками возбуждения механического и аэродинамического происхождения. Изучение вибрации включает анализ частот и уровня дискретных составляющих, определение их принадлежности к определенным элементам ГТД (источникам вибрации), установление причин возбуждения и закономерности изменения параметров вибрации. Привязка к источникам вибрации определила существующую в настоящее время классификацию вибрации. Различают «роторную», «лопаточную», «зубцовую», «подшипниковую» и тому подобную вибрацию [49]. Ниже рассмотрены причины и характер проявления вибрации от различных источников ГТД. Рассмотрение причин и характера вибрации различного происхождения будем вести в частотной области, то есть будем использовать спектральные модели вибрации.

3.2.1. Роторная вибрация

Само название отражает источник этой вибрации ГТД – ротор. Основной причиной роторной вибрации является дисбаланс, который может иметь механическую, аэродинамическую и тепловую природу [21, 23, 24, 25, 49, 59, 60].

Возникновение механического дисбаланса достаточно хорошо описано в литературе. Механический дисбаланс вращающего ротора способствует появлению периодических центробежных сил и моментов, которые порождают вибрацию ГТД. При несовпадении центра тяжести вращающегося ротора с его осью вращения возникает неуравновешенная массовая сила (статическая неуравновешенность)

$$P_M = d_{ст} \frac{\omega^2}{q},$$

где $d_{ст}$ – статический дисбаланс;
 q – ускорение свободного падения.

При отличии от нуля суммы моментов массовых сил относительно

центра тяжести ротора возникает неуравновешенный момент (динамическая неуравновешенность)

$$M = d_q \frac{\omega^2}{q},$$

где d_q – динамический дисбаланс.

Причины механической неуравновешенности ротора весьма разнообразны: дефекты материала (несплошности, рыхлоты, раковины); дефекты конструкции (несимметрия масс из-за наличия шпонок, шплинтов, отверстий); дефекты изготовления (разностенность полых деталей, отклонения размеров); дефекты сборки (смещение осей стыкуемых деталей, биения от натяга по шпонкам, несимметрия болтовых соединений); эксплуатационные причины (ослабление соединений, коррозия, износ). Массовый дисбаланс чаще всего вызывает вибрацию с частотой, равной частоте вращения ротора $f_p (f = f_p)$.

Однако существует ряд причин, которые вызывают появление как гармоник с целочисленной кратностью, так и с дробной кратностью. В первую очередь это связано с наличием демпферов, которые в принципе являются нелинейными.

Таким образом, вибрацию ГТД, возбуждаемую отдельным ротором, имеющим массовую неуравновешенность, можно описать выражением [23, 24, 49]

$$x(t) = \sum_{\kappa=1/m}^n A_{\kappa} \cos(\kappa \cdot \omega_p t), \quad (3.19)$$

где A_{κ} – амплитуда K -й гармоники ротора;

K – кратность (порядок) гармоники;

n и m – целые положительные числа;

$\omega_p = 2\pi f_p$ – угловая частота вращения ротора.

Наиболее интенсивная составляющая этого ряда – первая роторная гармоника, частота которой равна частоте вращения ротора. Интенсивность высших гармоник для бездефектного агрегата убывает с увеличением K , а субгармонические колебания ($K < 1$) редко достигают существенного значения. Схематизированный спектр вибрации, возбуждаемый отдельным ротором, представлен на рис. 3.20.



Рис. 3.20. Схематизированный спектр роторной вибрации

Уровень первой роторной гармоники зависит от величины дисбаланса, от положения критической частоты вращения по отношению к рабочему диапазону частот и от степени демпфирования колебаний.

Критические частоты вращения могут быть ниже рабочей частоты, выше нее или находиться в рабочем диапазоне частот вращения. Большинство современных ГТД выполняются с гибкими роторами, поэтому критические частоты наблюдаются в рабочем диапазоне частот вращения роторов. При отсутствии специальных демпферов вибрация на критической частоте усиливается в десятки раз.

В многороторных двигателях каждый ротор генерирует вибрацию, определяемую по формуле (3.18). Суммарная вибрация является результатом наложения вибрации, возбуждаемой отдельными роторами.

Кроме массового дисбаланса, роторная вибрация может быть обусловлена наличием аэродинамического и теплового дисбалансов [25, 49, 59, 60].

Аэродинамический дисбаланс обусловлен различием в величине тяги (подъемной силы) диаметрально расположенных лопастей винта или вентилятора (рис.3.21).

Различие в аэродинамических силах лопастей винта или лопаток вентилятора, диаметрально расположенных, приводит к появлению изгибающего момента на валу ротора двигателя. Этот изгибающий момент воспринимается динамической системой ротор-корпус двигателя так же, как и массовая динамическая неуравновешенность. Структура вибрации от аэродинамического дисбаланса в диапазоне роторных частот будет такой же, как и от механического.

Практикой эксплуатации двигателей с большой степенью двухконтурности установлено, что в ряде случаев аэродинамический дисбаланс является основной причиной повышенной вибрации. Поэтому потребовалась разработка метода, позволяющего определить, что является причиной повышенной вибрации — массовый или аэродинамический дисбаланс.

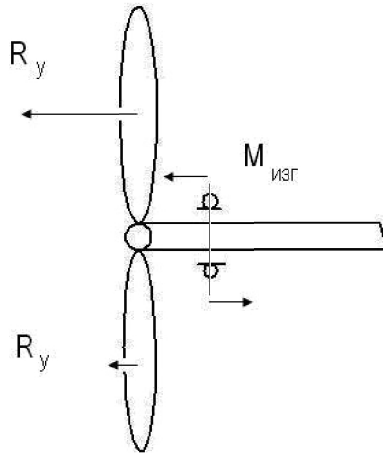


Рис. 3.21. К причинам образования аэродинамического дисбаланса

К эксплуатационным причинам появления дисбаланса относится так называемый тепловой дисбаланс, который связан с деформацией ротора из-за неравномерного нагрева или остывания. Тепловой дисбаланс проявляется следующим образом. После останова двигателя его ротор остывает неравномерно. Как правило, в нижней части двигателя расположены агрегаты, поэтому отвод тепла затруднен. В результате верхняя часть ротора остывает быстрее, чем нижняя, что вызывает термический прогиб ротора. Если перед запуском двигателя не обеспечить выравнивание поля температур, то этот термический прогиб может вызвать существенное увеличение вибрации.

3.2.2. Вибрация подшипниковых узлов

В опорах ГТД используются подшипники качения. Вибрация, возникающая при работе подшипников качения, имеет достаточно сложную структуру и определяется большим числом факторов [21,22]. Она является следствием геометрических погрешностей изготовления и сборки, зазоров и переменной податливости элементов подшипника.

Разностенность внутреннего кольца подшипника приводит к вибрации с частотой первой гармоники ротора ($f=f_p$), овальность – с частотой второй гармоники ($f=2f_p$).

Среди основных погрешностей изготовления, определяющих структуру вибрации, следует также назвать волнистость дорожек качения, овальность,

гранность и разноразмерность тел качения, искажение формы сепаратора и его неуравновешенность. Эти отклонения геометрии подшипника приводят к появлению дискретных составляющих спектра, частоты которых определяются параметрами погрешности и размерами подшипника. Формулы для определения частот этих вибраций широко известны [21]. Например, вследствие волнистости возникают вибрации с частотой

$$f = (1 \pm \frac{d_w}{D_o} \cos \beta) \cdot \frac{Z_w \cdot Z_b}{2_b}, \quad (3.20)$$

где d_w – диаметр шариков;

D_o – диаметр окружности, проходящей через центры тел качения;

β – угол контакта;

Z_w – число шариков;

Z_b – число волн на дорожке;

b – наибольший общий делитель между числами Z_w и Z_b .

Знак «+» берется при волнистости по наружному кольцу, знак «-» – по внутреннему.

Гранность тел качения обуславливает вибрацию с частотой

$$f = (1 \pm \frac{d_w^2}{D_o^2} \cos \beta) \cdot \frac{D_o}{d_w} \frac{Z_w \cdot Z_z}{2_b} f_p, \quad (3.21)$$

где Z_z – число граней волнистости сепаратора.

$$f = (1 - \frac{d_w}{D_o} \cos \beta) \cdot \frac{f_p}{2}. \quad (3.22)$$

Вибрация, возникающая вследствие упругих деформаций внешней обоймы, создаваемых телами качения, и переменной контактной податливости из-за неравномерности распределения нагрузки на тела качения, имеет основную частоту, равную частоте прокатывания тел качения по внешнему кольцу:

$$f = (1 - \frac{d_w}{D_o} \cos \beta) \cdot \frac{Z_w f_p}{2}. \quad (3.23)$$

При монтаже и силовом нагружении подшипника могут появиться перекосы, измениться зазоры, что приводит к усилению неравномерности распределения нагрузки между телами качения. Это вызывает усиление вибрации с указанными частотами, а также появление спектральных составляющих с кратными частотами:

$$f = i(1 - \frac{d_w}{D_o} \cos \beta) \cdot \frac{Z_w f_p}{2}. \quad (3.24)$$

Трение, имеющееся в подшипнике, способствует образованию широкополосного вибрационного шума. Этот шум усиливается при возникновении повышенных зазоров из-за соударения тел качения и ротора, а также при развитии неисправностей.

Таким образом, спектр вибрации, возбуждаемой подшипником качения, содержит дискретные частотные составляющие, уровень которых на 20 ... 30дБ превышает непрерывный вибрационный шум самого подшипника. Диапазон частот вибрации подшипника зависит от числа тел качения, размеров и качества изготовления подшипника.

Следует отметить, что вибрация подшипников опор ГТД носит в основном локальный характер из-за малой интенсивности и большого числа высокочастотных составляющих, фильтрующихся свойств конструкций двигателя и практически неразличимых в месте расположения штатных вибропреобразователей. Локализации подшипниковой вибрации способствует также применение упругих и упругодемпферных опор.

3.2.3. Вибрация аэродинамического происхождения

Вибрация корпуса ГТД, возбуждаемая его лопаточными узлами, по физической природе относится к вибрации аэродинамического происхождения и её возникновение связано с воздействием переменных аэродинамических сил на лопатки рабочих и статорных решеток [25, 56]. Эти силы появляются в результате взаимодействия решеток с газовым потоком, имеющим окружную неравномерность параметров (давления, величины и направления скорости). Окружная неравномерность потока вызывается главным образом аэродинамическими решетками, ребрами, стойками и тому подобное. Для первых ступеней компрессоров ГТД (например, для вентилятора) важное значение имеет также неравномерность потока на входе в двигатель.

Имеющиеся данные [56] указывают на то, что основной причиной корпусной вибрации от лопаточных узлов является взаимодействие кромочных следов за рабочей решеткой с последующими статорными лопатками (рис. 3.22). При этом взаимодействии появляются переменные (импульсные) силы на статорных лопатках.

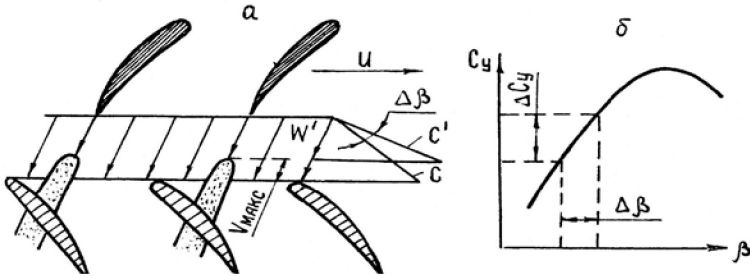


Рис. 3.22. Появление импульсов подъемной силы:
 а – изменение скорости потока за рабочими лопатками,
 б – изменение коэффициента подъемной силы

Приближенно появление импульсов силы объясняется следующим образом. При работе лопатки в равномерном потоке подъемная сила профиля определяется соотношением

$$R = \frac{1}{2} C_y \rho c^2 \cdot b, \quad (3.25)$$

где C_y – коэффициент подъемной силы;

ρ – плотность воздуха;

c – скорость набегающего потока;

b – хорда профиля.

В кромочном следе за рабочей лопаткой происходит уменьшение относительной скорости на величину V_{max} (рис. 3.22, а). Это вызывает изменение величины и направления абсолютной скорости C потока, обтекающего статорную лопатку. Считается, что изменение величины скорости C невелико, а изменение ее направления вызывает увеличение угла атаки на величину $\Delta\beta$ и, следовательно, коэффициента подъемной силы на величину ΔC_y (рис. 3.22, б). В результате аэродинамическая сила получает приращение

$$\Delta R = \frac{1}{2} \rho b c^2 \Delta C_y. \quad (3.26)$$

При вращении рабочего колеса статорная лопатка периодически попадает в зону кромочного следа за каждой рабочей лопаткой. Таким образом, кромочные следы за рабочей решеткой вызывают при её вращении на каждой статорной лопатке последовательность импульсов аэродинамической силы. Вызванные импульсными аэродинамическими силами колебания распространяются по статору, соответствующим образом преобразуются и формируют вибрацию в точке измерения.

Если геометрические аэродинамические характеристики рабочих лопаток будут одинаковы («идеальная ступень»), то будут одинаковыми и кромочные следы за лопатками. Следовательно, будут одинаковыми и импульсы аэродинамической силы на статорных лопатках. На каждой статорной лопатке за один оборот ротора будут возникать одинаковые импульсные силы, число которых равно числу рабочих лопаток Z_p (рис. 3.23). Спектр такой последовательности содержит только составляющие с частотами, кратными числу рабочих лопаток $f = i \cdot Z_p \cdot f_p$ (рис. 3.23). Поэтому можно утверждать, что в спектре вибрации, возбуждаемой «идеальной ступенью», будут наблюдаться только составляющие с частотами $f = i \cdot Z_p \cdot f_p$, которые называются лопаточными.

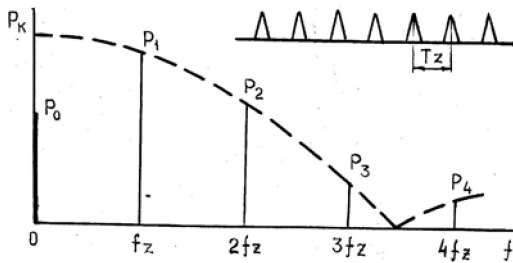


Рис. 3.23. Импульсы силы и спектр для «ИДЕАЛЬНОЙ СТУПЕНИ»

В реальных условиях геометрические и аэродинамические характеристики рабочих лопаток отличаются. Это отличие может быть обусловлено, во-первых, разбросом параметров в пределах технологических допусков, во-вторых, возможностью появления в эксплуатации повреждений рабочих лопаток (сколы, забоины, вмятины, обрывы, износ). В этом случае импульсы аэродинамической силы отличаются (рис. 3.24).

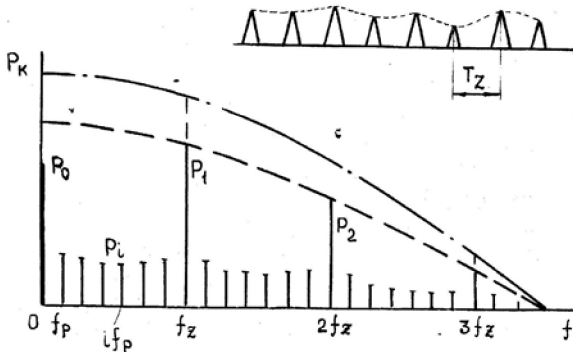


Рис. 3.24. Импульсные силы и спектр для «РЕАЛЬНОЙ СТУПЕНИ»

Спектр такой последовательности содержит не только основные лопаточные составляющие, но и дополнительные составляющие с частотами, кратными частоте вращения ротора $f=i \cdot f_p$ (рис. 3.24). Поэтому в спектре вибрации в реальных условиях наблюдаются как лопаточные составляющие, так и дополнительные во всем частотном диапазоне. Поскольку в двигателе на каждом роторе имеются несколько ступеней компрессора и турбины, то суммарная вибрация аэродинамического происхождения является результатом наложения вибрации от отдельных ступеней.

Для отдельной ступени, имеющей Z_{pe} рабочих лопаток и вращающейся с частотой ω_p , выражение для вибрации можно представить в виде

$$x_e(t) = \sum_{i=0}^N A_{ei} \cdot \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_p + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq Z_{pe}}}^M a_{ei} \cdot \sin(i \cdot \omega_p + \psi_{ei}), \quad (3.27)$$

где N и M – соответственно число лопаточных и дополнительных составляющих;

A_{ei} и a_{ei} – амплитуды лопаточных и дополнительных составляющих;
 φ_{ei} и ψ_{ei} – фазы.

Для отдельного ротора, имеющего L_K ступеней и вращающегося с частотой ω_{pk} , выражение для суммарной вибрации имеет вид

$$x_k(t) = \sum_{i=0}^{L_K} \left[\sum_{i=0}^N A_{ei} \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_{pk} + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq Z_{pe}}}^M a_{ei} \sin(i \cdot \omega_{pk} + \psi_{ei}) \right]. \quad (3.28)$$

Для двигателя с K роторами суммарная вибрация от лопаточных узлов может быть представлена выражением

$$x_k(t) = \sum_{K=1}^K \left[\sum_{i=0}^{L_K} \left[\sum_{i=0}^N A_{ei} \sin(i \cdot Z_{pe} \cdot \omega_{pk} + \varphi_{ei}) + \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq Z_{pe}^i}}^M a_{ei} \sin(i \cdot \omega_{pk} + \psi_{ei}) \right] \right]. \quad (3.29)$$

Из этих соотношений следует, что вибрация корпуса ГТД, возбуждаемая лопаточными узлами, имеет очень сложную структуру. Спектр этой вибрации также сложен. Уровень дополнительных составляющих вибрации мал. Причем максимальную по интенсивности вибрацию возбуждают крупногабаритные ступени (вентилятор, первые ступени компрессоров, последние ступени турбин). Поэтому в спектре аэродинамической вибрации в первую очередь следует ожидать появления составляющих, возбуждаемых именно этими узлами.

При рассмотрении свойств реальной вибрации лопаточных узлов следует учесть турбулизацию потока при его движении по газозвоздушному

тракту и в межлопаточных каналах. Данное явление приводит к нарушению регулярности потока и появлению в вибрации случайной компоненты.

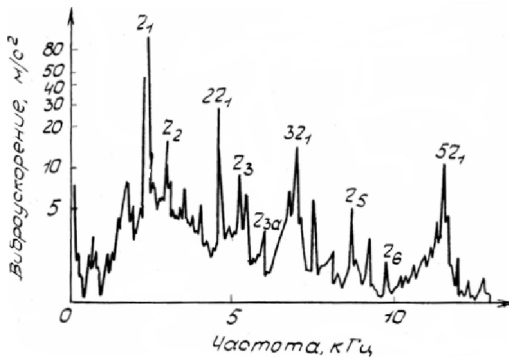


Рис. 3.25. Спектр высокочастотной вибрации двигателя НК-8:
 Z_i – обозначения составляющих от соответствующих ступеней

Поэтому особенность реальной вибрации аэродинамического происхождения проявляется в «размытости» дискретных составляющих спектра и в наличии высокого уровня вибрационного шума в широком диапазоне частот.

Высокий уровень шума приводит к тому, что в спектре реальной вибрации часть дискретных составляющих не удастся выделить из шума. В качестве примера на рис. 3.25 приведен спектр высокочастотной корпусной вибрации двигателя НК-8.

3.2.4. Вибрация зубчатых передач

Зубчатые передачи имеются на любом типе ГТД в системе приводов агрегатов. Природа вибрации, генерируемой зубчатыми передачами, рассмотрена в работах [21...25]. Вибрация этого вида имеет плотный дискретный спектр с относительно большой интенсивностью некоторых составляющих (до 100 g и более). Эту вибрацию в основном рассматривают как вибродиагностический сигнал, несущий информацию о динамических нагрузках различных элементов двигателя от этого вида вибрации, и как сигнал, характеризующий техническое состояние зубчатой передачи.

Одна из причин вибрации зубчатых передач – массовая неуравновешенность зубчатых колес, порождающая вибрацию с частотами вращения каждого колеса и кратными гармониками ($f = i \cdot f_p$, где $p = 1, 2, 3, \dots$).

Кроме данной вибрации возникает вибрация, обусловленная взаимодействием зубьев. В этом данная вибрация похожа на лопаточную.

При работе зацепления каждый зуб подвергается периодическому силовому воздействию, приводящему к возникновению вибрации с частотой пересопряжения зубьев («зубцовые» составляющие):

$$f_z = i \cdot Z_3 \cdot f_{p3k}, \quad (3.30)$$

где Z_3 – число зубьев соответствующего зубчатого колеса;

f_{p3k} – частота вращения зубчатого колеса.

В процессе контакта перемещение зубьев относительно друг друга сопровождается трением качения и скольжения большой интенсивности. Силы трения возбуждают широкополосный вибрационный шум.

Важную роль в возбуждении вибрации зубчатых передач играют кинематические погрешности изготовления, деформации, возникающие в процессе работы, неисправности, появляющиеся в процессе эксплуатации.

Кинематические погрешности отдельного зубчатого колеса обусловлены в основном дефектами зуборезного оборудования, дефектами доводочного оборудования и дефектами термической обработки. К монтажным дефектам, которые определяют суммарную кинематическую (циклическую) погрешность пары, относятся перекося осей, отклонение межцентрового расстояния. Возможны и конструктивные дефекты, вызывающие изменение циклической погрешности, например, недостаточная жесткость опор зубчатой передачи, переменная жесткость обода и др.

Циклическая погрешность каждой пары сопряженных колес может быть охарактеризована спектром, который определяется разложением циклической погрешности в ряд Фурье. Спектр возбуждаемой вибрации соответствует спектру циклической погрешности по частоте и амплитуде. Частоты соответствующих составляющих вибрации определяются с учетом частоты вращения зубчатых колес. В спектре вибрации, обусловленной погрешностью изготовления, наиболее существенны составляющие, вызванные накопленными ошибками длительного механизма. Частоты вибрации соответственно равны

$$f = i \cdot f_{p3k}, \quad (3.31)$$

$$f = i \cdot Z_g \cdot f_{p3k},$$

где Z_g – число зубцов длительного колеса.

Возникающие в эксплуатации дефекты приводят к изменению циклической погрешности, то есть к изменению интенсивности различных составляющих спектра и вибрационного шума, а также к возникновению новых составляющих спектра. Например, при интенсивном изнашивании, выкрашивании или поломке зуба появляются «боковые» частоты

$$f = (Z_3 \pm 1) \cdot f_{p3k}.$$

В некоторых зубчатых зацеплениях (например, в зацеплениях приводов агрегатов) из-за малых передаваемых нагрузок может возникнуть режим соударения зубьев, который приводит к размыванию дискретных составляющих, а также к появлению комбинационных частот типа

$$f = (Z_3 \pm i) \cdot f_{p3k}. \quad (3.32)$$

Интенсивность вибрации зубчатых передач возрастает с увеличением передаваемой нагрузки и с увеличением частоты вращения возможна работа зубчатой передачи в режиме размыкания. Возникающие при этом интенсивные удары возбуждают собственные и резонансные колебания колес и корпусов, которые могут в несколько раз повысить общую интенсивность вибрации. Спектр реальной вибрации зубчатых передач непрерывный с отдельными выделяющимися составляющими рассмотренного выше происхождения (рис. 3.26).

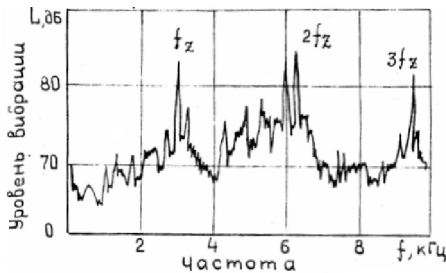


Рис. 3.26. Спектр вибрации ступени коробки привода двигателя:
 f_z — зубцовая составляющая

3.2.5. Вибрация, возбуждаемая процессами в газозоодушном тракте

К этому виду вибрации относятся колебания, обусловленные вращающимся срывом в компрессоре, вибрационным горением в камере сгорания, акустическими колебаниями объемов газа.

При появлении вращающегося срыва в компрессоре возбуждается низкочастотная вибрация корпуса ГТД.

В зависимости от условий [24, 25, 66] может возникать одна или несколько зон срывного обтекания лопаток. Зоны срыва перемещаются в сторону вращения ротора с некоторым отставанием. В результате частота вибрации, возбуждаемой вращающимся срывом, не имеет жесткой связи с частотой вращения ротора. Частота вибрации корпуса при развитом срыве составляет $f_{cp} = (0,3-0,6)$. Уровень этой вибрации в ряде случаев может быть

соизмерим с уровнем роторной вибрации.

Появление срывных колебаний указывает на возможность появления помпажа. Это обстоятельство используют для диагностирования и предупреждения помпажа. Кроме того, вращающийся срыв приводит к появлению больших динамических напряжений в неподвижной и вращающихся лопатках компрессора.

Процесс горения в некоторых случаях может стать источником сильной вибрации. Вибрационное горение возникает в результате взаимодействия процесса горения с акустической колебательной системой и является автоколебательным процессом [49]. В газовом объеме камеры сгорания, переходного патрубка и газоходов могут возбуждаться собственные продольные и поперечные (тангенциальные и радиальные) колебания, частоты которых прямо пропорциональны местной скорости звука и обратно пропорциональны длине. Вибрационное горение объясняется возникновением переменного теплоподвода вследствие зависимости полноты сгорания от коэффициента избытка воздуха и скорости потока воздуха перед зоной горения. Наиболее вероятно возникновение вибрационного горения при очень «богатых» и очень «бедных» смесях.

В настоящее время вибрационное горение ГТД изучено недостаточно. Имеющиеся данные указывают на то, что общий диапазон частот лежит в пределах примерно 50...5000Гц, при этом продольные колебания характеризуются самыми низкими частотами, а радиальные – самыми высокими. Состав вибрации, вызванной горением, сложен, амплитуды всех ее компонент нестабильны. При неблагоприятных условиях ее интенсивность может превышать интенсивность роторной вибрации. Отличительная особенность вибрации, возбуждаемой горением, – отсутствие строгой кратности частоте вращения ротора.

3.2.6. Идентификация характеристик виброакустических процессов

Обобщением результатов экспериментальных исследований и теоретического моделирования спектральных характеристик вибрации, различного происхождения, является синтезированный спектр вибрации ГТД. На рис. 3.27 изображен синтезированный спектр вибрации двухроторного двигателя.

В спектральном представлении легко иллюстрируется связь частот и амплитуд возбуждающих сил и вызванной ими вибрации (реакции системы на эти силы). В линейной системе каждая составляющая силы возбуждает вибрацию с той же частотой, а амплитуда вибрации пропорциональна амплитуде силы, умноженной на соответствующее значение коэффициента динамичности (выражения (1.13)).

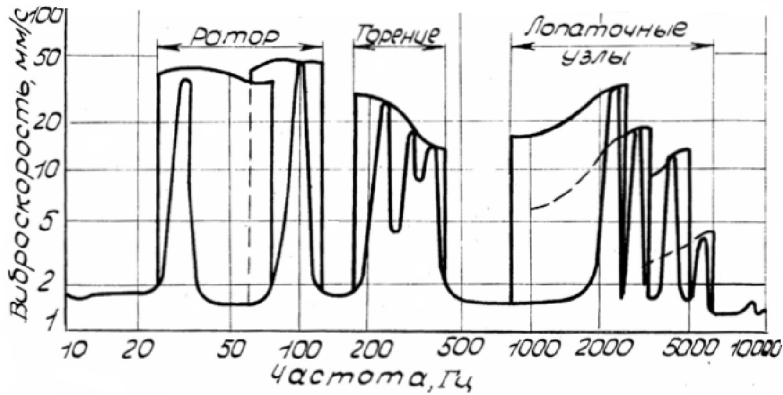


Рис. 3.27. Синтезированный спектр вибрации ГТД

Поэтому в спектре вибрации будут присутствовать составляющие с теми же частотами, что и в спектре возбуждающих сил. Спектр вибрации будет отличаться от спектра сил только соотношением амплитуд между отдельными составляющими. Таким образом, по спектру вибрации можно выявлять источники и причины вибрации. Следовательно, знание спектра вибрации (ее амплитудно-частотного состава) позволяет определять источники и причины повышенной вибрации, а также выявлять различие в структуре вибрации для исправных и неисправных технических систем, то есть решать задачи диагностики.

Для идентификации спектров вибрации, то есть установления соответствия между составляющими спектра сил и спектра вибрации, необходимо знание особенностей возбуждения вибрации от различных источников, в которых действуют возбуждающие силы различной физической природы. Поэтому выше были рассмотрены особенности возбуждения вибрации от некоторых источников.

Классификация по узлам-источникам удобна для идентификации вибрации. Напомним, что различают роторную вибрацию, зубцовую, винтовую, подшипниковую, вентиляторную и т.д. Классификация по конструктивным узлам позволяет непосредственно связать вибрацию с ее источником и создает возможность прогнозирования частотной структуры вибрации с учетом их конструкции и особенности работы. При такой классификации порядок (номер) составляющей вибрации k определяется как отношение частоты составляющей вибрации f_k к частоте f_{ep} :

$$k = \frac{f}{f_{\text{вр}}}. \quad (3.33)$$

Исходной информацией для идентификации вибрации являются ее спектры, полученные экспериментальным путем, данные о кинематической схеме ГТД и режимах его работы.

Вибрация идентифицируется, т.е. устанавливается ее происхождение путем сравнения частот локальных максимумов экспериментальных спектров f^* и расчетных частот f . Расчетные значения частот вычисляются на основе наличия жесткой функциональной связи между частотами вращения узлов-источников и частотами возбуждаемой ими вибрации $f = kf_{\text{вр}}$, $k=1, 2, 3...$ Если порядок составляющей k близок к ожидаемому расчетному значению, то за источник вибрации принимается соответствующий узел.

Контрольные вопросы к разделу 3.2

1. Приведите классификацию вибрации по физической сущности вызывающих ее явлений.
2. Приведите классификацию вибрации по источникам ее вызывающим.
3. Укажите причины появления вибрации с частотой, равной частоте вращения ротора.
4. Перечислите дефекты материала, конструкции и эксплуатационные причины, вызывающие дисбаланс ротора.
5. Укажите причины появления высших гармоник роторной вибрации.
6. Укажите причины появления субгармоник ротора.
7. Какая гармоника роторной вибрации имеет максимальную величину?
8. Классифицируйте вибрацию лопаточных узлов с точки зрения физики явлений, возбуждающих её.
9. Укажите основную причину возбуждения вибрации лопаточных узлов.
10. Какие составляющие присутствуют в спектре идеальной ступени, и с какими частотами?
11. Какие составляющие присутствуют в спектре реальной ступени, и с какими частотами?
12. Укажите причину появления в спектре лопаточных узлов вибрационного шума.
13. Чем равна частота вибрации, возбуждаемая развитым вращающимся срывом?
14. Чему равна частота вибрации, возбуждаемой массовой неуравновешенностью зубчатого колеса?

15. Чему кратна частота, возбуждаемая периодическим силовым воздействием между зубьями зацепления?

16. Укажите наиболее существенные составляющие в спектре вибрации, обусловленной погрешностями зубчатой передачи, чему кратны их частоты.

17. Что происходит с интенсивностью вибрации зубчатой передачи при увеличении передаваемой нагрузки и частоте вращения?

18. Перечислите причины, следствием которых является вибрация подшипников качения.

19. Перечислите погрешности изготовления, определяющие структуру вибрации подшипника качения.

3.3. Контроль вибрации

Контроль вибрации технических систем, в том числе и ГТД, проводится с целью определения соответствия ее величины установленным нормам. Для ГТД контроль вибрации является обязательным условием сертификации. В настоящее время все современные ВС оснащены бортовой штатной аппаратурой вибрации. Значение норм вибрации для различного оборудования устанавливается соответствующими нормативными документами [57]. Для ГТД гражданских ВС нормы устанавливаются соответствующим ГОСТом [58], а также рядом отраслевых документов.

3.3.1. Назначение и принципы штатного бортового контроля вибрации

Штатная виброизмерительная аппаратура, применяемая в настоящее время на различных ВС, предназначена, прежде всего, для контроля роторной вибрации. Это связано с тем, что, во-первых, ротор представляет собой один из основных и жизненно важных узлов двигателя и его исправность во многом определяет надежность всей силовой установки. Во-вторых, ротор является основным источником вибрации, в значительной степени определяющим вибрационное состояние всего ГТД. Величина роторной вибрации дает возможность оценить не только состояние самого ротора, но и двигателя с опорами (подвеской) в целом.

Особенности контроля роторной вибрации ГТД связаны, прежде всего, с диапазоном рабочих частот вращения роторов f_p . При этом необходимо с помощью аппаратных средств из общей вибрации двигателя выделить вибрацию с частотой, равной частоте вращения одного из роторов. Здесь также имеется определенная специфика.

Так, для ТВД характерно то, что частота вращения ротора турбокомпрессора (ТК) на рабочих режимах практически не изменяется или изменяется в достаточно узком диапазоне значений. В этом случае вибрацию с частотой вращения ротора ТК относительно просто выделить, используя узкополосный электрический фильтр с полосой пропускания частот Δf (рис. 3.28,а).

Такой фильтр пропускает только те составляющие вибрации, частоты которых попадают в полосу пропускания, а остальные подавляет. Примером применения данного способа фильтрации может служить аппаратура ИВ-41, обеспечивающая измерение вибрации двигателей АИ-24, АИ-20К.

Для ТРД характерен значительный диапазон изменения частот вращения роторов с изменением режима работы двигателя. В этом случае выделение вибрации ротора обеспечивается полосовым фильтром, полоса пропускания

которого перекрывает весь диапазон изменения частоты вращения ротора (рис. 3.28,б). Нижняя частота полосы пропускания f_H выбирается при этом ниже частоты вращения ротора на режиме малого газа (f_{MG}), а верхняя f_B — выше частоты вращения на максимальном режиме (f_{MAK}).

Для контроля вибрации двухроторных ГТД полоса пропускания фильтра обычно перекрывает весь диапазон изменения частот вращения роторов НД и ВД (рис. 3.28,в), причем $f_H < f_{MG}^{HD}$ и $f_B > f_{MAK}^{ВД}$. По этому принципу построена, например, штатная аппаратура ИВ-154 контроля вибрации двигателей НК-8-2У.

У трехкаскадных турбовентиляторных ГТД диапазон частот вращения вентилятора существенно ниже частот вращения роторов СД и ВД. В случае, когда диапазоны частот вращения роторов не перекрываются, возможно применение аппаратуры с несколькими (например, с двумя) полосовыми фильтрами (рис. 3.28,г). При этом один фильтр, имеющий полосу пропускания Δf_1 , обеспечивает пропускание составляющих вибрации с частотой вращения ротора вентилятора, а второй, имеющий полосу пропускания Δf_2 — пропускание вибрации роторов турбокомпрессора. По такому принципу осуществляется работа аппаратуры контроля вибрации двигателя Д-36. При этом повышается достоверность контроля двигателя в целом и имеется возможность оценки технического состояния отдельного ротора.

В аппаратуре контроля вибрации двигателя ПС-90 реализован принцип синхронного спектрального анализа, что позволяет вести контроль за уровнем вибрации каждого ротора отдельно.

При реализации рассмотренных выше схем бортового контроля используются разнообразные аппаратурные средства. Как правило, бортовая аппаратура контроля вибрации ГТД содержит один или несколько вибропреобразователей, электронный блок, световую сигнализацию превышения уровня вибрации и стрелочный указатель величины вибрации.

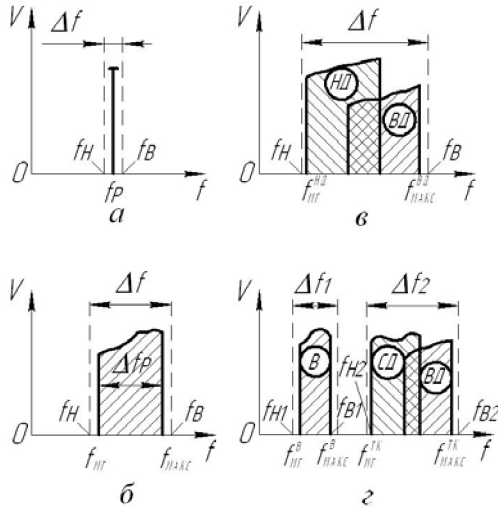


Рис. 3.28. Частотные полосы пропускания бортовой аппаратуры измерения вибрации для различных типов ГТД:

а — ТВД; б — однороторный ТРД, в — двухроторный ТРДД;
г — трехвальный турбовентиляторный двигатель

Схема канала виброконтроля с одним датчиком изображена на рис.3.29.

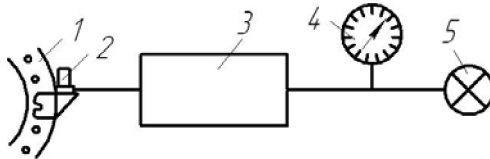


Рис. 3.29. Структурная схема бортовой аппаратуры вибрации:

1 — двигатель; 2 — датчик вибрации; 3 — электронный блок;
4 — стрелочный указатель; 5 — сигнальная лампа

Вибропреобразователь (датчик) предназначен для преобразования механических колебаний двигателя в электрический сигнал. Датчики устанавливаются на силовых элементах наружного корпуса двигателя (корпус передней опоры, разделительный корпус, задняя подвеска).

В электронном блоке сигнал от датчика усиливается, производится его частотная фильтрация, вычисление параметра, характеризующего величину вибрации, и вывод сигнала, пропорционального величине вибрации, на стрелочный указатель.

Также формируется управляющий сигнал при достижении вибрации предельного уровня.

Стрелочный указатель служит для отсчета величины (уровня) вибрации. На указателе расположен многопозиционный переключатель, обеспечивающий подключения любого из датчиков к показывающему прибору.

Бортовая виброаппаратура снабжена сигнализирующим устройством, которое выдает сигнал при достижении уровнем вибрации предельного значения. Сигнализация о достижении предельного уровня вибрации выводится на приборную доску и выполняется в виде светового табло красного цвета с надписью «Опасная вибрация» или «Вибрация велика».

Предельные значения вибрационных параметров для различных типов ГТД составляют 50...90 мм/с и 100...200 мм/с для трансмиссий вертолетов. Работоспособность двигателя контролируется путем сравнения текущего значения уровня вибрации с предельно допустимым. Достоверность результатов такого контроля невысока в силу влияния случайных погрешностей. Для ее повышения часто используют контроль по двум уровням (первый является предупредительным, а второй — предельным). Выбор значений предельного и предупредительного уровней производится с учетом случайного разброса значений параметра вибрации [25]:

$$\Delta_1 \geq K_1 \tilde{V}; \Delta_2 \geq K_2 \tilde{V},$$

где Δ_1 и Δ_2 — соответственно предупредительный и предельный уровни вибрационного параметра; K_1 и K_2 — коэффициенты соответствующих уровней; $\tilde{V}$ — среднеквадратическое значение уровня вибрации для данного типа ГТД.

Контроль состояния ГТД по предельным уровням вибрации обладает относительно малой чувствительностью к дефектам. Опыт эксплуатации показывает, что при некоторых дефектах ротора (обрыв части лопатки, износ лопаток) параметр вибрации не достигает предельного уровня, а двигатель снимается с эксплуатации по данным других контрольных систем (осмотр проточной части; температура газов и т. п.).

3.3.2. Контроль изменения технического состояния ГТД по показаниям бортовой аппаратуры контроля вибрации

Эффективность использования бортовых виброизмерительных систем можно существенно повысить путем анализа тенденции изменения уровня вибрации по наработке. Для реализации этого метода необходимо организовать регистрацию и обработку данных об уровне вибрации с построением графиков его изменения по наработке двигателя. Одной из

распространенных форм регистрации уровня вибрации является заполнение экипажем специальной карты. В настоящее время подобная регистрация возможна и с использованием МСРП. Регистрация уровня вибрации производится в горизонтальном полете на установившемся режиме работы двигателя, а также на земле на наиболее характерных режимах работы двигателя.

В основу данного метода диагностирования положен анализ тенденций изменения (тренд) уровня вибрации двигателя и его сопоставление с эталонными, полученными на основе обобщения опыта эксплуатации двигателей данного типа.

Следует отметить, что изменения уровня вибрации могут быть обусловлены не только изменением технического состояния ГТД. Например, отказы виброизмерительной аппаратуры могут проявиться в виде резкого снижения или увеличения, появления разброса или отдельных выбросов уровня вибрации. Кроме того, скачкообразные изменения уровня вибрации могут произойти и в результате проведения работ по техническому обслуживанию, например, при замене и регулировке виброаппаратуры, съеме и перестановке двигателей, регулировке скольжения роторов; смене режима работы ГТД, на котором проводилась регистрация вибрации, и т. д. Поэтому при выполнении работ, которые могут повлиять на показание виброаппаратуры, в специальном журнале делаются отметки с указанием даты проведения работ и их характера. Для устранения ошибок, связанных с отказами виброаппаратуры, периодически контролируется ее исправность.

Анализ тенденции изменения уровня вибрации и выявление неисправностей проводится на основе сопоставления следующих величин: текущего уровня вибрации; статистических характеристик случайного процесса изменения уровня вибрации конкретного двигателя; прогнозируемых характеристик случайного процесса изменения уровня вибрации.

Определение статистических характеристик процесса основывается на следующем. Совокупность регистрируемых значений уровня вибрации конкретного двигателя рассматривается как выборка значений случайного дискретного процесса, имеющего нормальное распределение со средним значением m и дисперсией D . Диапазон статистически возможных уровней вибрации, т. е. диапазон, в который укладываются значения уровней вибрации с вероятностью $P_g = 1 - g_l$ (где g_l — уровень значимости), определится следующими выражениями [40, 50]:

$$\begin{aligned} V^B &= m + U_{1-g_l} \cdot \sqrt{D}, \\ V^H &= m - U_{1-g_l} \cdot \sqrt{D}, \end{aligned} \quad (3.34)$$

где V^B и V^H — верхняя и нижняя границы диапазона статистически возможных уровней вибрации;

U_{1-g} — односторонний квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности $P_{g_i}=1-g_i$.

Выражения (3.34) справедливы в случае, если известны точные теоретические значения m и D . На практике по n значениям экспериментальных данных вычисляются оценки среднего значения вибрации $\bar{V}_n$ и дисперсии S_n^2 :

$$\bar{V}_n = \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{n}; \quad (3.35 \text{ а})$$

$$S_n^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (V_i - \bar{V}_n)^2}{n-1}, \quad (3.35 \text{ б})$$

где V_i — текущие значения уровня вибрации.

Так как оценки среднего значения $\bar{V}_n$ и дисперсии S_n^2 определяются по выборке случайных величин V_i , то эти оценки сами являются случайными величинами, значения которых имеют разброс и укладываются в некоторый диапазон. Ширина этого диапазона зависит от объема экспериментальных данных n и характеризуется доверительным интервалом и доверительной вероятностью [39].

Доверительный интервал для математического ожидания, т. е. интервал, в который попадает истинное значение m с выбранной доверительной вероятностью $P_{\bar{V}}$, определяется соотношением

$$\bar{V}_n - t \sqrt{\frac{S_n^2}{n}} \leq m \leq \bar{V}_n + t \sqrt{\frac{S_n^2}{n}}, \quad (3.36)$$

где t — квантиль распределения Стьюдента, соответствующий доверительной вероятности $P_{\bar{V}}$ и числу степеней свободы $r=n$. Доверительный интервал для дисперсии определяется соотношением

$$\frac{S_n^2(n-1)}{\chi_{1-P_g}^2} \leq D \leq \frac{S_n^2(n-1)}{\chi_{1-P_g}^2}, \quad (3.37)$$

где χ^2 — квантиль χ^2 распределения, соответствующий доверительной вероятности P_g при числе степеней свободы $r=n-1$.

Разброс оценок среднего и дисперсии следует учитывать при определении верхней и нижней границ диапазона возможных уровней вибрации. Поэтому

при расчете по экспериментальным данным верхней границы V_n^{*B} в формулу (3.34) необходимо подставить максимальные значения оценок среднего и дисперсии (величины правых границ доверительных интервалов), при расчете нижней границы — минимальное значение среднего и максимальное значение дисперсии.

Выражение для верхней границы имеет вид

$$V_n^{*B} = \left[\bar{V}_n + t \sqrt{\frac{S_n^2}{n}} \right] + U_{1-g_1} \sqrt{\frac{S_n^2 (n-1)}{\chi^2}}.$$

После соответствующих преобразований

$$V_n^{*B} = \bar{V}_n + K_n \sqrt{S_n^2}. \quad (3.38)$$

Аналогично выражение для нижней границы диапазона статистически возможных уровней вибрации запишется в виде

$$V_n^{*H} = \bar{V}_n - K_n \sqrt{S_n^2}, \quad (3.39)$$

где K_n — толерантный коэффициент, который с учетом доверительных интервалов для среднего значения и дисперсии определяется по выражению

$$K_n = \frac{t}{\sqrt{n}} + U_{1-g_1} \sqrt{\frac{n-1}{\chi^2}}. \quad (3.40)$$

Диапазон статистически возможных уровней вибрации, верхняя и нижняя границы которого определяются по выражениям (3.38) и (3.39), характеризует область разброса значений регистрируемого уровня вибрации данного двигателя относительно его среднего значения в зависимости от наработки (числа измерений) в эксплуатации.

Изменение статистических характеристик V_n^{*B} и V_n^{*H} по мере увеличения числа измерений n подчиняется общим законам статистики, что позволяет вести прогнозирование значений этих характеристик. Дело в том, что при неизменном техническом состоянии двигателя диапазон статистически возможных значений уровней вибрации должен уменьшаться, т. е. значение верхней границы V_n^{*B} должно уменьшаться, а нижней V_n^{*H} — увеличиваться. Прогнозируемое значение границы вычисляется путем прибавления к значению V_n^{*B} (или V_n^{*H}) некоторой добавки. Величина добавки зависит от интервала прогнозирования (на сколько измерений вперед проводится прогнозирование) и от стабильности статистических свойств самого процесса вибрации.

Для прогноза изменения диапазона статистически возможных значений

уровня вибрации достаточно спрогнозировать изменение одной из его границ. Чаще прогнозируют изменение верхней границы. Прогнозирование верхней границы диапазона статистически возможных уровней вибрации двигателя проводится методом экспоненциального сглаживания [25]. Прогнозируемое на одно измерение вперед (т. е. на один запуск или полет) значение верхней границы возможных уровней вибрации V_{n+1}^{*np} после проведения n измерений определяется следующим образом:

$$V_{n+1}^{*np} = a_0(n) + a_1(n), \quad (3.41)$$

где $a_0(n)$ и $a_1(n)$ вычисляются по рекуррентным зависимостям:

$$a_0(n) = V_n^{*B} + (1 - \alpha)^2 [V_{(n-1)+1}^{*np} - V_n^{*B}]; \quad (3.42)$$

$$a_1(n) = a_1(n-1) - \alpha^2 [V_{(n-1)+1}^{*np} - V_n^{*B}], \quad (3.43)$$

где α - постоянная сглаживания, принимающая значения от 0,05 до 0,2;
 $V_{(n-1)+1}^{*np}$ — спрогнозированное на одно измерение значение верхней границы, полученное по $n-1$ измерениям, т. е. при предыдущем прогнозе.

Опыт контроля вибрации двигателей различных типов показал, что признаками, указывающими на появление неисправности или на возможность наступления неисправности при дальнейшей работе, могут служить:

- 1) выход (превышение) текущего уровня вибрации за предельно допустимое значение (норму) [V] (рис. 3.30,а);
- 2) выход (превышение) текущего уровня вибрации за диапазон статистически возможных для данного двигателя уровней (рис.3.30,б);
- 3) выход текущего уровня вибрации за нижнюю границу диапазона статистически возможной для данного двигателя вибрации (рис. 3.30,в);
- 4) превышение спрогнозированного значения верхней границы диапазона над текущим значением верхней границы диапазона статистически возможных уровней вибрации (рис. 3.30,г).

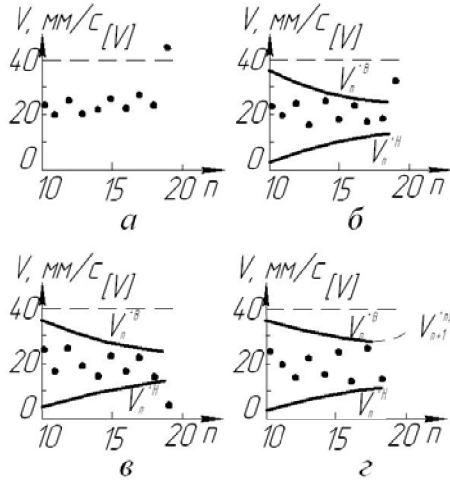


Рис. 3.30. Зависимости уровня вибрации V от номера измерения n при изменении технического состояния двигателя:

- а — превышение предельного уровня; б — выход за верхнюю границу;
 в — выход за нижнюю границу; г — превышение спрогнозированного значения верхней границы

Накопленный в эксплуатации опыт позволил связать появление одного из перечисленных признаков с дефектом или неисправностью двигателя.

Соответствие вибрационных признаков дефектам и неисправностям двигателя показано в табл.3.1.

Таблица 3.1. Вибродиагностические признаки и соответствующие им дефекты

Диагностический признак	Характер изменения вибрации	Дефект, неисправность
Превышение нормы	«Скачок» вибрации	Разрушение элементов ротора (обрыв лопаток, болтов и т. п.). Трещины дисков, крупные повреждения рабочих лопаток
Превышение верхней границы диапазона статистически возможных уровней	«Скачок», «Ускоренный тренд»	Разрушение элементов ротора, нарушение соединений ротора, трещины элементов ротора, небольшие повреждения (забоины, загибы) рабочих лопаток
Выход за нижнюю границу диапазона статистически возможных уровней	«Разброс», «Скачок» вниз	Разбандажирование лопаток вентилятора, трещины дисков ротора, разрушение элементов ротора
Превышение спрогнозированного значения верхней границы диапазона статистически возможных уровней	«Тренд»	Изнашивание деталей ротора (рабочих лопаток, лабиринтных уплотнений, подшипников)

На изложенных выше принципах базируются действующие в настоящее время методики оценки технического состояния ГТД по регистрируемым бортовой аппаратурой параметрам вибрации [25]. Порядок контроля ГТД по параметрам вибрации следующий (рис. 3.31).

1. Проводится контроль работоспособности ГТД. На этом этапе сопоставляется измеренное значение вибрации V_n с предельно допустимым уровнем $[V]$. Условие работоспособности имеет вид

$$V_n \leq [V]. \quad (3.44)$$

В случае невыполнения условия работоспособности (т.е. $V_n \geq [V]$) эксплуатация двигателя прекращается до выяснения причин повышения вибрации. Если условие выполняется, то переходят к диагностированию с использованием статистических характеристик вибрации.

2. Проводится сравнение измеренного значения вибрации с границами статистически возможных уровней вибрации. Условие нахождения двигателя в исправном состоянии записывается в виде

$$V_n^{*H} \leq V_n \leq V_n^{*B}. \quad (3.45)$$

В случае нарушения этого условия, т. е. выхода величины измеренного уровня вибрации из диапазона статистически возможных уровней (неисправность), двигатель берется под особый контроль. В этом случае проводится комплекс диагностических проверок другими методами с целью определения технического состояния двигателя и выявления дефектов. Если условие (3.45) выполняется, то переходят к этапу прогнозирования характеристик вибрации V_{n+1}^{*np} .

3. Производится сравнение спрогнозированного значения V_{n+1}^{*np} со значением верхней границы V_n^{*B} .

Условие исправной работы двигателя на интервале прогнозирования (т. е. в следующем цикле эксплуатации) имеет вид

$$V_{n+1}^{*np} < V_n^{*B}. \quad (3.46)$$

При нарушении этого условия, т. е. когда прогноз указывает на возможность расширения диапазона, статистически возможных уровней вибрации, двигатель берется под особый контроль и подвергается дополнительным диагностическим проверкам. В случае выполнения условия (3.46) продолжается нормальная эксплуатация двигателя до очередной проверки.

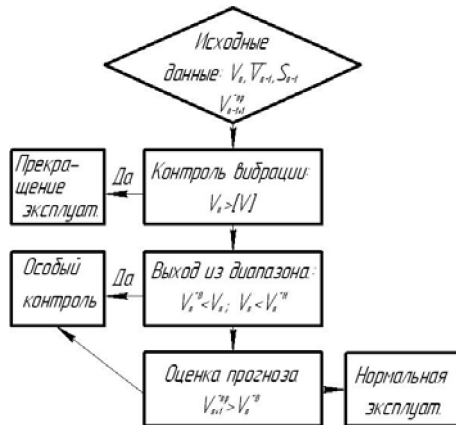


Рис. 3.31. Алгоритм постановки технического диагноза

Контрольные вопросы к разделу 3.3

1. Укажите назначение контроля вибрации.
2. Укажите источник, вибрацию которого оценивает штатная бортовая аппаратура.
3. Опишите структуру штатной бортовой аппаратуры вибрации.
4. В чем особенности контроля вибрации ТВД?
5. В чем особенности контроля вибрации двигателя ПС-90?
6. В чем особенности контроля вибрации двигателя Д-36?
7. Укажите, у какой штатной аппаратуры полоса пропускания полосового фильтра больше: для контроля вибрации многорежимной или одnoreжимной роторной машины.
8. Какие величины сравниваются при анализе тенденции изменения вибрации по наработке?
9. Укажите диапазон предельных значений вибрации для авиационных ГТД.
10. Как определяется диапазон статистически возможных значений вибрации?
11. Объясните принцип прогнозирования вибрации.
12. Какой характер может иметь изменение вибрации по наработке?
13. Укажите связь между характером изменения вибрации и неисправностями ГТД.
14. Опишите алгоритм контроля вибрации по показаниям штатной аппаратуры.

3.4. Диагностирование ГТД и их узлов по виброакустическим параметрам

3.4.1. Диагностирование причин изменения роторной вибрации

Изменение роторной вибрации может быть обнаружено как в эксплуатации, так и при стендовых испытаниях и может быть вызвано различными причинами. Поэтому действия по выявлению этих причин должны быть адекватны.

В эксплуатации контроль вибрации проводится с помощью штатной бортовой аппаратуры. Как отмечалось в разделе 3.3, штатная аппаратура (кроме двигателя ПС-90) измеряет вибрацию не от отдельного ротора, а позволяет оценить интенсивность суммарной вибрации от нескольких роторов. Поэтому, если обнаружено изменение вибрации по штатной аппаратуре, то на первом этапе необходимо определить, с изменением вибрации какого ротора связано изменение показаний штатной аппаратуры.

Определить ротор, вибрация которого явилась причиной изменения показаний штатной аппаратуры, следует путем проведения спектрального анализа в диапазоне частот, соответствующих роторной вибрации. Затем проводится идентификация выявленных спектральных составляющих, то есть устанавливается принадлежность каждой выявленной составляющей соответствующему ротору. Эта принадлежность устанавливается путем вычисления отношения частоты составляющих к частотам вращения роторов (см. раздел 3.2.6.). После идентификации составляющих определяется их амплитуда и сравнивается с нормами [58]. Таким путем будет определен источник изменения показаний штатной аппаратуры.

Как было показано в разделе 3.2, причиной изменения вибрации отдельного ротора могут быть механический (массовый), аэродинамический или тепловой дисбалансы. Способы устранения этих дисбалансов различны. Поэтому, прежде чем начинать борьбу с повышенной роторной вибрацией, необходимо определиться с причиной ее повышения.

Механический (массовый) дисбаланс

Этот тип дисбаланса является самой распространенной причиной повышенной роторной вибрации различного оборудования, в том числе и авиационных ГТД. Эти причины известны и достаточно хорошо изучены, а также известны способы устранения дисбаланса [59]. Массовый дисбаланс подразделяется на статический и динамический. Для авиационных ГТД более характерен динамический.

Основными, чаще всего встречающимися признаками механического дисбаланса являются следующие:

- амплитуда первой роторной гармоники ротора, имеющего механический дисбаланс, существенно (3-7 раз) превышает остальные роторные гармоники этого ротора;
- подобная картина по соотношению роторных гармоник наблюдается во всех радиальных направлениях измерения вибрации (вертикальном и поперечном);
- амплитуда первой роторной гармоники в осевом направлении гораздо меньше;
- соотношение между роторными гармониками, характерное для механического дисбаланса, обычно наблюдается на всех опорах ротора;
- при изменении частоты вращения ротора амплитуда первой роторной гармоники интенсивно возрастает (практически пропорционально квадрату частоты вращения ротора).

Определить тип дисбаланса (статический или динамический) можно путем измерения роторной вибрации на двух опорах ротора. В случае статического дисбаланса первые роторные гармоники, измеренные на различных опорах, будут синфазные. В случае динамического дисбаланса первые роторные гармоники, измеренные на различных опорах, будут противофазные.

Тепловой дисбаланс

Характер спектра и соотношения роторных гармоник для этого вида дисбаланса аналогичен классическому случаю механического дисбаланса. Однако характерной особенностью этого дисбаланса является его нестабильность. Поэтому вибрация, возбуждаемая тепловым дисбалансом, будет существенно зависеть от технологических приемов прогрева двигателя перед выходом на высокие частоты вращения, охлаждения двигателя перед остановом и после, перед повторным запуском.

Для диагностики этой причины повышенной роторной вибрации необходимо проследить изменение вибрации в процессе запуска и прогрева двигателя. Если контролировать фазу вибрации, то возможно определение области локальной температурной деформации ротора.

Аэродинамический дисбаланс

Этот вид дисбаланса сначала был выявлен у винтов [49], а затем оказалось, что он может быть причиной повышенной вибрации для ГТД

с большими размерными вентиляторами [60]. Проявление этого дисбаланса в области роторных составляющих вибрации не отличается от классического механического. Поэтому попытки разработать метод диагностики аэродинамического дисбаланса на основе измерения роторных вибраций не дали результата [61].

Рассмотренные в разделе 3.2 физические основы возбуждения вибрации аэродинамического происхождения и предложенная импульсная модель позволили решить задачу разработки метода диагностики аэродинамического дисбаланса на базе анализа спектра в районе высокочастотных лопаточных составляющих [62].

Дело в том, что аэродинамический дисбаланс вентилятора возникает как результат неоднородности аэродинамических характеристик рабочих лопаток вентилятора. Эта неоднородность может быть описана некоторым законом, в том числе и с помощью разложения в ряд Фурье. Причем, если рассматривать закон изменения этой неоднородности по окружности колеса, то для того, чтобы аэродинамический дисбаланс сказался на величине вибрации, в этом законе должна быть ярко выражена первая гармоника. При наличии в неоднородности аэродинамических характеристик, ярко выраженной первой гармоники, кромочные следы за рабочими лопатками будут промодулированы по амплитуде и частоте. В этом случае в спектре высокочастотной вибрации вентилятора рядом с лопаточной составляющей с частотой $f_B = Z_B \cdot f_P$ (где f_B - частота лопаточной составляющей, Z_B - число рабочих лопаток, f_P - частота вращения ротора вентилятора) появятся дополнительные составляющие с частотами $f_d = Z_B \cdot f_P \pm f_P$.

Поскольку реальные решетки рабочих колес вентиляторов имеют неоднородность аэродинамических характеристик, обусловленную изготовлением, сборкой, влиянием сил, действующих на лопатки в эксплуатационных условиях, то в этой неоднородности естественно присутствует и первая гармоника. Однако, если ее величина невелика, то и величина дополнительных (боковых) составляющих невелика. Если величина первой гармоники неоднородности велика (т.е. есть влияние аэродинамического дисбаланса на величину роторной вибрации), то и величина боковых составляющих существенна.

На рис.3.32 представлен спектр высокочастотной вентиляторной вибрации. На рис.3.32(1) спектр соответствует двигателю, у которого влияние дисбаланса на роторную вибрацию не было обнаружено. В то же время спектр, представленный на рис.3.32(2), соответствует двигателю, у которого влияние дисбаланса на роторную вибрацию было обнаружено.

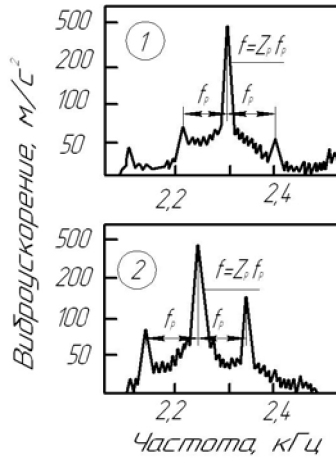


Рис. 3.32. Спектр вибрации в районе лопаточной составляющей:

- 1 — аэродинамический дисбаланс отсутствует,
- 2 — аэродинамический дисбаланс присутствует

Использование особенностей скольжения роторов для прогнозирования вибрационного состояния ГТД

Для одного из типов трехроторного двигателя большой размерности было обнаружено, что отдельные экземпляры имеют склонность к забросу вибрации на переходных режимах [63, 64]. Попытка исключить случаи повышенной вибрации в эксплуатации путем простого ужесточения стендовых норм на вибрацию привела к недопустимому числу отбраковки исправных двигателей, для которых склонность к забросу отсутствовала.

Формирование других признаков, с помощью которых можно выявить двигатели, склонные к забросам вибрации, потребовало изучения особенностей возбуждения колебаний в системе «ротор-корпус» двигателя. В первую очередь оценить вероятность возбуждения резонансных колебаний, что возможно на основе сопоставления спектра вибрационных процессов и частотных характеристик системы.

Исследование спектров роторной вибрации позволило выявить следующие характерные особенности ее спектрального состава:

- уровень первой гармоники, возбуждаемой ротором НД, как правило, является наибольшим по сравнению с гармониками роторов СД и ВД, при этом на долю НД приходится около 70% энергии вибрационных процессов;
- наличие в спектрах составляющих с дробной кратностью по отношению к частотам первых гармоник роторов НД, СД и ВД (сугармоник) с достаточной

для их идентификации амплитудой;

- совпадение частот первой гармоники НД (1НД) и половинной гармоники ВД (1/2ВД) на режиме $0,7N_e$, а также частот гармоник 1/2СД и 1НД на режиме «Малый газ», что может быть причиной резкого увеличения уровня этих составляющих вибрации на соответствующих режимах.

Упругая система «роторы-корпус» исследуемого двигателя (по данным разработчика) обладает широким и сложным спектром собственных форм колебаний. Анализ имеющихся данных о собственных формах и частотах двигателя свидетельствует о возможности возбуждения резонансных колебаний по пяти формам как гармониками, так и субгармониками. Особо следует отметить, что отдельные формы могут возбуждаться совместным действием гармоники 1НД и субгармоник других роторов. В последнем случае будет наблюдаться целочисленная кратность частот вращения роторов при прохождении ротором НД соответствующей собственной частоты, что и имело место в ряде случаев.

В технике известны случаи, когда для нескольких роторов, установленных в колебательной системе и вращающихся с кратными частотами, при определенных условиях развиваются такие сложные процессы, как синхронизация частот вращения, поддержание и подтормаживание вращения. Поэтому была экспериментально исследована динамика набора и сброса частот вращения роторов НД и ВД двигателя на режимах приемистости и сброса. В результате было обнаружено, что для роторов ВД угловое ускорение оставалось постоянным как на приемистости, так и на сбросе оборотов. Для ротора НД угловое ускорение изменялось.

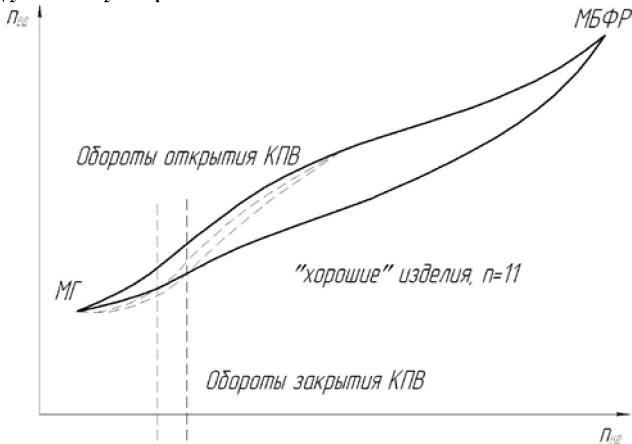


Рис. 3.33. Линии скольжения роторов НД и ВД для двигателей, не имевших замечания

В связи с этим были проанализированы линии скольжения ротора ВД (зависимость частоты вращения ротора ВД от частоты вращения ротора НД) для группы двигателей, часть из которых была снята с эксплуатации по дефекту «Повышенная вибрация». Усредненные линии скольжения для исправных двигателей представлены на рис.3.33, а для дефектных - на рис.3.34.

Рассмотрение этих линий скольжения позволяет выделить следующие характерные особенности:

- исправные двигатели в своем большинстве не имеют точек пересечения линий скольжения на режимах приемистости и сброса;
- в тех случаях, когда точка пересечения все же есть, то она совпадает с моментом открытия или закрытия клапанов воздуха;
- линии скольжения дефектных двигателей имеют точку пересечения ветвей приемистости и сброса.

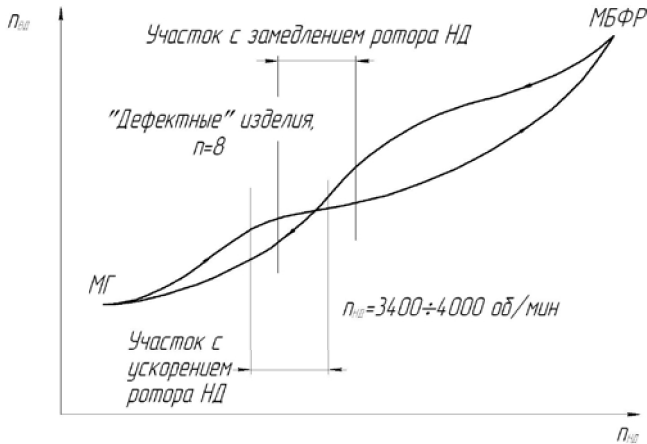


Рис. 3.34. Линии скольжения роторов НД и ВД для двигателей с замечаниями

Таким образом, наличие точек пересечения на линиях скольжения дефектных двигателей свидетельствует об определенных аномалиях в динамике набора и сброса оборотов роторами и их возможной связи с уровнем вибрации.

Качественное объяснение такой взаимосвязи можно получить, рассматривая прецессионное движение ротора на двух опорах.

Рассмотрим ротор массой m , вращающийся с частотой ω и совершающий прецессионное движение с частотой ω под действием избыточного крутящего момента M_1 и вибрационного момента M_2 (рис. 3.35).

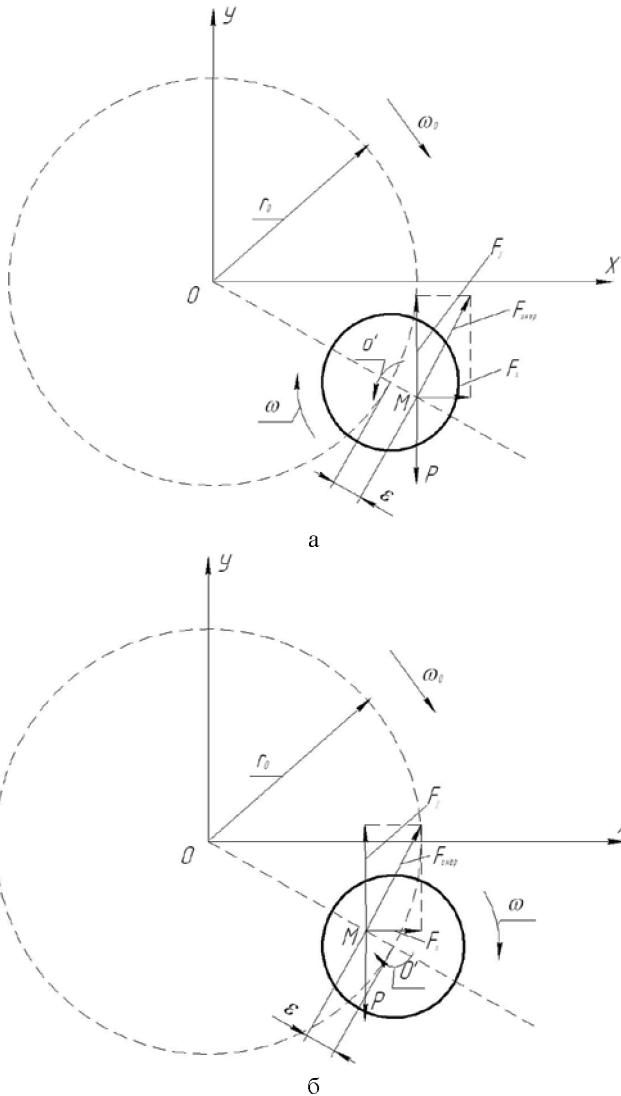


Рис. 3.35. Силы действующие на ротор при прецессионном движении:
а — дорезонансная область, б — зарезонансная область

Величина момента M_1 равна разности крутящего момента турбины и момента сопротивления. Момент M_2 обусловлен колебаниями ротора и равен

$$M_2 = F_{ин} \cdot r_0 = m\varepsilon\omega_0 r_0 \cos(\omega_0 - \omega)t, \quad (3.47)$$

где $F_{ин}$ — инерционная сила, обусловленная ускоренным движением центра масс ротора;

r_0 — радиус круговой траектории;

ε — эксцентриситет ротора.

С учетом выражения (3.47) уравнение динамики ротора принимает вид

$$J_p \beta = M_1(\beta) \pm M_2, \quad (3.48)$$

где J_p — момент инерции ротора;

β — угловое ускорение.

В уравнении (3.48) знак «-» соответствует дорезонансной области ($\omega < \omega_0$), а знак «+» - зарезонансной $\omega > \omega_0$, так как в дорезонансной области момент M_2 направлен против избыточного момента $M_1(\beta)$, а в зарезонансной области направление действия моментов M_2 и $M_1(\beta)$ совпадают (см. рис. 3.35, а и б). Поэтому при увеличении частоты ω в дорезонансной области происходит подтормаживание ротора, а в зарезонансной - разгон за счет изменения направления вектора M_2 . Очевидно, что при сбросе оборотов при подходе к резонансу темп падения оборотов будет замедляться, а после прохода резонанса - увеличиваться, в результате чего может произойти пересечение линий скольжения при приемистости и сбросе.

Таким образом, одним из возможных признаков потенциальной предрасположенности двигателя к повышенной вибрации в эксплуатации является наличие точки пересечения ветвей линий скольжения, свидетельствующее об аномалии в динамике роторной системы, которая при неблагоприятном сочетании внешних условий и режимных факторов приводит к резкому росту вибрации.

3.4.2. Диагностирование подшипниковых узлов

В настоящее время в вибродиагностике используются, по крайней мере, четыре метода оценки технического состояния подшипников качения, которые обычно называют следующим образом:

- метод ПИК-фактора;
- метод прямого спектра;
- метод спектра огибающей;
- метод ударных импульсов.

Метод пик-фактора заключается в следующем.

При появлении дефектов в подшипнике качения, в его вибросигнале начнут появляться отдельные, короткие амплитудные пики, соответствующие моментам соударения дефектов. В дальнейшем, с развитием дефекта сначала

увеличиваются амплитуды пиков, потом постепенно увеличивается и их количество.

Если производить измерение среднеквадратичного значения уровня (СКЗ) вибрации и пикового значения (ПИК), то при развитии дефекта они будут изменяться так, как показано на рис. 3.36.

Сами по себе функции ПИК и СКЗ малоинформативные для диагностики, вследствие своей монотонности. Но отношение ПИК/СКЗ, называемое ПИК - фактором, уже представляет значительный интерес, поскольку эта функция из-за временного сдвига между ПИК и СКЗ имеет явно выраженный максимум на временной оси. На этом и основывается метод ПИК-фактора.

Недостатком этого метода является необходимость постановки датчика вблизи подшипника, так как другие узлы будут создавать помехи. Поэтому и использовать метод, в первую очередь, целесообразно тогда, когда датчик можно расположить близко к подшипнику и сама кинематика механизма проста.

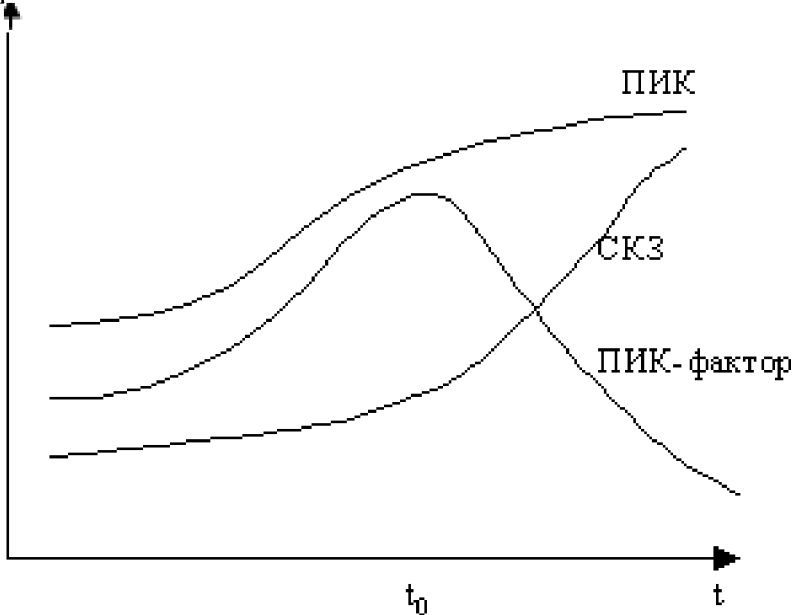


Рис. 3.36. Пояснения к методу ПИК-фактора

Метод прямого спектра заключается в следующем.

Вибрационный сигнал анализируется узкополосным

спектроанализатором и по частотному составу спектра, как это объяснялось в разделе 3.2, можно идентифицировать возникновение и развитие дефектов подшипника. Причём дефекту на каждом из элементов подшипника (тела качения, дорожки, сепаратор) соответствуют свои частоты, которые однозначно просчитываются в зависимости от кинематики подшипника и скорости его вращения [21]. Наличие той или иной дискретной составляющей в спектре сигнала говорит о возникновении соответствующего дефекта подшипника, а амплитуда этой составляющей – о глубине дефекта. Следует отметить, что многие дефекты в спектре проявляются в виде не одной частотной составляющей, а нескольких.

Среди достоинств метода следует выделить два:

- достаточно высокая помехозащищённость;
- информативность метода существенно выше, чем по методу ПИК-фактора.

К сожалению, метод достаточно дорогостоящий и, кроме того, он малочувствителен к зарождающимся и слабым дефектам.

Несмотря на эти недостатки, метод используется достаточно широко, особенно в среде профессиональных специалистов, и даёт хорошие результаты.

Метод спектра огибающей схож с методом прямого спектра, но спектральное преобразование производят не над самим сигналом, а над его огибающей. Существенных успехов в применении этого метода для диагностики различного оборудования, в том числе и подшипников, добилась фирма ВАСТ [54,65].

Метод также требует знание информативных частот. Принцип расчета этих частот рассматривался в разделе 3.2, более подробно с расчетом этих частот можно познакомиться в работах, упомянутых в [21]. В таблице 3.2 приведены некоторые информативные частоты.

Таблица 3.2. Информативные частоты спектра огибающей вибрации

№	ВИД ДЕФЕКТА	ЧАСТОТЫ ПРИЗНАКОВ
1	ИЗНОС НАРУЖНОГО КОЛЬЦА	f_H
2	РАКОВИНЫ, ТРЕЩИНЫ НА НАРУЖНОМ КОЛЬЦЕ	kf_H
3	ИЗНОС ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА	kf_{BP}
4	РАКОВИНЫ, ТРЕЩИНЫ НА ВНУТРЕННЕМ КОЛЬЦЕ	kf_B
5	ИЗНОС ТЕЛ КАЧЕНИЯ И СЕПАРАТОРА	kf_C
6	РАКОВИНЫ, СКОЛЫ НА ТЕЛАХ КАЧЕНИЯ	$2kf_{TK}$

На рис.3.37 и 3.38 изображены спектры огибающей вибрации подшипника при различных дефектах. В обоих случаях (дефект внутреннего и наружного колец) в спектрах огибающей вибрации появляются расчетные частоты, указанные в таблице 3.2

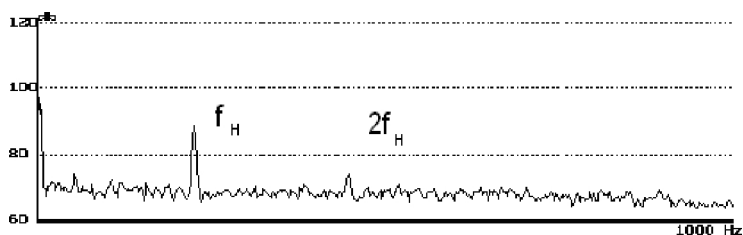


Рис. 3.37. Спектр огибающей вибрации подшипника с износом наружного кольца:
 f_H - частота перекатывания тел качения по наружному кольцу

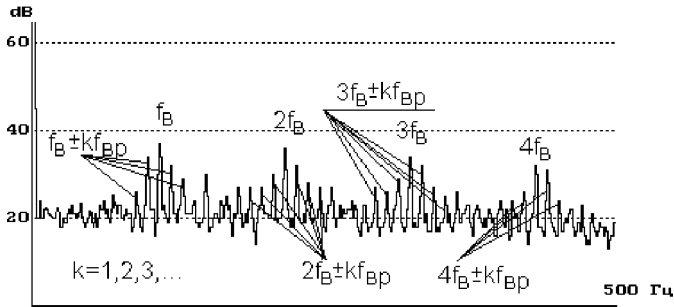


Рис. 3.38. Спектр огибающей вибрации подшипника с раковинной на внутреннем кольце: $f_{\text{вр}}$ — частота вращения внутреннего кольца подшипника; f_g — частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу подшипника

Суть метода ударных импульсов в следующем. Соударения дефектов подшипника вызывает возникновение высокочастотных, быстро затухающих колебаний, распространяющихся от подшипника по конструкциям механизма в виде волн, аналогично тому, как распространяется звук в воздухе. Вид этих процессов показан на рис.3.39.

В результате соударений дефектных деталей подшипника подшипник «звенит» на частотах 30-40 кГц.

Амплитуды ударных импульсов однозначно связаны со скоростью соударения дефектов и глубиной дефектов. Таким образом, по амплитудам ударных импульсов можно диагностировать наличие и глубину дефектов. При этом пороговые значения, характеризующие то или иное состояние подшипника, оказываются абсолютно универсальными, т.е. никак не зависят от типа и оборотов подшипника.

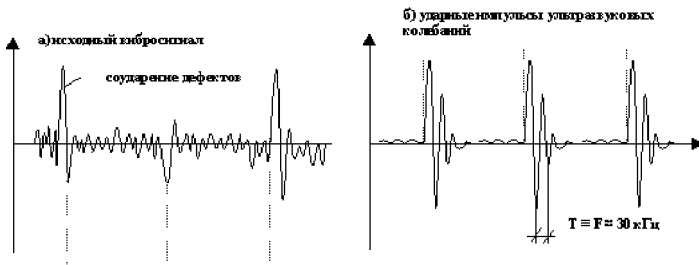


Рис. 3.39. Вид сигналов для пояснения к методу ударных импульсов

Метод прост и дешёв в реализации, обладает высокой чувствительностью

и очень широко используется как в среде профессионалов, так и эксплуатационниками оборудования, поскольку существуют простые, портативные приборы, работающие по этому методу.

Для использования метода существует одно ограничение, связанное с конструктивным исполнением механизма. Поскольку речь идёт об измерении ультразвуковых волн колебаний, которые очень сильно затухают на границах разъёмных соединений, для корректных измерений необходимо, чтобы между наружным кольцом подшипника и местом установки датчика существовал сплошной массив металла. В большинстве случаев это не вызывает проблем. К сожалению метод, практически не применим к подшипникам авиационных ГТД.

3.4.3. Диагностирование лопаточных узлов

При диагностике дефектов лопаточных узлов и неустойчивых режимов их работы применяются методы прямого спектра, спектра огибающей, кепстра.

Такой подход объясняется следующим.

Как следует из раздела 3.2, при появлении дефектов лопаток изменяется структура поля кромочных следов, структура импульсов аэродинамических сил на статорных лопатках и, как следствие, структура вибрации, возбуждаемой соответствующей ступенью. Поскольку неоднородность поля скоростей (кромочных следов) можно описать с помощью ряда Фурье, то основная частота разложения в ряд будет кратна окружности рабочего колеса. Поэтому при дефектах рабочих лопаток в спектре вибрации появятся частотные составляющие, с частотами, кратными частоте вращения ротора, которые будут располагаться практически по всей частотной оси.

При появлении дефекта типа боя колеса будет происходить модуляция поля кромочных следов. Частота модуляции будет равна частоте вращения ротора. Поэтому при подобном дефекте в районе лопаточной составляющей с частотой $f_n = Z_n \cdot f_p$ (где Z_n - число рабочих лопаток рабочего колеса) будут наблюдаться боковые составляющие с частотами $f_B = Z_n \cdot f_p \pm f_p$, что похоже на проявление аэродинамического дисбаланса.

В таблице 3.3 приведены некоторые информационные частоты дефектов лопаточных узлов.

Таблица 3.3. Информационные частоты спектров вибрации и её огибающей для идентификации дефектов лопаточных узлов

№	ВИД ДЕФЕКТА	ИНФОРМАЦИОННЫЕ ЧАСТОТЫ	
		СПЕКТР ВИБРАЦИИ	СПЕКТР ОГИБАЮЩЕЙ
1	БОЙ КОЛЕСА	$kf_{вр}$	$kf_{вр}, kf_{л} \pm f_{вр}$
2	АВТОКОЛЕБАНИЯ КОЛЕСА	$kf_{вр}/2,$ $kf_{вр}/3$	$kf_{вр}/2,$ $kf_{вр}/3$
3	ДЕФЕКТЫ ЛОПАСТЕЙ	$kf_{вр}$	$kf_{вр}$

Соответственно на рис. 3.40 приведен спектр огибающей вибрации многоступенчатого компрессора, имеющего бой рабочего колеса, на рис. 3.41 приведен спектр огибающей вибрации компрессора с дефектом лопастей.

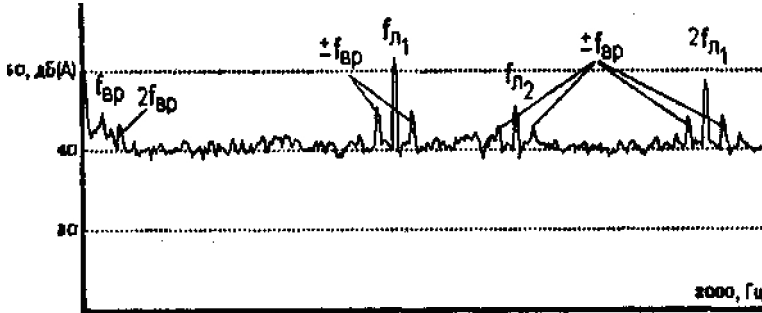


Рис. 3.40. Спектр огибающей вибрации компрессора с боем колеса

Особо необходимо выделить процессы диагностирования неустойчивых режимов работы компрессоров. Применение подобных методов актуально при отработке новых двигателей и их компрессоров на газодинамическую устойчивость.

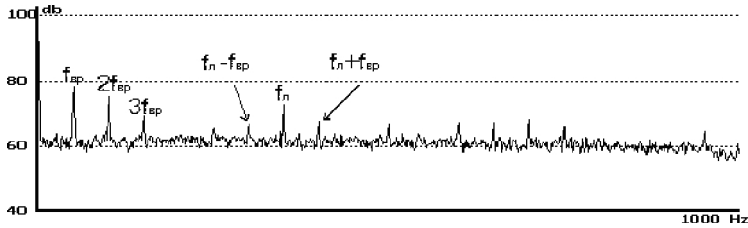


Рис. 3.41. Спектр огибающей вибрации с дефектом лопастей:

$f_{гр}$ — частота вращения рабочего колеса, $f_л$ — лопастная частота

В работах [66, 67] показана возможность создания методов обнаружения как срывных, так предсрывных режимов работы компрессоров. Следует отметить, что в этих работах указывается на большую информативность измерения акустических процессов (пульсаций давления) по отношению к вибрации при диагностике срывных и предсрывных режимов.

В работе [66] экспериментальным путем установлено, что при работе компрессора в режиме вращающегося срыва в спектрах виброакустических процессов в районе лопаточных составляющих с частотами $f_л = Z_л \cdot f_p$ появляются боковые составляющие с частотами

$$f_Б = Z_л \cdot f_p \pm k f_{гр},$$

где $f_{гр}$ — частота вращения зон срыва, k — количество зон срыва.

Объяснение появления этих составляющих следующее. При работе компрессора на режиме вращающегося срыва зоны срыва модулируют поле кромочных следов частотой, равной частоте вращения зон, умноженной на количество зон. В результате взаимодействия этого промодулированного поля кромочных следов со статорной решеткой в спектре виброакустического процесса появляются боковые составляющие с указанными выше частотами.

Использование импульсной модели возбуждения вибрации лопаточных узлов оказалось весьма плодотворной для объяснения и понимания результатов, полученных при разработке методов диагностики предсрывных режимов работы.

В ходе отработки газодинамической устойчивости (ГДУ) компрессора производились записи пульсаций давления в газозооушном тракте с последующим анализом их спектрального состава. Запись и анализ спектрального состава проводился при разных значениях запаса газодинамической устойчивости ΔK_y .

На рис.3.42 показано сравнение спектра пульсаций давления в районе лопаточных составляющих на двух режимах: расчетном и с запасом

газодинамической устойчивости $\Delta K_y = 2\%$ [67].

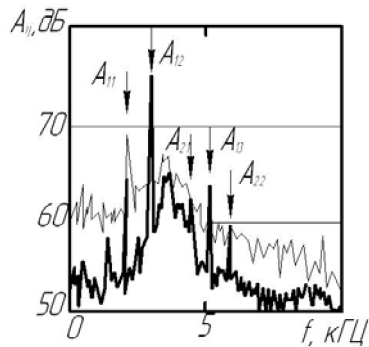


Рис. 3.42. Влияние режима работы вентилятора ТРДД на спектр пульсаций давления: — расчетный режим работы, — режим работы на границе ГДУ;
 A_{ij} — амплитуда i -й лопаточной составляющей от j -го колеса

Как следует из рисунка, при приближении к границе ГДУ возрастает шумовая составляющая спектра в районе лопаточных составляющих. Кроме того, существенно уменьшаются вторые гармоники лопаточных составляющих (соответственно A_{21} и A_{22}).

Такая трансформация спектра объясняется следующим. При приближении к границе ГДУ происходит ухудшение условий обтекания лопаток. В потоке увеличивается турбулентная составляющая, что и объясняет возрастание шумовой составляющей спектра.

Кроме того, турбулизация потока вызывает сглаживание переднего и заднего фронтов кромочных следов. Уменьшается скважность импульсов и поле становится более «синусоидальным». Это и обуславливает уменьшение высших гармоник лопаточных составляющих.

3.4.4. Диагностирование зубчатых передач

Работу любой зубчатой пары сопровождает целый ряд характерных вибраций ударами при обкатывании зуба одной шестерни зубом другой шестерни. То есть для анализа этой вибрации вполне применима импульсная модель, хорошо зарекомендовавшая себя при рассмотрении вибрации аэродинамического происхождения.

Диагностика зубчатых передач достаточно полно описана в работах [21, 22, 54 и др.]. Поэтому здесь приведем краткие сведения.

В таблице 3.4 представлены сведения об основных информативных

частотах для ряда типовых дефектов зубчатых передач.

Как видно из таблицы, основным признаком наличия дефектов зубчатой передачи является наличие составляющих с частотами, кратными частоте вращения валов. Этот вывод подтверждается и спектрами, приведенными на рис.3.43 – 3.46.

Таблица 3.4. Информативные частоты спектров вибрации и её огибающей для идентификации дефектов зубчатой передачи

№	ВИД ДЕФЕКТА	ИНФОРМАТИВНЫЕ ЧАСТОТЫ	
		СПЕКТР ВИБРАЦИИ	СПЕКТР ОГИБАЮЩЕЙ
1	БОЙ ВЕДУЩЕГО ВАЛА	$kf_{вр\ 1\ вала}$	$kf_{вр\ 1\ вала}$
2	БОЙ ВЕДОМОГО ВАЛА	$kf_{вр\ 2\ вала}$	$kf_{вр\ 2\ вала}$
3	ДЕФЕКТЫ ВЕДУЩЕЙ ШЕСТЕРНИ	$kf_{вр\ 1}, k>4$	$kf_{вр\ 1}, k>4$
4	ДЕФЕКТЫ ВЕДОМОЙ ШЕСТЕРНИ	$kf_{вр\ 2}, k>4$	$kf_{вр\ 2}, k>4$
5	ДЕФЕКТЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ	kf_z	kf_z

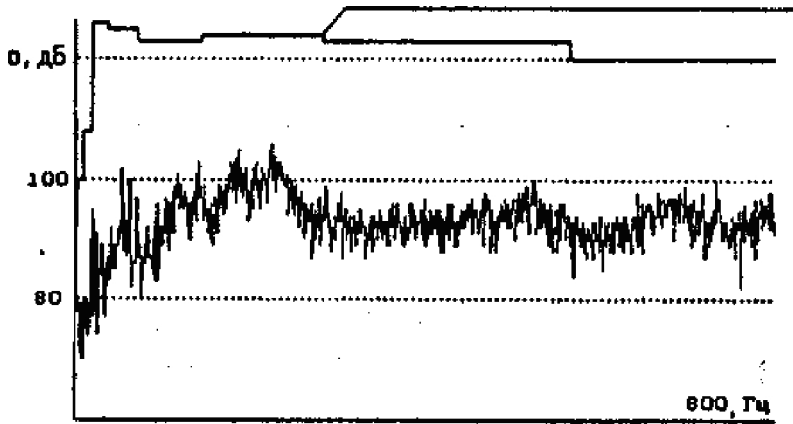


Рис. 3.43. Прямой спектр вибрации зубчатой передачи без дефекта

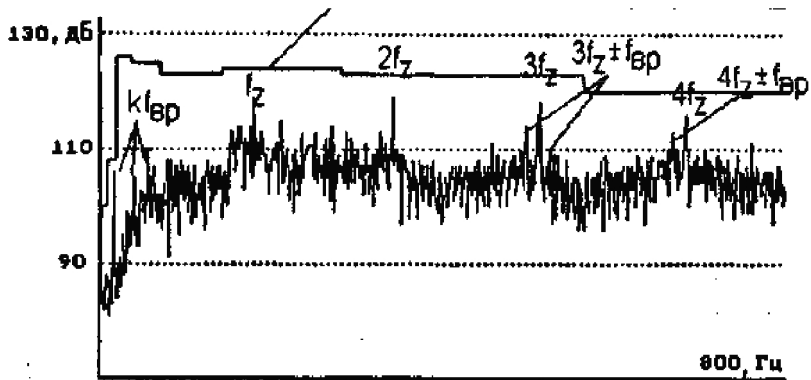


Рис. 3.44. Прямой спектр вибрации зубчатой передачи с дефектом

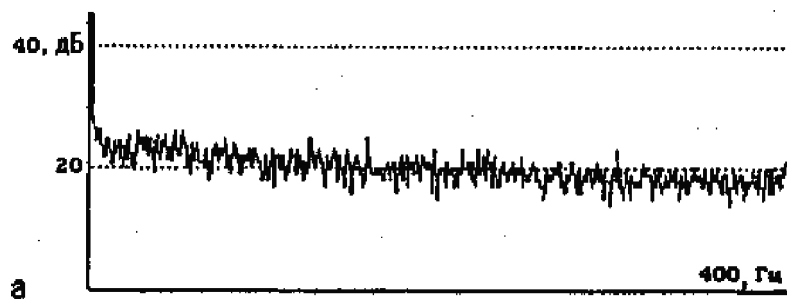


Рис. 3.45. Спектр огибающей вибрации зубчатой передачи без дефекта

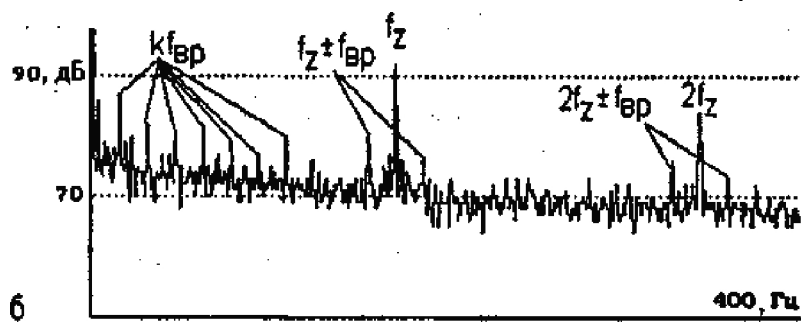


Рис. 3.46. Спектр огибающей вибрации зубчатой передачи с дефектом

Контрольные вопросы к разделу 3.4

1. Что необходимо сделать, чтобы определить источник повышенных показаний штатной аппаратуры?
2. Укажите основные признаки наличия механического дисбаланса.
3. Укажите причины появления теплового дисбаланса.
4. Укажите основные признаки наличия теплового дисбаланса.
5. Что является причиной появления аэродинамического дисбаланса?
6. Укажите основные признаки наличия аэродинамического дисбаланса.
7. В чем заключаются особенности линий скольжения роторов у двигателей, склонных к забросам вибрации?
8. За счет каких сил и моментов происходит подтормаживание и разгон ротора с большим прогибом при наборе и сбросе оборотов?
9. Какие методы определения технического состояния подшипниковых узлов по вибрации вы знаете?
10. В чем заключается метод ПИК-фактора?
11. В чем заключается метод прямого спектра?
12. В чем заключается метод спектра огибающей вибрации?
13. В чем заключается метод ударных импульсов?
14. Какие частотные составляющие появляются в спектре огибающей вибрации при дефектах подшипника?
15. Какие частотные составляющие появляются в спектре огибающей вибрации при дефектах лопаточных узлов?
16. Какие диагностические признаки наличия развитого вращающего срыва в компрессоре вы знаете?
17. Какие диагностические признаки предсрывного состояния компрессора вы знаете?
18. Какие частотные составляющие появляются в спектре вибрации и ее огибающей при дефектах зубчатых передач?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии первоначально приведены основные понятия, термины и определения, используемые в технической диагностике, что подготавливает учащихся к освоению излагаемого материала.

Дано общее представление о задачах, решаемых методами и средствами контроля и диагностики на различных этапах эксплуатации воздушных судов, что позволяет оценить роль и место контроля и диагностики в системе технической эксплуатации.

Приведены общие сведения о методах технической диагностики, дана классификация этих методов. Кратко описаны методы, наиболее часто используемые для оценки технического состояния авиационных ГТД, дано сравнение их информативности. Это позволяет оценить важность и актуальность освоения и применения в практической деятельности инженера эксплуатационника методов диагностики ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам.

Изложены основы создания «математических моделей», применяемых в технической диагностике и, в частности, в методах диагностики ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам. Изложенные принципы создания моделей позволяют получить начальные представления о том, какие неисправности авиационных ГТД могут быть выявлены методами диагностики ГТД по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам.

При изложении вопросов диагностики ГТД по термогазодинамическим параметрам дана общая характеристика неисправностей ГТД в связи с их влиянием на термогазодинамические параметры. Дано описание изменения технического состояния и, как следствие, термогазодинамических параметров ГТД в процессе длительной эксплуатации. Эти изменения влекут за собой снижение основных характеристик (КПД, тяги, мощности), а также ухудшение экономичности двигателей.

Проанализировано влияние неисправностей узлов и систем ГТД (компрессоров, камер сгорания, турбин, систем автоматического регулирования) на термогазодинамические параметры двигателя.

Для компрессоров рассмотрены такие неисправности как: повреждение лопаток посторонними предметами, абразивный износ деталей проточной части, загрязнение компрессора, разрушение лопаток.

Для камер сгорания показано влияние на термогазодинамические параметры трещин и деформации термического и усталостного происхождения, оплавление материала у отверстий подвода вторичного воздуха, прогары стенок в различных зонах.

Среди неисправностей турбин выделены следующие: увеличение

радиального зазора между лопатками рабочих колес и вставками СА, прогар и оплавление лопаток СА, разрушение лопаток турбин.

При рассмотрении влияния неисправностей системы автоматического регулирования оценивалось влияние неисправностей системы управления механизацией компрессора и топливной регулирующей системы.

Рассмотрены принципы контроля состояния ГТД по термогазодинамическим параметрам и сформулированы задачи контроля. Подробно описан контроль состояния ГТД по результатам наземного опробования двигателей. Большое внимание уделено контролю систем автоматического регулирования. Выделена специфика контроля состояния ГТД по данным полетной информации.

При рассмотрении вопросов диагностирования ГТД по термогазодинамическим параметрам изложены принципы диагностирования, основанные на использовании математических моделей. Описано влияние неисправностей на характеристики отдельных узлов и систем ГТД. Сформулированы требования к математической модели ГТД, используемой в задачах диагностирования.

Дано описание различных типов ГТД линейными математическими моделями и изложены способы определения коэффициентов влияния. Рассмотрены вопросы влияния точности измерения термогазодинамических параметров на результаты диагностирования.

При описании конкретных методов диагностики изложены методы линейных диагностических матриц, диагностика по расстоянию в пространстве признаков, вероятно-детерминированный метод диагностики ГТД.

Приведены примеры применения методик диагностирования ГТД по термогазодинамическим параметрам.

При изложении вопросов диагностики ГТД по виброакустическим параметрам дана классификация этих процессов, приведены сведения о характеристиках и параметрах, используемых для описания различных классов виброакустических процессов.

Поскольку в вибрационной диагностике важное значение имеет правильный выбор методов и средств измерения и анализа виброакустических процессов, приведены сведения об этих методах и средствах. Дано описание систем измерения виброакустических процессов, их структуры и назначения отдельных элементов этих систем. Приведена подробная информация о датчиках вибрации, о принципах их действия и устройстве. Рассмотрены основные виды анализа виброакустических процессов и области их применения. Показана применимость тех или иных видов анализа к решению задач виброакустической диагностики.

Дано описание источников и причин возбуждения виброакустических процессов различными узлами ГТД. Рассмотрены причины возбуждения вибрации роторами, подшипниковыми и лопаточными узлами, зубчатыми передачами и процессами в газозвдушном тракте ГТД. Представлены математические модели, используемые для описания виброакустических процессов, возбуждаемых этими узлами. Приведен синтезированный обобщенный спектр вибрации ГТД. Изложен принцип идентификации спектральных характеристик виброакустических процессов.

Далее рассмотрены вопросы контроля вибрации ГТД (назначение и принципы контроля вибрации, сведения о бортовой аппаратуре контроля вибрации ГТД). Изложена методика контроля изменения технического состояния ГТД по показаниям бортовой аппаратуры.

При освещении вопросов диагностирования ГТД и их узлов по виброакустическим параметрам рассмотрен ряд типовых неисправностей.

Приведены диагностические признаки различных причин изменения роторной вибрации (механического, теплового и аэродинамического дисбалансов). Показана возможность использования линий скольжения роторов для выявления двигателей, склонных к забросам вибрации.

Дано описание четырех методов диагностирования подшипников качения. Освещены достоинства и недостатки этих методов. Приведены некоторые сведения об информативных частотах спектра огибающей вибрации, соответствующих ряду неисправностей подшипников. Приведены примеры диагностирования подшипниковых узлов.

При описании методов виброакустической диагностики дефектов лопаточных узлов и неустойчивых режимов их работы указывается, что для их выявления применяются методы прямого спектра, спектра огибающей, кепстра. Даны сведения об информационных частотных составляющих, появление которых свидетельствует о наличии того или иного дефекта. Показана возможность диагностирования предсрывных режимов работы компрессоров путем анализа пульсаций давления в проточной части двигателя.

Приведены сведения о диагностировании зубчатых передач, дан список информативных частотных составляющих спектра вибрации и спектра ее огибающей, появление которых свидетельствует о наличии того или иного дефекта.

Пособие подготовлено на основе материалов, полученных лично авторами, обобщения сведений, приведенных в литературе, обширный список которой прилагается, а также данных информационных порталов и сайтах по диагностике, список которых приведен в приложении 4. Все разделы пособия снабжены списком контрольных вопросов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Положение о комплексной системе диагностирования изделий авиационной техники с применением обмена информации на этапах эксплуатации и ремонта. — М.: МГА, 1989.-121 с.
2. ГОСТ 20911-89. Техническая диагностика. Термины и определения.
3. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Термины и определения.
4. ГОСТ 19919-74. Контроль автоматизированный технического состояния изделий авиационной техники. Термины и определения.
5. Технические средства диагностирования: справочник/ В.В. Клюев, П.П. Пархоменко, В.Е. Абрамчук и др.; под общ. ред. В.В. Клюева — М.: Машиностроение, 1989.
6. Киселев Ю.В. Основы теории технической диагностики: учеб. пособие/ Ю.В. Киселев — Самара: СГАУ, 2004.
7. Сакач, Р.В. Безопасность полетов/ Р.В. Сакач — М.: Транспорт, 1998.
8. Техническая эксплуатация летательных аппаратов: учеб. для вузов/ Н.Н. Смирнов, Н.И. Владимиров, Ж.С. Черненко и др.; под ред. Н.Н. Смирнова. — М.: Транспорт, 1990.
9. Ямпольский, В.И. Контроль и диагностирование гражданской авиационной техники/ В.И. Ямпольский, Н.И. Белоконь, Б.Н. Пилипосян — М.: Транспорт, 1990.
10. Пивоваров, В.А. Прогрессивные методы технической диагностики/ В.А. Пивоваров — М.: РИО МГТУГА, 1999.
11. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей: учеб. пособие./ Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, К.А. Малиновский и др. — М.: Высш. шк., 2002.
12. Коллакот, Р.А. Диагностирование механического оборудования/ Р.А. Коллакот; пер. с англ. — Л.: Судостроение, 1980.
13. Контроль технической исправности самолетов и вертолетов: справочник/ под ред. В.Г. Александрова — М.: Транспорт, 1976.
14. Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий: справочник. В 2 кн./ под ред. В.В. Клюева — М.: Машиностроение, 1986.

15. Сиротин, Н.Н. Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей/ Н.Н. Сиротин — М.: РИА «ИМ – Информ», 2002.

16. Третьяков, О.Н. Методы и средства эксплуатационного сопровождения ресурса авиационных ГТД/ О.Н. Третьяков — М.: Изд-во МАТИ, 1999.

17. Пивоваров, В.А. Дефектоскопия гражданской авиационной техники/ В.А. Пивоваров, О.Ф. Машошин — М.: Транспорт, 1994.

18. Ермаков, Г.И. Диагностирование технического состояния авиационных двигателей путем анализа работавшего масла/ Г.И. Ермаков — М.: ЦНТИ ГА, 1985.

19. Симбирский, Д.Ф. Температурная диагностика двигателей/ Д.Ф. Симбирский — Киев: Техника, 1976.

20. Госсорг, Ж. Инфракрасная термография/ Ж. Госсорг — М.: Мир, 1988.

21. Вибрация в технике: справочник. В 6 т. /ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) — М.: Машиностроение, 1979. - Т. 5 /под ред. М.Д. Генкина, 1981.

22. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов/ М.Д. Генкин, А.Г. Соколова — М.: Машиностроение, 1987.

23. Дорошко, С.М. Контроль и диагностирование технического состояния газотурбинных двигателей по вибрационным параметрам/ С.М. Дорошко — М.: Транспорт, 1984.

24. Карасев, В.А. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей/ В.А. Карасев, В.П. Максимов, М.К. Сидоренко — М.: Машиностроение, 1978.

25. Карасев, В.А. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы/ В.А. Карасев, А.Б. Ройтман — М.: Машиностроение, 1986.

26. Ахметзянов, А.М. Диагностика состояния ВРД по термогазодинамическим параметрам/ А.М. Ахметзянов, Н.Г. Дубравский, А.П. Тунаков — М.: Машиностроение, 1983.

27. Епишев, Н.И. Техническое диагностирование ГТД по параметрам, регистрируемым при работе двигателя/ Н.И. Епишев — Куйбышев: КуАИ,

1985.

28. Сироткин, Н.Н. Техническая диагностика авиационных газотурбинных двигателей/ Н.Н. Сироткин, Ю.М. Коровкин — М.: Машиностроение, 1979.

29. Люлько, В.И. Эксплуатация авиационных двигателей по техническому состоянию/ В.И. Люлько — М.: МГУ, 2001.

30. Чичков, Б.А. Модели и параметрическая диагностика авиационных двигателей: учеб. пособие/ Б.А Чичков — М.: МГТУГА, 2005.

31. Степаненко, В.П. Практическая диагностика авиационных ГТД/ В.П. Степаненко — М.: Транспорт, 1985.

32. В мире неразрушающего контроля: журн. 2003. №2.

33. Машошин, О.Ф. Оптимизация процессов диагностирования авиационной техники с использованием критериев информативности: сб. тр. науч. конф. ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского/ О.Ф. Машошин — М., 2002.

34. Машошин, О.Ф. Информационное обеспечение процессов диагностирования авиационной техники: науч. вестн. МГТУ ГА/ О.Ф. Машошин, А.В. Бигус — М., 2002. №49.

35. Основы технической диагностики. Модели объектов, методы и алгоритмы диагноза/ В.В. Карибский, П.П. Пархоменко, Е.С. Согомонян и др.; под ред. П.П. Пархоменко — М.: Энергия, 1976.

36. Теория авиационных воздушно-реактивных двигателей/ под ред. С.М. Шляхтенко — М.: Машиностроение, 1974.

37. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей/ под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. — М.: Машиностроение, 1979.

38. Кеба, И.В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей/ И.В. Кеба — М.: Транспорт, 1980.

39. Солохин, Э.Л. Испытание воздушно-реактивных двигателей/ Э.Л. Солохин — М.: Машиностроение, 1975.

40. Смирнов, Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений/ Н.В. Смирнов, И.В. Дужин-Барковский — М.: Наука, 1969.

41. Холщевников, К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин/

К.В. Холщевников — М.: Машиностроение, 1970.

42. Черкиз, А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений/ А.Я. Черкиз — М.:Машиностроение, 1975.

43. Теория автоматического управления силовыми установками летательных аппаратов/под редакцией Шевякова А.А.—М.:Машиностроение, 1976.

44. Эрбан, Л.А. Выбор параметров для диагностики дефектов газотурбинных двигателей: тр. американского общества инженеров-механиков. Энергетические машины и установки/ Л.А. Эрбан. Серия А. 1975. № 2.

45. Биргер, И.А. Техническая диагностика/ И.А. Биргер — М.: Машиностроение, 1978.

46. Епишев, Н.И. Техническое диагностирование ГТД по термогазодинамическим параметрам/ Н.И. Епишев, В.И. Кочуров — Куйбышев: КуАИ, 1990.

47. Епишев, Н.И. Метод поузловой диагностики проточной части при ограниченном объеме информации: сб. науч. тр.// Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: / Н.И. Епишев, В.И. Кочуров — Куйбышев, 1987. - С. 69-74.

48. Гриценко, Е.А. Защита и диагностика конвертированного авиационного ГТД НК-16СТ. Техника воздушного флота/ Е.А. Гриценко, Н.И.Епишев, К.А. Жуков. 1993. № 2-3. - С. 49-52.

49. Сидоренко, М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей/ М.К. Сидоренко — М.: Машиностроение, 1978.

50. Корн, Г.А. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г.А. Корн, Т.М. Корн — М.: Наука, 1973.

51. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: справочник. В 2 кн./ под ред. В.В. Ключева — М.: Машиностроение, 1978.

52. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах. /В.П. Максимов, И.В.Егоров, В.А. Карасев—М.: Машиностроение, 1987.

53. <http://vibration.narod.ru>

54. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учеб. пособие/ А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев — СПб.: Изд. Центр СПбГМТУ, 2000.

55. <http://www.vibrocenter.ru/atlant8.htm>

56. Киселев, Ю.В. Экспериментальное исследование особенностей возбуждения высокочастотной вентиляторной вибрации: сб. науч. тр.// Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ Ю.В. Киселев — Куйбышев: КуАИ, 1986. - С. 76-81.

57. <http://www.nitskd.ru/tc183/>

58. ГОСТ 26382-84. Двигатели газотурбинные гражданской авиации. Допустимые уровни вибрации и общие требования к контролю вибрации.

59. Левит, М.Е. Вибрация и уравнивание роторов авиадвигателей/ М.Е. Левит, В.П. Ройзман — М.: Машиностроение, 1970.

60. Динамика авиационных газотурбинных двигателей/ под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шора. — М.: Машиностроение, 1981.

61. Вильнер, П.Д. Аэродинамическая неоднородность колесатурбомшины и ее диагностика: сб. науч. тр.// Физические методы исследования шумообразования и акустическая диагностика в машиностроении/ П.Д. Вильнер, М.А. Караблин — Куйбышев, 1978. - С. 25-26.

62. Киселев, Ю.В. Исследование влияния неоднородности рабочего колеса вентилятора на структуру вибрационных процессов: сб. науч. тр.// Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ Ю.В. Киселев — Куйбышев: КуАИ, 1983. - С. 65-71.

63. Киселев, Ю.В. Исследование аномалий линий скольжения роторов ГТД с повышенной вибрацией: тез. докл. XXVI межд. НТ совещан. по динам. и прочн. двиг./ Ю.В. Киселев — Самара, 1996.

64. Киселев, Ю.В. Особенности вибрационного поведения многороторного ГТД на переходных режимах: тез. док. XXVIII межд. НТ конф. по динам. и прочн. двиг./ Ю.В. Киселев — Самара, 2001.

65. <http://www.vibrotek.ru>

66. Канунников, И.П. Некоторые особенности спектрального состава виброакустических процессов при срывных режимах работы компрессоров:

сб. науч. тр.// Физические методы исследования шумообразования и акустическая диагностика в машиностроении/ И.П. Канунников — Куйбышев, 1978. - С. 46-47.

67. Варжицкий, Л.А. Моделирование спектра кромочных следов для диагностики осевого компрессора: сб. науч. тр.// Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов/ Л.А. Варжицкий, Ю.В. Киселев, М.К. Сидоренко — Куйбышев: КуАИ, 1987. - С. 33-39.

Приложение 1

Линейная математическая модель турбовального двигателя со свободной турбиной

Входное устройство:

$$\left. \begin{aligned} 1) \delta P_{BX}^* &= \delta P_H + \delta \sigma_{BX} \\ 2) \delta T_{BX}^* &= \delta T_H \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Компрессор:

$$\left. \begin{aligned} 1) \delta G_B - \delta G_{BPP} - \delta P_{BX}^* + 0,5 \cdot \delta T_{BX}^* &= 0; \\ 2) \delta G_{BPP} - K_{2\pi K} \cdot \delta \pi_K^* &= K_{2G^B} \cdot \delta G_{BPP}^*; \\ 3) \delta \pi_K^* + \delta P_{BX}^* - \delta P_K^* &= 0 \\ 4) \delta T_K^* - \delta T_{BX}^* - K_{4\pi K} \cdot \delta \pi_K^* + K_{4\eta K} \cdot \delta \eta_K &= 0 \\ 5) \delta \eta_K - K_{5GB} \cdot \delta G_{BPP} &= K_{5\eta K} \cdot \delta \eta_K^* - K_{5G^B} \cdot \delta G_{BPP}^*; \\ 6) \delta N_K - \delta G_B - K_{6\pi K} \cdot \delta \pi_K^* + \delta \eta_K - \delta T_{BX}^* &= 0 \\ 7) \delta G_B - \delta G_{омб} &= 0 \\ 8) \delta n_K - 0,5 \cdot \delta T_{BX}^* &= \delta n_{КПД}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Величины δG_{BPP}^* и $\delta \eta_K^*$ представляют относительные смещения напорной характеристики компрессора по горизонтали и характеристики КПД по вертикали в соответствии со схемой (рис.2.9).

Камера сгорания:

$$\left. \begin{aligned} 1) \delta T^*_{\Gamma} + \delta G_{\Gamma} - K_{1GB} \cdot \delta G_B - K_{1TK} \cdot \delta T^*_K - K_{1GT} \cdot \delta G_T &= 0; \\ 2) \delta P^*_{\Gamma} - \delta P^*_K &= \delta \sigma_{\Gamma}; \\ 3) \delta G_{\Gamma} - K_{3GB} \cdot \delta G_B + K_{3ГОТБ} \cdot \delta G_{ОТБ} - K_{3GT} \cdot \delta G_T &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Турбина компрессора:

$$\left. \begin{aligned} 1) \delta N_{Tk} - \delta G_{\Gamma} - \delta T^*_{\Gamma} - \delta \eta^*_{Tk} - K_{1\pi Tk} \cdot \delta \pi^*_{Tk} &= 0; \\ 2) \delta P^*_{\Gamma} - \delta \pi^*_{Tk} - \delta P^*_{Tk} &= 0; \\ 3) \delta N_K - \delta N_{Tk} &= \delta \eta_M; \\ 4) \delta G_{\Gamma} - \delta P^*_{\Gamma} + 0,5 \cdot \delta T^*_{\Gamma} - \delta q(\lambda_{CA}) &= \delta F_{CA}; \\ 5) \delta q(\lambda_{CA}) &= 0; \\ 6) \delta \eta^*_{Tk} - K_{6\pi 2Tk} \cdot (\delta n_{Tk} - 0,5 \cdot \delta T^*_{\Gamma}) - K_{6\pi 1Tk} \cdot (\delta n_{Tk} - 0,5 \cdot \\ K_{6\pi} \cdot \delta T^*_{\Gamma} + 0,5 \cdot K_{6TK} \cdot \delta T^*_{TK}) &= K_{6\eta TK} \cdot \delta \eta^*_{TK}; \\ 7) \delta n_K - \delta n_{TK} &= 0; \\ 8) \delta G_{CB} - \delta G_{\Gamma} &= 0; \\ 9) \delta T^*_{TK} - \delta T^*_{\Gamma} + K_{9\eta TK} \cdot \delta \eta^*_{TK} - K_{9\pi TK} \cdot \delta \pi^*_{TK} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Свободная турбина:

$$\left. \begin{aligned}
 1) & \delta G_{CBП} + 0,5 \cdot K_{1TK} \cdot \delta T_{TK}^* - 0,5 \cdot K_{1TCB} \cdot \delta T_{CB}^* = \delta G_{CB} + \\
 & + K_{1n_{CB}} \cdot \delta n_{CB}; \\
 2) & \delta G_{CBП} - \delta G_{CB} - 0,5 \cdot \delta T_{TK}^* + \delta P_{TK}^* = 0; \\
 3) & \delta G_{CB} - \delta G = 0; \\
 4) & \delta P_{TK}^* - \delta P_{CB}^* - \delta \pi_{TCB}^* = 0; \\
 5) & \delta T_{CB}^* - \delta T_{TK}^* + K_{5\eta TCB} \cdot \delta \eta_{TCB}^* - K_{5\pi TCB} \cdot \delta \pi_{TCB}^* = 0; \\
 6) & \delta N_e = \delta G_{CB} - \delta T_{TK}^* - \delta \eta_{\Sigma CB} - K_{6\pi \Sigma} \cdot \delta \pi_{\Sigma CB} = 0; \\
 7) & \delta \eta_{\Sigma CB} - \delta \eta_{TCB}^* - K_{7\pi TCB} \cdot \delta \pi_{TCB}^* - K_{7\pi \Sigma} \cdot \delta \pi_{\Sigma CB} = 0; \\
 8) & \delta \eta_{TCB}^* + K_{8\pi 2CB} \cdot 0,5 \cdot \delta T_{TK}^* + 0,5 \cdot K_{8\pi 1CB} \cdot K_{8TTK} \cdot \delta T_{TK}^* - \\
 & - 0,5 \cdot K_{8\pi 1CB} \cdot K_{8TCB} \cdot \delta T_{CB}^* = K_{8\eta' CB} \cdot \delta \eta_{TCB}' + \delta n_{CB} \cdot (K_{8\pi 2CB} + \\
 & + K_{8\pi 2CB}); \\
 9) & \delta n_{CBП} + 0,5 \cdot \delta T_{TK}^* = \delta n_{CB}; \\
 10) & \delta \pi_{\Sigma CB} - \delta P_{TK} = \delta P_H; \\
 11) & \delta C_e - \delta G_T + \delta N_e = 0.
 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Выходное устройство:

$$\left. \begin{aligned}
 1) & \delta P_C^* - \delta P_{CB}^* = \delta \sigma_C; \\
 2) & \delta G_C - \delta P_C^* + 0,5 \cdot \delta T_C^* - \delta q(\lambda_C) = \delta F_C; \\
 3) & \delta q(\lambda_C) - 0,5 \cdot K_{3\pi C} \cdot \delta \pi = 0; \\
 4) & \delta \pi_C - \delta P_C^* = \delta P_H; \\
 5) & \delta T_C^* - \delta T_{CB}^* = 0.
 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Приложение 2

Коэффициенты взаимного влияния параметров.

Двигатель НК-12СТ, $n_{КПР}=8400\text{об/мин}$, $\beta_{ВНА}=20^0$

$\delta y_i \delta y_j$	$\delta \sigma_{BX}$	$\delta \eta_K$	δG_B	$\delta \sigma_\Gamma$	δF_{CA}	$\delta \eta_{TK}$	δG_{CB}	$\delta \eta_{TCB}$	δF_C	$\delta \sigma_C$	$\delta \eta_M$
δG_B	1	0,01	1,00	0,03	0,02	0,02	0,01	-	-	-	0
$\delta \pi_K^*$	-	-0,62	1,44	-1,34	-0,81	-0,79	-0,52	-	-	-	-0,61
δT_K^*	-	-0,68	0,49	-0,39	-0,23	-0,22	-0,15	-	-	-	-0,18
δG_T	1	-1,98	2,26	-0,98	0,92	-2,84	-1,89	-	-	-	-2,21
δT_Γ^*	-	-1,39	0,86	-0,69	0,34	-1,55	-1,02	-	-	-	-1,37
δT_{TK}^*	-	-1,36	0,82	-0,66	0,6	-1,86	-1,24	-	-	-	-1,34
$\delta \pi_{TK}^*$	-	0,05	0,03	-0,04	-1,13	0,12	1,09	-	-	-	-
δT_{CB}^*	-0,09	-1,3	0,68	-0,63	0,57	-1,75	-1,01	-0,15	-0,08	-0,18	-1,27
$\delta \pi_{TCB}^*$	0,55	-0,36	0,77	-0,17	0,17	-0,5	-1,28	-	0,49	1,04	-0,36
$\delta \pi_{\Sigma CB}^*$	1	-0,67	1,41	-0,30	0,32	-0,91	-1,61	-	-	-	-0,66
δN_e	1,66	-1,76	2,75	-0,81	0,81	-2,41	-2,84	1	0,58	1,24	-1,72
$\delta \eta_E$	0,66	0,19	0,49	0,6	-0,09	0,4	-0,99	1	0,58	1,24	0,46

Приложение 3

Коэффициенты взаимного влияния параметров.

Двигатель НК-8-2У, $n_{\text{ндр}} = 51650 \text{ об/мин}$

	$\delta G_{\text{ВН}}$	$\delta \eta_{\text{ВН}}$	$\delta G_{\text{КНД}}$	$\delta \eta_{\text{КНД}}$	$\delta G_{\text{КВД}}$	$\delta \eta_{\text{КВД}}$	$\delta F_{\text{СА}}$	$\delta \eta_{\text{ТВД}}$	$\delta G_{\text{ТНД}}$	$\delta \eta_{\text{ТНД}}$
$\delta G_{\text{КНД}}$	0,5	-0,1	0,8	0,0	0,0	0,4	-0,2	0,6	0,38	-0,2
$\delta G_{\text{ВН}}$	1,1	0,1	-0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,2	0,1
δG_{Σ}	0,8	0,0	0,3	0,0	0,0	0,2	-0,1	0,2	0,3	0,0
$\delta \pi_{\text{КНД}}$	-0,4	0,1	1,2	0,0	0,0	-0,4	0,2	-0,6	-1,3	0,2
$\delta \pi_{\text{КВД}}$	1,6	-0,4	-0,3	-0,3	0,0	0,6	-1,5	0,9	2,2	-0,7
$\delta \pi_{\text{ВН}}$	1,1	-0,1	0,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,3	-0,2
$\delta \pi_{\text{ТВД}}$	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	-1,1	0,1	1,3	0,0
$\delta \pi_{\text{ТНД}}$	-0,2	-0,1	0,3	-0,1	0,0	0,1	-0,1	0,2	-0,9	-0,1
$\delta \eta_{\text{ВД}}$	0,6	-0,1	0,1	-0,3	-1,0	0,4	-0,4	0,6	1,1	-0,3
$\delta T^*_{\text{ТНД}}$	1,4	-0,3	0,1	-0,5	0,0	-0,6	0,3	-0,6	0,2	-0,8
$\delta G_{\text{Т}}$	2,6	-0,6	0,7	-1,0	0,0	-0,4	0,2	-0,5	1,0	-1,2
δP	1,6	0,0	0,6	0,1	0,0	0,4	-0,2	0,6	0,6	-0,1

Приложение 4

Информационные порталы по диагностике

Российские порталы и сайты

<http://www.ndt.ru>
<http://www.eltest.ru>
<http://www.ndt-polytest.com>
<http://www.acsys.ru>
<http://www.diaagnost.ru>
<http://www.vibrotek.com>
<http://www.dynamics.ru>
<http://www.ndt-market.com>
<http://www.panatest.ru>
<http://www.technotest.ru>
<http://www.luch.ru>
<http://www.mikroakustika.ru>
<http://www.pacndt.com>
<http://www.kauko.ru>
<http://www.ntnk.ru>
<http://www.td.ru>
<http://www.spektr-msia.ru>
<http://www.piggingassnppsa.com/diascan.htm>
<http://www.pergam.ru>

Международные порталы и сайты

<http://www.ndt.net>
<http://www.ndtautomation.com>
<http://www.vibrometrics.com>
<http://www.qslplus.com>
<http://www.vallen.de>
<http://www.uatechnology.org>
<http://www.plant-maintenance.com>
<http://www.newstandardinstitute.com>
<http://www.maintenanceWorld.com>
<http://www.maintenanceresources.com>
<http://www.stocktoninfrared.com>
<http://www.equipment-reliability.com>

Учебное издание

Киселев Юрий Витальевич
Епишев Николай Иванович

**ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
И ИХ УЗЛОВ ПО ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИМ
И ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ**

Учебное пособие

Редактор *Т.К. Кретинина*
Компьютерная верстка *А.А. Валуев*
Доверстка

Подписано в печать _____ г. Формат 60х84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 11,75.

Тираж 120 экз. Заказ _____ ИП-124/2007

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.