

## Введение

Тенденции развития современного газотурбинного двигателестроения, определяемые требованиями экономичности, характеризуются ростом удельных параметров двигателя, уменьшением массы конструкции, увеличением нагрузок, действующих на узлы и детали. По сравнению с ПГД разработки 90-х годов двигатель нового поколения должен иметь в 1,5–2 раза меньшие удельные вес и объем, на 20–30% меньший расход топлива. При этом должен быть обеспечен качественно новый уровень его эксплуатационных характеристик: увеличенные на 50–60% надежность, ресурс двигателя, пониженная в 2 раза трудоемкость технического обслуживания, что в совокупности обуславливает снижение в 1,5 раза стоимости жизненного цикла. В 70-е годы на создание ГТД уходило 7–10 лет, в настоящее время для обеспечения конкурентоспособности новый двигатель необходимо создавать за 4–6 лет.

Обеспечение динамической прочности авиационных двигателей относится к разряду наиболее сложных проблем, возникающих при разработке новых ГТД и их эксплуатации. К основным показателям качества двигателя, характеризующим степень его совершенства, относятся надежность и ресурс. Улучшение этих показателей связано с необходимостью снижения динамической нагруженности узлов двигателя, так как большинство дефектов ГТД вызвано действием переменных нагрузок, резко возрастающих в условиях резонанса, когда частота собственных колебаний детали совпадает с частотой возмущающей силы.

Систематическое наблюдение за вибрационным состоянием элементов двигателя на всех этапах производства, испытаний и эксплуатации позволяет на ранних стадиях выявлять некоторые дефекты и оценивать техническое состояние двигателя (вибрационная диагностика), что способствует повышению его ресурса и надёжности.

Рабочая лопатка является одной из наиболее напряженных и ответственных деталей ГТД. Последствия разрушения лопаток являются очень

тяжелыми для двигателя и самолета, вызывая выход из строя моторной установки, возможный пожар и повреждения фюзеляжа. В результате анализа данных ИКАО (международная организация гражданской авиации) по наблюдению за состоянием авиационных ГТД установлено, что наиболее частой причиной отказов является неисправность деталей проточной части двигателя. При этом на долю лопаток приходится около 30 % всех отказов. Из них приблизительно 42 % составляют усталостные разрушения и еще 33 % – сочетание малоциклового усталости и вибрационных напряжений.

Задача исключения резонанса лопатки на максимальном рабочем режиме ГТД является важнейшей для обеспечения надежной работы изделия. Поэтому расчету форм и частот собственных колебаний лопаток ГТД на этапе проектирования всегда уделяется большое внимание.

# 1 Виды колебаний лопаток в авиационных двигателях в рабочих условиях и способы их устранения

## 1.1 Основные сведения о частотных характеристиках (ЧСК) деталей

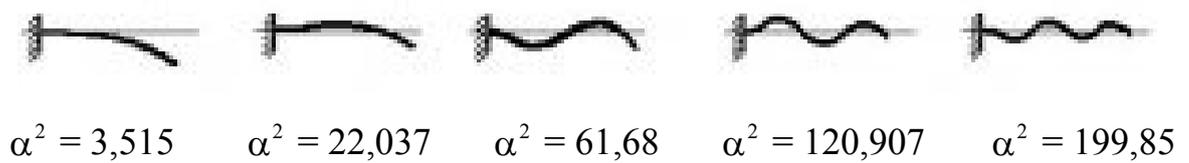
Каждая деталь имеет бесконечное количество ЧСК, образующих спектр. Каждой частоте собственных колебаний соответствует своя форма колебаний. Форма колебаний определяется картиной знакопеременных смещений или прогибов и положением узловых линий. В узловых линиях перемещения бесконечно малы и считаются нулевыми. По разные стороны узловых линий смещения колеблющихся участков находятся в противофазе. Совокупность форм колебаний детали образуют спектр форм. Способ крепления детали изменяет спектр частот и форм колебаний. Существуют методы расчёта частот и форм собственных колебаний деталей.

Расчётная формула для определения частот изгибных колебаний балок имеет следующий вид:

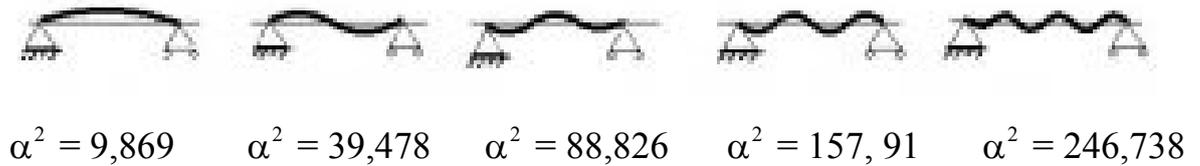
$$f = \alpha^2 / 2\pi l^2 \cdot \sqrt{EI / m} \quad (0.1)$$

где  $l$  – длина балки,  $EI$  – жёсткость балки на изгиб,  $m$  – погонная масса балки,  $\alpha$  – расчётный коэффициент.

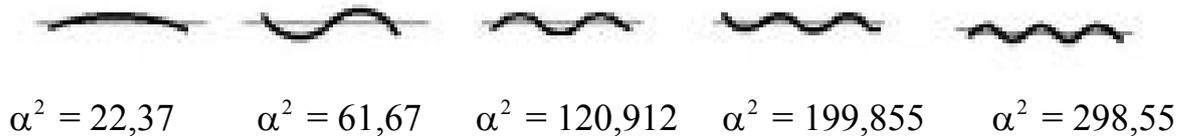
Ниже (рис. 1.1-1.3) приведены формы изгибных колебаний балки при различных способах крепления. Значения ЧСК одной и той же балки при различных способах крепления и различных формах зависят только от  $\alpha^2$ . Значения  $\alpha^2$  приведены на рисунках. По ним нетрудно видеть, как изменяются собственные частоты, в зависимости от способа крепления и формы колебаний.



**Рис.1.1.** Консольная балка



**Рис.1.2.** Балка с опертыми концами



**Рис.1.3.** Свободная балка

В таблице 1.1 представлен спектр рисунков узловых линий эталонной пластинки при изгибных формах колебаний, а в таблице 1.2 аналогичный спектр осесимметричного диска [1].

Значения ЧСК соответствующим формам возрастают в рядах, как по горизонтали, так и по вертикали. В таблицах значения  $m$  и  $n$  определяют число узловых линий проходящих через оси симметрии.

Направления прогибов, представленных в таблице 1.1, перпендикулярны плоскости пластины. Наряду с этим имеются формы колебаний, у которых направления прогибов лежат в плоскости пластин. Однако в этом случае собственные частоты из-за высокой жёсткости настолько велики, что они не имеют практической значимости.

Представленные формы колебаний характерны для плоских деталей. Реальные детали, как правило, имеют более сложную геометрию. Поэтому и формы колебаний у реальных деталей более сложны.

Таблица 1.1

$\begin{matrix} m \\ n \end{matrix}$	1	2	3	4
1				
2				
3				
4				

Таблица 1.2

$\begin{matrix} m \\ n \end{matrix}$	0	1	2	3
1				
2				
3				

Знание ЧСК позволяет конструкторам избежать условий работы конструкции на длительных эксплуатационных режимах при частотах, близких резонансным. Изменение спектра ЧСК конструкции может служить в качестве признака появления и развития дефекта. При исследовании разрабатываемых деталей газотурбинной техники иногда используются методы определения форм колебаний с помощью голографической интерферометрии, которые позволяют выявлять сложные формы колебаний в широком диапазоне частот. В данном пособии этот метод не рассматривается, так как он не применяется в практике производства и ремонта.

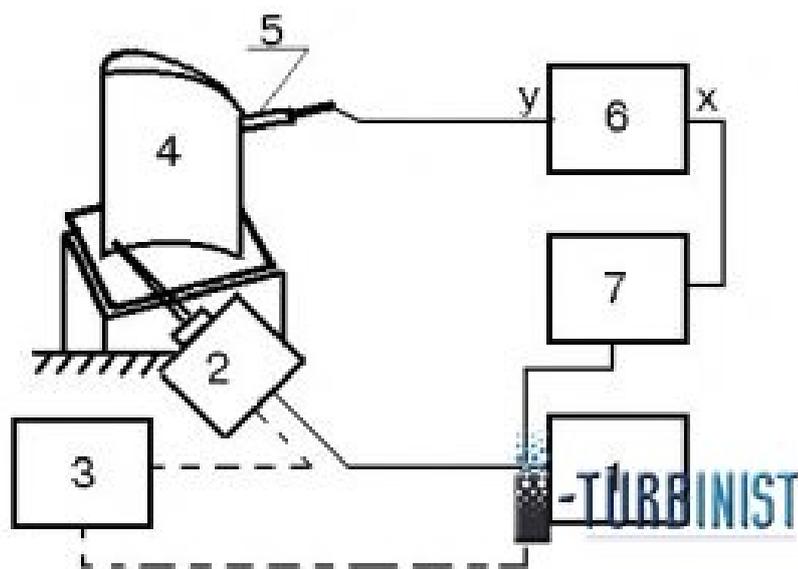
В практике ремонтных предприятий используется контроль ЧСК лопаток газотурбинных двигателей (ГТД) с целью проверки их соответствия техническим условиям. При ремонте турбин чаще всего контролируется первая форма колебаний. При производстве иногда контролируются частоты и формы в более широком диапазоне [2].

## **1.2 Методы и средства измерения ЧСК**

### **1.2.1 Метод измерения ЧСК с использованием вибровозбудителя колебаний переменной частоты**

Метод поясняется с помощью блок-схемы, приведенной ниже на рис.1.4.

С генератора 1 напряжение переменной частоты подаётся на вибровозбудитель 2 (при необходимости использования вибровозбудителя большой мощности используется усилитель мощности 3). Возбуждаемые колебания детали 4 воспринимаются пьезодатчиком (или щупом с датчиком) 5. Сигнал с датчика поступает на вход "У" осциллографа 6. На вход "Х" осциллографа через нормирующий делитель 7 подаётся напряжение с генератора.



**Рис.1.4.** Блок-схема измерения ЧСК с использованием вибровозбудителя колебаний переменной частоты

1 – генератор переменной частоты, 2 – вибровозбудитель, 3 – усилитель мощности, 4 – деталь, 5 – пьезодатчик, 6 – осциллограф, 7 – делитель

При наличии сигнала с датчика с частотой возбуждения на экране осциллографа будет регистрироваться эллипс. Если частота возбуждения, регистрируемая датчиком, будет отлична от частоты генератора, то на экране будет регистрироваться фигура, отличная от эллипса. Плавным изменением частоты генератора находится резонансная частота по максимальному значению сигнала, поступающего с датчика на вход "У". По шкале частоты генератора фиксируется значение резонансной частоты, соответствующее собственной частоте. С помощью данного метода можно определить резонансные частоты в широком диапазоне частот. Схема рис.4 используется также для определения форм колебаний. Для этого фиксируется положение вибровозбудителя, а щуп перемещается по детали. На узловой линии амплитуда сигнала с датчика, поступающего на вход "У", будет падать до 0, а при её пересечении фаза изменится на  $180^\circ$ . Изменение фазы контролируется по наклону эллипса на экране осциллографа. Сканируя щупом поверхность де-

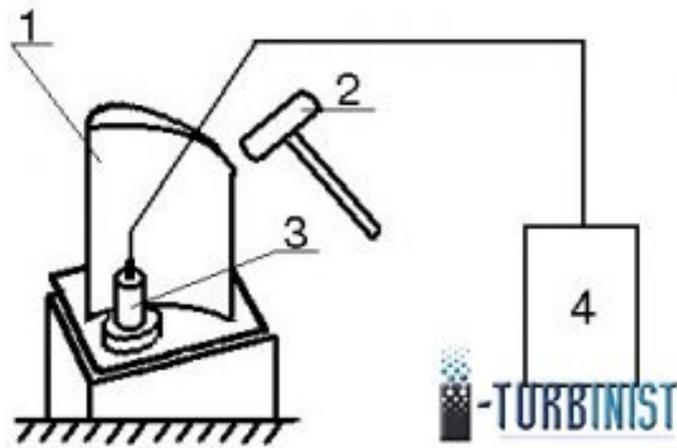
тали, можно нарисовать картину узловых линий. При консольном заземлении детали и возбуждении на низшей частоте узловая линия находится в заделке и смена фазы при сканировании поверхности детали не происходит. Следует отметить, что если для данной формы колебаний возбуждение будет осуществляться через узел колебаний, то колебания не будут возбуждаться и эта форма останется незамеченной [3].

Аналогичным образом можно определять картину узловых линий, если закрепить пьезодатчик и сканировать вибровозбудителем поверхность детали. Однако если присоединённая масса вибровозбудителя будет соизмерима с массой детали, то картина будет искажена.

### **1.2.2 Метод измерения ЧСК с использованием ударного возбуждения**

Схема реализации этого метода приведена ниже на рис.1.5. По данной схеме возбуждение детали 1 осуществляется молотком 2 с мягким наконечником. Колебания регистрируются с помощью акселерометра 3, подключённого на вход виброанализатора 4.

Современные анализаторы имеют функцию измерения ЧСК ударным методом. Из отечественных приборов такого класса наибольшее распространение получили виброанализаторы типа "Агат", "Кварц" фирмы "Диамех", в которых реализуется такая функция. Порядок работы с помощью данной функции приведён в техническом описании используемого анализатора. Такой метод эффективен и при определении резонансных свойств опорных конструкций агрегатов. Снятие ЧСК с помощью акселерометра и анализатора при ударном возбуждении лучше производить в режиме измерения ускорения, а не скорости и смещения. В режиме измерения скорости и смещения осуществляется одно или двукратное интегрирование. Затухающий процесс имеет широкий частотный спектр, который может выйти за область интегрирования. Это может привести к недостоверным результатам.



**Рис.1.5.** Схема измерения ЧСК с использованием ударного возбуждения.

1 – деталь, 2 – молоток с мягким наконечником, 3 – акселерометр,  
4 – виброанализатор типа "Агат", "Кварц"

### **1.3 Свободные и вынужденные колебания лопаток. Собственные частоты и формы колебаний лопаток**

До 60% поломок лопаток ГТД имеют усталостный характер и связаны с действием переменных напряжений при вибрациях. Поломка одной лопатки обычно приводит к лавинообразному процессу повреждения или разрушения других, нарушению балансировки ротора, помпажу и другим серьезным повреждениям двигателя. Для предупреждения вибрационных поломок при проектировании и доводке двигателя исследуются колебания лопаток. Обеспечение вибрационной прочности лопаток регламентируется «Нормами летной годности воздушных судов» [3].

Колебания лопатки в условиях работы на двигателе происходят под действием переменных газодинамических сил, обусловленных, главным образом, неравномерностью газового потока в проточной части. Эти силы изменяются во времени периодически, причем период равен времени одного оборота ротора.

Под действием периодической газодинамической нагрузки лопатка совершает вынужденные колебания. Изменение во времени перемещения  $U(x, y, z, t)$  некоторой точки с координатами  $x, y, z$  – периодическая функция времени, поэтому ее можно представить в виде суммы гармонических (т.е. изменяющихся во времени по закону синуса или косинуса) составляющих (в математике это называется разложением в ряд Фурье):

$$U(x, y, z, t) = U_0(x, y, z) + \sum_{i=1}^{\infty} U_i(x, y, z) \cdot \sin(p_i t + \varphi_i) \quad (0.2)$$

где  $i$  – номер гармоники;

$U_i(x, y, z)$  – амплитуда гармоники;

$p_i$  – частота гармоники;

$\varphi$  – фаза гармоники;

$U_0(x, y, z)$  – средняя величина перемещения.

Движение точки при колебаниях можно интерпретировать в соответствии с представлением (0.2) как сумму движений, происходящих по гармоническому закону.

Если лопатку вывести из положения равновесия (например, ударом) и предоставить действию сил инерции и упругости, исключив внешние нагрузки, она будет совершать свободные колебания относительно исходного положения. Пренебрегая потерями энергии, эти колебания можно рассматривать как незатухающие, а перемещения  $U(x, y, z, t)$  – как периодическую функцию времени. При свободных колебаниях, как и в случае вынужденных, перемещения представляют собой сумму гармонических колебаний и могут быть представлены в виде ряда (0.2) с нулевым средним значением перемещения  $U_0(x, y, z) = 0$  (свободные колебания происходят вокруг положения равновесия) [4].

Как показано в теории колебаний, и свободные, и вынужденные колебания складываются из гармонических составляющих, имеющих одинаковый набор (спектр) частот  $p_i$ . Эти частоты не зависят ни от способа возбуждения свободных колебаний, ни от внешних нагрузок при вынужденных колебаниях. Они зависят только от материала, формы и размеров самой лопатки и конструкции ее крепления, и поэтому называются собственными.

Функции  $U_i(x,y,z)$  в выражении (0.2) представляют собой распределение амплитуд соответствующих гармонических составляющих. Их можно интерпретировать как изменение формы лопатки при гармонических колебаниях с собственными частотами  $p_i$  в момент максимального отклонения от положения равновесия. В теории колебаний показано, что при различных способах возбуждения колебаний каждая из этих функций остается неизменной с точностью до постоянного множителя. Таким образом, характер распределения перемещений при гармонических колебаниях лопатки с любой из собственных частот не зависит от способа возбуждения колебаний, от него зависит лишь амплитуда. Закон распределения перемещений, который называют формой колебаний, как и собственная частота, зависит только от материала, формы и размеров лопатки и конструкции ее крепления. Как и собственные частоты, они являются фундаментальным свойством лопатки, поэтому их также называют собственными. Каждой собственной частоте колебаний лопатки соответствует своя собственная форма.

Очень важен в практическом отношении такой вид колебаний, когда из всех гармонических составляющих одна имеет амплитуду, значительно превышающую остальные. В этом случае в выражении (0.2) амплитуды всех гармоник  $U_i(x, y, z)$ , кроме одной, нужно приравнять нулю. Если пренебречь постоянной составляющей, то вместо суммы получим одно слагаемое:

$$U(x, y, z, t) = U_0(x, y, z) \cdot \sin(p_i t + \varphi_i) \quad (0.3)$$

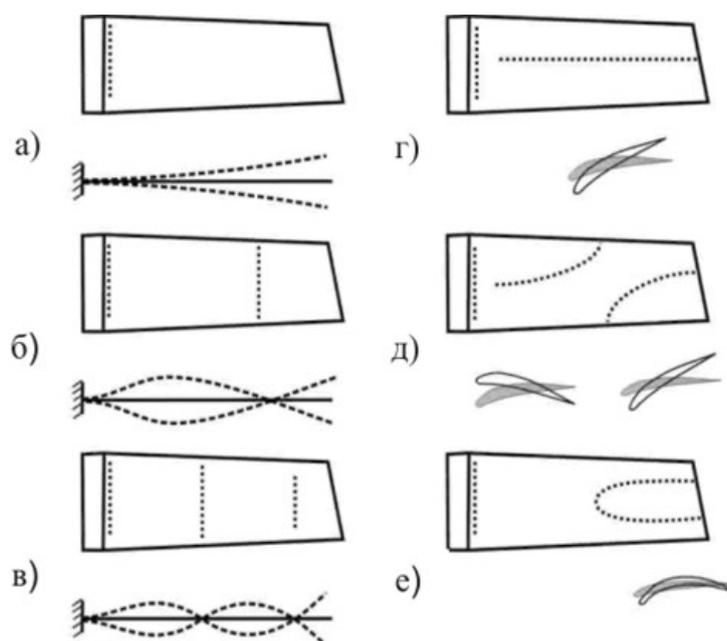
Как видно из (0.3), все точки лопатки двигаются синхронно по одному и тому же гармоническому закону во времени, одновременно проходя положение равновесия и одновременно достигая максимального отклонения. При этом колебания происходят с одной из собственных частот и имеют соответствующую ей собственную форму:

Такие колебания представляют наибольший практический интерес, поскольку они имеют большие амплитуды. Это происходит потому, что энергия колебаний не раскладывается на несколько слагаемых, соответствующих слагаемым в (0.2), а концентрируется в одном из них. Именно такие колебания возникают при резонансе. Создавая в специальных экспериментах резонансные режимы колебаний можно наблюдать собственные формы и определять собственные частоты.

Совокупность всех собственных форм колебаний и соответствующих им частот называют собственным спектром лопатки, характеризующим ее вибрационные свойства. Как видно из (0.2), лопатка, как и любая колебательная система, имеет, вообще говоря, бесконечное множество собственных форм и собственных частот колебаний [4].

Геометрическое место точек, остающихся неподвижными при гармонических колебаниях называется узловой линией. Узловые линии разделяют поверхность на области, где в каждый момент времени амплитуды вибрационных перемещений имеют противоположные знаки. Более высоким собственным частотам соответствуют формы колебаний с большим количеством узловых линий [5].

При классификации форм колебаний лопаток (рис.1.6) опираются на представление одиночной лопатки в виде балки или пластинки и преимущественный вид деформации при колебаниях по этой форме.



**Рис. 1.6.** Собственные формы колебаний лопаток

*a, б, в* – первая, вторая и третья изгибные; *г, д* – первая и вторая крутильная; *е* – пластиночная

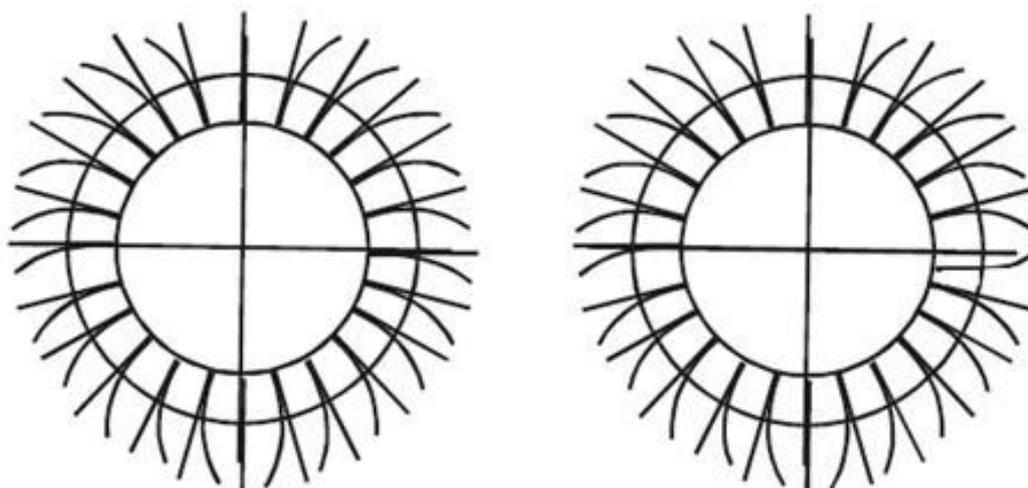
Принято выделять *изгибные, крутильные, пластиночные* собственные формы. Изгибные формы колебаний (рис.1.6, *a – в*) характерны тем, что в лопатке возникают деформации, при которых перпендикулярные оси лопатки сечения не изменяют своей формы, а лишь поворачиваются, оставаясь перпендикулярными к изогнутой оси лопатки. Изгиб происходит вокруг оси наименьшей жесткости сечения. Узловые линии ориентированы перпендикулярно продольной оси лопатки. В зависимости от числа узловых линий различают первую, вторую и т.д. изгибные формы.

Крутильные колебания лопатки совершаются относительно линии центров жесткости поперечных сечений. Поперечные сечения поворачиваются без искажения формы (рис. 1.6, *г, д*). При первой крутильной форме все поперечные сечения лопатки поворачиваются в одну сторону от положения равновесия, имеется одна продольная узловая линия и одна поперечная у корня. При второй крутильной форме верхняя и нижняя части лопатки поворачиваются в противоположных направлениях, поэтому кроме продольной узловой линии имеются две поперечные [6].

Между крутильными и изгибными формами колебаний существует связь, выражающаяся в том, что при изгибных колебаниях возникают деформации кручения и наоборот. Это происходит из-за несовпадения в общем случае центров масс сечений с центрами жесткостей и приводит к возникновению совместных изгибно-крутильных колебаний. Такие формы колебаний особенно характерны при близости собственных частот по изгибным и крутильным формам.

Пластиночные формы колебаний характеризуются тем, что форма поперечного сечения лопатки при колебаниях искажается. Узловые линии располагаются параллельно оси лопатки (рис.1.6, е). Следует отметить, что описанная классификация форм колебаний условна, перечисленные формы колебаний реализуются в чистом виде только в простейших случаях. Чаще встречаются более сложные формы колебаний, в которых можно выделить лишь преимущественный вид деформации.

Колебания бандажированных лопаток являются совместными (связанными). Формы таких колебаний более разнообразны, чем в случае одиночных лопаток (рис.1.7).



**Рис.1.7.** Связанные собственные колебания бандажированного рабочего колеса турбины (шесть узловых диаметров)

Различают формы колебаний, при которых сама лопатка имеет один узел в заделке и два узла - в заделке и бандаже. Кроме того формы различаются по количеству узловых диаметров. Так, например, при колебаниях с одним узловым диаметром лопатки, расположенные по разные стороны этого диаметра, колеблются в противофазе (рис. 1.7, а). При колебаниях с двумя узловыми диаметрами (рис. 1.7, б) в противофазе колеблются лопатки, расположенные в соседних четвертях окружности. Собственная частота связанных колебаний тем выше, чем меньше масса и больше жесткость бандажа.

Наибольший практический интерес собственные формы представляют с точки зрения прогнозирования характера распределения вибронапряжений в лопатке при резонансных колебаниях. При изгибных формах колебаний наибольшие напряжения возникают на входной и выходной кромках и спинке лопатки в сечениях с наибольшим изгибающим моментом. На рис. 8 показано распределение вибронапряжений в лопатке при колебаниях по первой и второй изгибной формам. Знание форм колебаний позволяет правильно определить места установки датчиков при проведении сложных экспериментов по определению величины вибронапряжений на работающем натурном двигателе [5].

#### **1.4 Классификация колебаний лопаток в рабочих условиях**

В зависимости от режима работы двигателя возможны следующие виды колебаний лопаток:

- а) резонансные колебания от окружной неравномерности потока на входе в двигатель, создаваемой воздухозаборником;
- б) резонансные колебания от впереди и сзади стоящих направляющих аппаратов;
- в) резонансные колебания от вращающегося срыва потока;

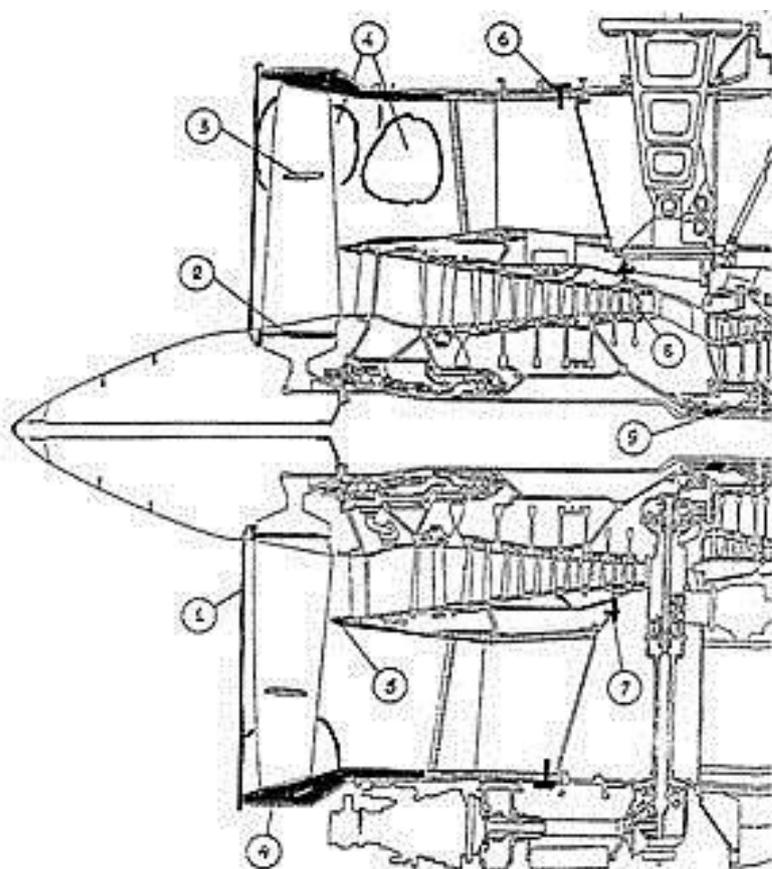
г) флаттер (автоколебания). Возникает при наличии взаимодействия лопаток через поток и диск.

д) случайные колебания, вызываемые пульсациями потока в воздухозаборнике и по тракту компрессора;

е) колебания лопаток при помпаже турбомашины;

ж) колебания лопаток от вибрационного горения в камере сгорания.

Типичные места возникновения перечисленных колебаний по тракту двигателя представлены на рис. 1.8.



**Рис. 1.8.** Схема расположения мест разрушения узлов при флаттере лопаток вентилятора:

1 - разрыв защитного фланца корпуса вентилятора;

2 - разрушение по елочному замку 2-х лопаток и трещины еще на 2-х лопатках;

3 - разрушение, перехлест и задиры по антивибрационным полкам;

- 4 - разрывы корпуса вентилятора;
- 5 - смещение вперед носка КСД;
- 6 - срез заклепочного соединения корпуса с силовым корпусом;
- 7 - срез шпилек крепления корпуса КСД с силовым корпусом;
- 8 - обрыв 2-х лопаток КСД;
- 9 - разрушение вала КСД.

При вращающемся срыве возникает окружная неравномерность потока, которая вращается со скоростью 50...80% от скорости вращения ротора в обратном направлении в системе координат колеса. Если частота возникающей при этом возбуждающей силы, не кратной частоте вращения, совпадает с частотой собственных колебаний лопаток, то также наступает явление резонанса. Появление вращающегося срыва зависит от многих факторов: угла атаки, температуры, частоты вращения и т.д. При эксплуатации двигателя на самолете в рабочем диапазоне оборотов вращающийся срыв не допускается. То есть вращающийся срыв может возникать только на нерасчетных режимах работы двигателя при отклонении от заданной программы регулирования, например при проведении экспериментальных работ [2].

В камерах сгорания двигателей летательных аппаратов вибрационное горение приводит к частичному или полному разрушению элементов конструкции, снижают надежность их работы. Поэтому обеспечение устойчивости процесса горения является серьезной проблемой, требующей больших материальных затрат, и занимает значительную часть времени в общей доводке двигателей. При вибрационном или пульсационном горении в основной или форсажной камерах сгорания также возникает периодическая сила, частота которой может совпасть с частотой собственных колебаний лопаток. Колебания при этом, как правило, возникают в осевом направлении, а частота колебаний также не кратна частоте вращения двигателя. В эксплуатации такие колебания весьма опасны и поэтому обычно не допускаются.

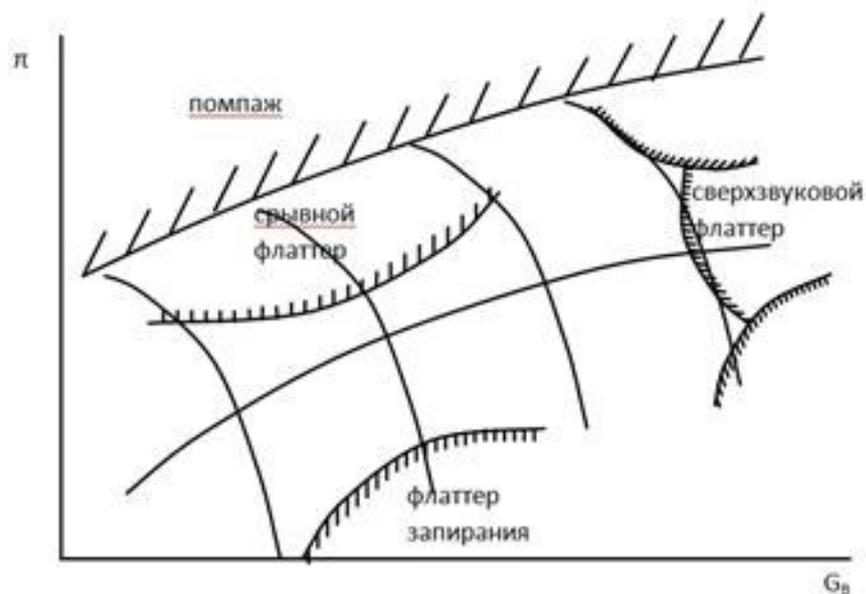
Постоянное стремление к снижению весовых характеристик и повышению аэродинамической нагруженности лопаток способствует появлению флаттера (автоколебаний) лопаток. Характерной особенностью этих колебаний лопаток является отсутствие какой-либо внешней периодической силы, которой можно было бы приписать возбуждение этих колебаний. Флаттер является наиболее опасным и наиболее часто встречающимся видом колебаний лопаток, который приводит к серьезным последствиям для двигателей и самолетов.

#### **1.4.1 Флаттер лопаточных венцов компрессоров**

*Флаттер* (автоколебания) венцов компрессорных лопаток – это самовозбуждающиеся колебания лопаток с незатухающей амплитудой, поддерживаемые переменными аэродинамическими силами, возникающими при колебательном движении лопаток из-за обратных связей. Возможность самовозбуждения и амплитуда таких колебаний существенно зависят от упруго-массовых характеристик и условий обтекания, определяемых оборотами ротора и положением рабочей точки на напорной характеристике, а также от величины давления и температуры воздуха. При возникновении автоколебаний рабочих лопаток, как правило, реализуется бегущая по вращению волна деформации.

В компрессорах ГТД известны несколько типов флаттера. Наиболее часто из них встречаются:

- срывной флаттер рабочих лопаток, который возникает, в основном, на пониженных приведенных оборотах при околосвуковом обтекании с повышенными углами атаки. Как правило, возникновению этого типа флаттера способствует смещение рабочей точки на характеристике рабочего колеса в сторону уменьшения расхода воздуха.



**Рис. 1.9.** Диаграмма рабочих режимов компрессора и границ флаттера

- сверхзвуковой флаттер, который возникает при сверхзвуковом обтекании с малыми углами атаки на приведенных оборотах, близких к максимальным.

- флаттер запираания, который возникает, как правило, на лопатках спрямляющих и направляющих аппаратов при смещении рабочей точки в сторону увеличения расхода воздуха. В основе механизма этого флаттера лежит процесс периодического смещения положения эффективного горла в межлопаточном канале в результате отрыва потока от поверхности лопаток и их относительного движения в процессе колебаний.

- связанный (решетчатый) флаттер лопаток. Этот вид флаттера возникает тогда, когда возбуждающие силы обусловлены колебаниями соседних лопаток.

Кратковременные автоколебательные явления могут быть также на режимах помпажа.

**Помпаж** – это срывной режим работы авиационного турбореактивного двигателя, нарушение газодинамической устойчивости его работы, сопро-

вождающийся хлопками, резким падением тяги и мощной вибрацией, которая способна разрушить двигатель. Воздушный поток, обтекающий лопатки рабочего колеса, резко меняет направление, и внутри турбины возникают турбулентные завихрения, а давление на входе компрессора становится равным или бóльшим, чем на его выходе.

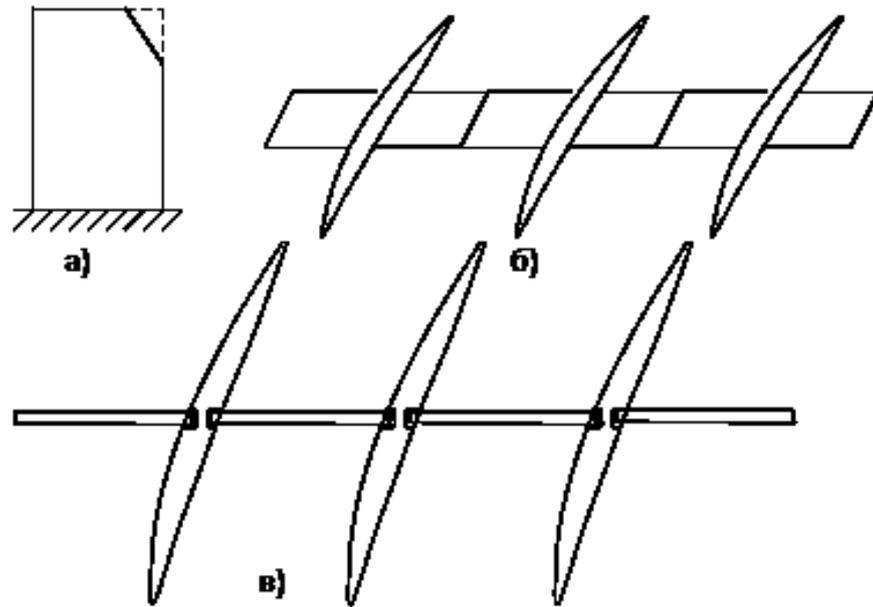
В зависимости от типа компрессора помпаж может возникать вследствие мощных срывов потоков воздуха с передних кромок лопаток рабочего колеса и лопаточного диффузора или же срыва потока с лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата [2].

Основным способом борьбы с помпажем является применение нескольких соосных валов в двигателе, вращающихся независимо друг от друга с различными скоростями вращения.

## **1.5 Способы снижения уровня вибрационных напряжений**

В настоящее время для снижения уровня вибрационных напряжений применяются следующие способы:

1) Отстройка от наиболее сильных гармоник возбуждения. Достигается перепрофилированием лопатки, то есть изменением закона распределения площади сечения по высоте лопатки. Это требует значительных затрат, поэтому для быстрой отстройки в процессе экспериментальных работ иногда подрезают один из уголков лопатки (рис. 1.10, а);



**Рис. 1.10.** Способы снижения вибрационных напряжений в лопатках: подрезка уголка (*а*), бандажирование полками (*б*) и бандажирование проволокой (*в*)

2) Бандажирование полками. Этот способ предполагает создание на некоторой высоте лопаток жесткого кольца из полок, выполненных как одно целое с лопатками (рис. 1.10, б). Такое кольцо создает дополнительную связь между лопатками и радикальным образом повышает их собственную частоту колебаний. Однако при этом создается дополнительное препятствие воздушному потоку внутри двигателя, поэтому применение полок должно закладываться заранее, на этапе газодинамических расчетов двигателя.

3) Бандажирование проволокой. Этот способ аналогичен предыдущему, с той разницей, что кольцевая связь создается из проволочных сегментов, выполненных отдельно от лопаток. Оказывает меньшее влияние на жесткость и собственную частоту колебаний лопаток, чем способ с полками. Также требует применения дополнительных деталей в проточной части двигателя. Поэтому на новых двигателях в настоящее время не применяется.

Полочное бандажирование резко увеличивает наименьшую собственную частоту колебаний, но при этом возникают некоторые особенности в поведении лопаток [2].

Наибольшие напряжения в основном возникают в надполочной части. При уменьшении длины надполочной части (например, при увеличении радиуса расположения полки), напряжения в ней уменьшаются, однако они возрастают в корневой части. Амплитуды резонансных колебаний вращающегося однородного венца (то есть венца абсолютно одинаковых лопаток) получаются одинаковыми, а фазы колебаний соседних лопаток сдвинуты по времени на  $\varphi = \frac{2\pi t}{N}$ .

В реальности из-за производственных отклонений лопатки невозможно сделать абсолютно одинаковыми, поэтому для них парциальные частоты колебаний (то есть частоты колебаний лопатки отдельно от диска) получаются различными. Вследствие этого амплитуды, а следовательно и напряжения получаются также различными. При разбросе частот всего ~10% напряжения могут отличаться в 2–3 раза. Максимальные напряжения в неоднородном колесе всегда выше, чем в однородном. Наибольший рост напряжений происходит при малых значениях разброса ~3...5%. Величина роста напряжений также зависит от расстановки лопаток в диске. Последнее утверждение справедливо не только для бандажированных, но и для консольных лопаток.

4) Демпфирование специальными демпферами. Идея этого способа заключается в поглощении части энергии колебаний силами трения. Требуется введение специальных деталей.