

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ**

Кафедра «Двигатели летательных аппаратов»

Шулекин В.Т.

Характеристика ступени осевого компрессора ГТД
с повреждёнными лопатками

Учебное пособие
для студентов 3 курса специальности 160901 дневного
и заочного обучения

Москва – 2008

Данное учебное пособие по дисциплине «Теория авиационных двигателей» издаётся в соответствии с учебным планом для студентов 3 курса специальности 160901 дневного и заочного обучения. В пособии представлены материалы работы Шулекина В.Т (МГТУ ГА) и Лазарева Е.А. (МГТУ ГА).

Рассмотрено и одобрено на заседании кафедры «Двигатели летательных аппаратов», протокол № 10 от 29 апреля 2008 года и Методической комиссии Механического факультета, протокол № 9 от 02 апреля 2008 года.

Рецензент доктор технических наук, профессор В.А. Пивоваров

Содержание	Стр.
Введение	4
1. Механизм попадания посторонних предметов на вход газотурбинных двигателей	13.
2. Обзор повреждений лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30	35
2.1. Двигатели расположены в задней части фюзеляжа ВС	36
2.2. Двигатели расположены под крылом ВС	38
2.2.1 Анализ статистики повреждений лопаток компрессоров двигателей ПС-90А, выполненный в авиакомпании «Даоьавиа»	38
2.2.2. Анализ статистики повреждений лопаок компрессоров двигателей ПС-90А, выполненный ОАО «Авиадвигатель»	41
2.2.3. Анализ статистики повреждений лопаток компрессоров двигателей ПС-90А, выполненный по материалам работ Белоусова Г.Г.	46
3. Формы представления характеристик ступени компрессора .	53
4. Определение показателей ступени компрессора с поврежденными лопатками	62
4.1. Газодинамический расчет вентилятора	63
4.2. Определение геометрических параметров решетки рабочего колеса	76
4.3. Определение геометрических параметров решетки направляющего аппарата	76
4.4. Расчет координат сверхзвуковых (околозвуковых) профилей	79
4.5. Расчет параметров потока при наличии забоины на входной кромке рабочей лопатки	92
Список использованных источников	99

Введение.

Проблема безопасной эксплуатации авиационных двигателей с повреждёнными лопаточными аппаратами компрессоров является чрезвычайно актуальной в условиях рыночной экономики. Об этом свидетельствует выступление Министра транспорта Игоря Левитина на заседании Межведомственной комиссии по безопасности полётов гражданской авиации **«Трагические последствия катастроф 2006 года – это следствие ошибок и просчетов в течение последних 15 лет при выборе целей и приоритетов развития гражданской авиации в вопросах организации и управления отраслью, нормативного регулирования, обеспечения отрасли современными воздушными судами, поддержанием их летной годности, а также совершенствованием программ подготовки персонала и развития наземной инфраструктуры»**. Глава Минтранса напомнил, что с 2002 по 2006 год с гражданскими воздушными судами коммерческой авиации произошло 65 авиационных происшествий, в том числе 27 катастроф. Кроме того, была полностью разрушена система авторского надзора за поддержанием летной годности, устарела система метеобеспечения, а износ взлетно-посадочных полос достигает 80 %. В результате вероятность попадания посторонних предметов со взлетно-посадочной полосы на вход в двигатель воздушного судна значительно возрастает, что приводит к снижению уровня безопасности полетов.

Эта проблема имеет комплексный характер, так как с одной стороны требует исследования механизма попадания посторонних предметов на вход в двигатель, а с другой стороны необходимо осуществить исследования аэродинамики лопаточных аппаратов с повреждениями, их совместного влияния, уточнения рабочих процессов двигателя с повреждённым компрессором.

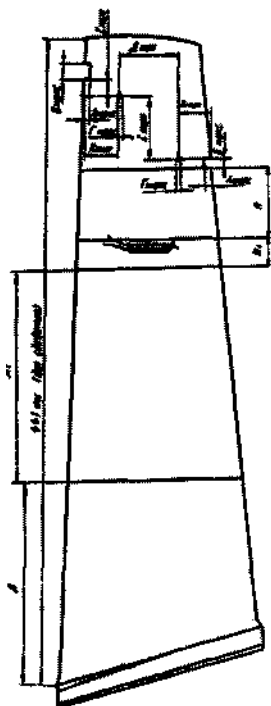
Воздушные суда (ВС) гражданской авиации отличаются различным расположением (компоновкой) силовой установки: либо в кормовой части фюзеляжа ВС, либо на пилонах под крылом. Практика эксплуатации ВС отмечает большое и различное количество повреждений рабочих и направляющих лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30 (Д-30КУ, Д-30КП, Д-30КУ-154, ПС-90А), вызванное попаданием посторонних предметов в проточную часть. Отсюда следует, что механизм попадания посторонних предметов на вход в двигатель названного семейства оказывается различным.

Отдельные виды повреждений лопаток компрессоров регламентируются нормативно технологической документацией, приведённой в регламентах технического обслуживания и ремонта (ТОиР), в инструкциях по технической эксплуатации ГТД, в бюллетенях по ТОиР и др.

В качестве примера можно привести нормируемые повреждения лопаток для двигателя Д-30КП. В соответствии с инструкцией по технической эксплуатации основные нормируемые забоины на рабочих лопатках первой ступени компрессора низкого давления (КНД) располагаются выше бандажных полок (рис. 1). Допускаются забоины шириной 3 мм и глубиной 1 мм.

Особый интерес представляют забоины на лопатках с шарнирным замком (второй и третьей ступеней КНД). Для лопаток с такими замками характерны колебания в периферийной зоне, которые, по мнению разработчиков, уменьшают радиус расположения нормируемых забоин (путём уменьшения вихревого течения потока и снижения центробежной силы в этой части лопатки). Здесь на одной лопатке допускается не более 6 забоин шириной 3 мм и глубиной 1 мм (рис. 2).

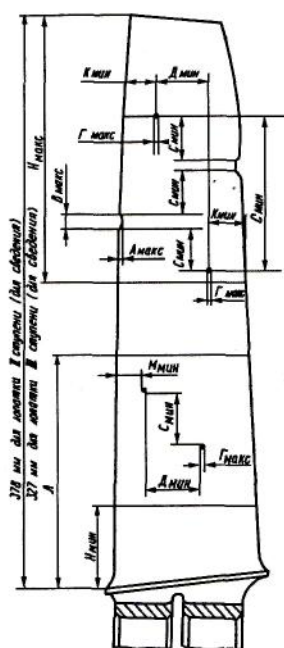
Забоины на лопатках входного направляющего аппарата получаются в тех случаях, когда вес посторонних частиц оказывается больше центробежных сил. (Считают приближённо, что центробежные силы незначительны и тяжёлые посторонние предметы не поднимаются выше нижней кромки воздухозаборника двигателя, а ударяют лопатки у втулки вызывая повреждения их. Лёгкие предметы, летящие на периферии не вызывают повреждений). На выходной кромке допускается только одна забоина с размерами 2 мм по высоте лопатки и 1 мм по хорде. На козырьке допускаются вмятины глубиной до 1,5 мм, забоины и риски до 0,3 мм (рис. 3).



Обозначение размера	Величина размера мм
$B_{\text{макс}}$	3,0
$A_{\text{макс}}$	1,0
$\Gamma_{\text{макс}}$	0,5
$D_{\text{мин}}$	25
$C_{\text{мин}}$	10
L	180
$K_{\text{мин}}$	5,0
H	45
H_1	22

1. На каждой кромке допускается только по одной забоине.
2. Суммарное количество забоин на кромках и на пере лопатки должно быть не более двух.
3. В зонах H и H_1 забоины не допускаются

Рис. 1. Нормы величин забоин на рабочих лопатках первой ступени компрессора низкого давления, допустимых без зачистки



Обозначение размера	Величина размера мм	
	II ступен.	III ступень
V_{\max}	3,0	3,0
A_{\max}	1,0	1,0
Γ_{\max}	3,0	3,0
D_{\min}	10	10
C_{\min}	10	10
L	230	152
K_{\min}	5,0	5,0
H_{\min}	60	60
H_{\max}	100	100

1. Количество забоин на одной лопатке не более шести.
2. Забоины на пере допускаются только со стороны корыта. Глубина забоин на пере не более 0,5 мм.
3. На каждой кромке допускается одна забоина.

Рис. 2. Нормы величин забоин на рабочих лопатках 2-ой и 3-ей ступеней компрессора низкого давления, допустимых без зачистки

В направляющей лопатке (рис.4) нормируемые забоины располагаются в средней части, т.е. здесь также возможно вихревое течение, но с меньшими значениями центробежных сил. Здесь не допускаются погнутости, вмятины и трещины. На каждой кромке допускается только одна забоина шириной 5 мм. и глубиной 2 мм.

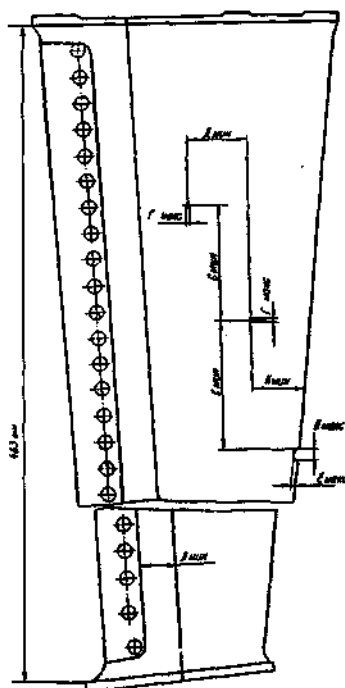
В качестве примера фактически встречающихся в эксплуатации механических повреждений лопаток приводятся ниже различные фотографии поврежденных лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30.

Лопатки с подобными повреждениями в эксплуатации подвергаются зачистке. В ходе чего удаляется значительная часть материала лопатки. Нормы зачистки забоин также прописаны в инструкции по технической эксплуатации.

Так, на рабочих лопатках первой ступени КНД двигателя Д-30КП на каждой кромке допускается не более одного места зачистки. Зачистка выполняется в пределах заштрихованных поверхностей, что составляет 2 мм по хорде лопатки. Ширина зачищенного участка не должна превышать 20 мм.

На лопатках входного направляющего аппарата допускается только одно место зачистки на задней кромке шириной 20мм и глубиной 3 мм (рис. 5).

При так называемой зачистке вершечек лопаток первой ступени КНД суммарное уменьшение хорды не должно превышать 4 мм (рис.6).



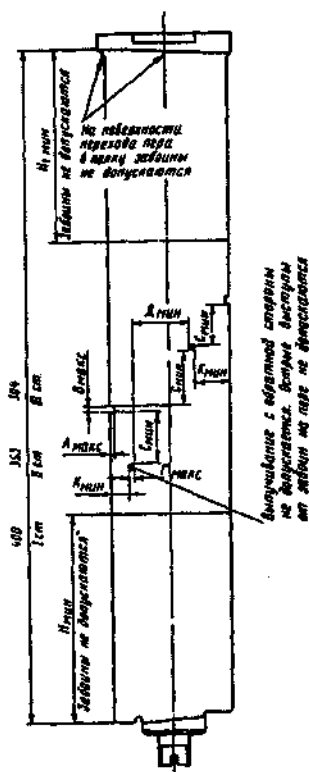
Обозначение размера	Величина размера мм
$V_{\text{макс}}$	2,0
$\Gamma_{\text{макс}}$	0,5
$D_{\text{мин}}$	20
$C_{\text{мин}}$	40
$L_{\text{мин}}$	30
$K_{\text{мин}}$	5,0
$E_{\text{макс}}$	1

1. На выходной кромке допускается только одна забоина.
2. Суммарное количество забоин на кромках и на пере лопатки должно быть не более двух.
3. Расположение вмятин и забоин произвольное. Количество вмятин не более двух.
4. На участке Л допускаются забоины глубиной до 0,3 мм.

Рис. 3. Нормы величин забоин, допустимых без зачистки на лопатках входного направляющего аппарата

На рабочих лопатках второй и третьей ступеней (рис.7) допускается уже не более 3 мест зачисток на каждой кромке глубиной не более 2,5 мм и шириной 10-15 мм.

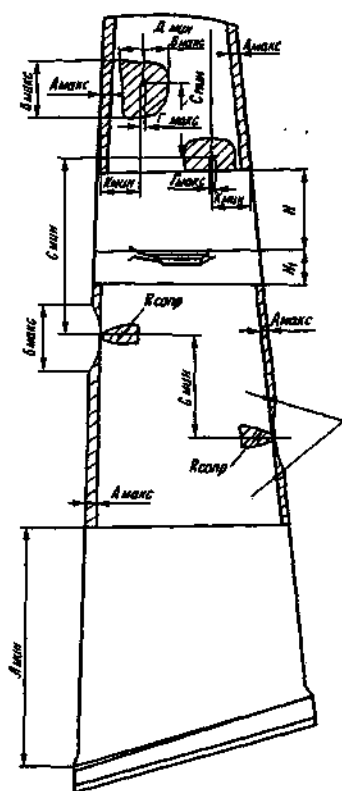
Таким образом существующие нормы на допускаемые повреждения лопаток компрессоров отечественных ГТД и их зачистку являются весьма жёсткими.



Обозначение размера	Величина размера мм
$B_{\text{макс}}$	5,0
$A_{\text{макс}}$	2,0
$\Gamma_{\text{макс}}$	1,5
$D_{\text{мин}}$	10
$C_{\text{мин}}$	10
$K_{\text{мин}}$	5,0
$H_{\text{мин}}$	130
$H_{1\text{мин}}$	105

1. На выходной кромке допускается только одна забоина.
2. Суммарное количество забоин на кромках и на пере лопатки должно быть не более двух.
3. Расположение вмятин и забоин произвольное. Количество вмятин не более двух.
4. На участке Л допускаются забоины глубиной до 0,3 мм.

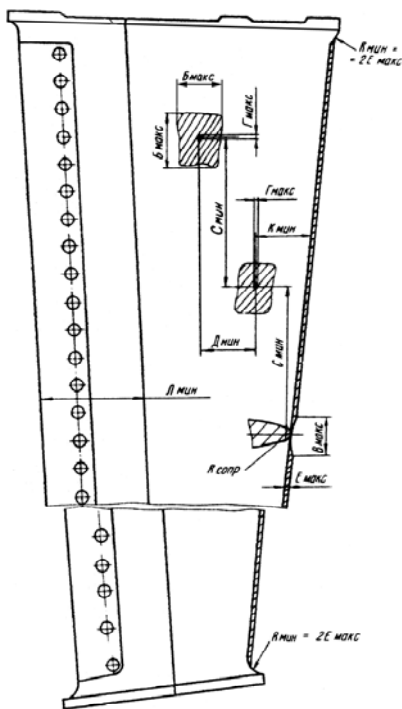
Рис. 4. Нормы величин забоин на направляющих лопатках первой, второй и третьей ступеней компрессора низкого давления, допустимых без зачистки



Обозначение размера	Величина размера мм
A _{макс}	2,0
C _{мин}	40
B _{макс}	20
D _{мин}	25
L _{мин}	180
G _{макс}	0,8
B _{макс}	20
K _{мин}	5,0
H	45
H ₁	22

1. На каждой кромке допускается не более одного места зачистки.
2. Суммарное количество забоин на пере и зачищенных мест на кромке лопатки не более двух.
3. Зачистка выполняется в пределах заштрихованных поверхностей.

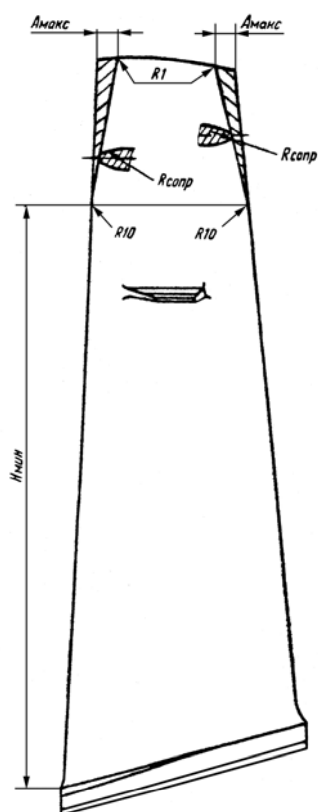
Рис.5. Нормы зачистки забоин на рабочих лопатках первой ступени компрессора низкого давления



Обозначение размера	Величина размера мм
B _{макс}	25
C _{мин}	40
Г _{макс}	1,0
Д _{мин}	20
К _{мин}	5,0
В _{макс}	20
Е _{макс}	3
Л _{мин}	50

1. На выходной кромке допускается не более одного места зачистки.
2. Суммарное количество забоин на пере и зачищенных мест на кромке лопатки не более двух.
3. Зачистка выполняется в пределах заштрихованных поверхностей зачистке

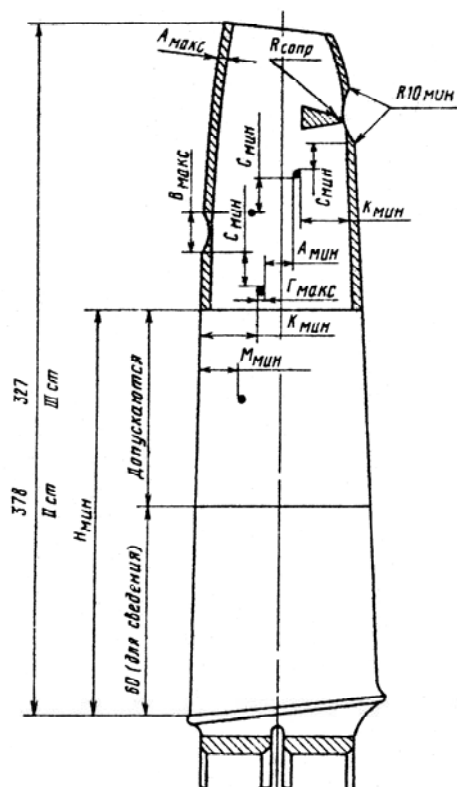
Рис.6. Нормы величин забоин на лопатках входного направляющего аппарата компрессора низкого давления двигателей Д-30КУ, КП



Обозначение размера	Величина размера мм
$A_{\text{макс}}$	4
$H_{\text{мин}}$	390

1. Зачистку выполнять в пределах заштрихованных поверхностей.
2. Суммарное уменьшение хорды не более $A_{\text{макс}}$.
3. Общее число лопаток с зачисткой вершушек не более пяти. Зачищенные лопатки не должны располагаться друг к другу ближе чем через две лопатки.

Рис. 7. Нормы зачистки рабочих лопаток первой ступени компрессора низкого давления (зачистка вершушек)



Обозначение размера	Величина размера мм
$A_{\text{макс}}$	2,5
$C_{\text{мин}}$	10
$B_{\text{макс}}$	10-15
$D_{\text{мин}}$	10
$K_{\text{мин}}$	5,0
$G_{\text{макс}}$	3,0
$H_{\text{мин}}$ II ст.	230
$H_{\text{мин}}$ III ст.	152
$M_{\text{мин}}$	7

1. На каждой кромке допускается не более трёх мест зачисток
2. Суммарное количество забоин на пере и зачищенных мест на кромках одной лопатки должно быть не более шести.
3. Забоины на пере допускаются только со стороны корыта.

Рис. 8. Нормы зачистки забоин на рабочих лопатках второй и третьей ступеней компрессора низкого давления

1. Механизм попадания посторонних предметов на вход газотурбинных двигателей.

В дозвуковых входных устройствах ГТД сжатие воздуха является относительно небольшим, поскольку скорость полёта V обычно ненамного превышает скорость воздуха на входе в компрессор (в сечении «В – В» на рис.1.1) и , соответственно, скоростной напор (динамическое давление)

$(\frac{\rho_n V^2}{2})$ сравнительно невелик. Основное назначение такого входного устройства состоит в обеспечении:

- равномерного поля скоростей на входе в двигатель (во входном отверстии воздухозаборника - сечении «Вх – Вх»);
- высоких значений коэффициента восстановления полного давления ($\sigma_{вх}$);
- малого значения коэффициента внешнего сопротивления ($c_{x вх}$).

У дозвуковых воздушных судов двигатель может размещаться внутри фюзеляжа или в отдельной гондоле. Фюзеляжные компоновки более характерны для ВС с ТРД и ТРДД с малыми степенями двухконтурности (m), когда вследствие высоких удельных тяг ($P_{уд}$), двигатель имеет небольшие лобовые размеры (небольшой, сравнительно, расход воздуха (G_B)). Отличительной особенностью такой компоновки является лобовое расположение воздухозаборника и наличие между ним и входом в компрессор достаточно длинного соединительного канала. Для снижения потерь на трение скорости воздуха в канале должны быть невысокими, как правило, меньшими, чем скорость на входе в компрессор (c_B). Заборник воздуха (рис.1.1), называемый **обечайкой**, выполняется с профилированными относительно толстыми плавно обтекаемыми входными кромками. Площадь на входе в обечайку $F_{вх}$ выбирается такой, чтобы в расчётных условиях полёта ($H_{крейс}, V_{крейс}$) была больше площади струи втекающего воздуха F_H , а скорость во входном отверстии $c_{вх}$ - меньшей скорости полёта $V_{крейс}$. Обычно принимают $c_{вх} \approx 0.5V_{крейс}$. При этом практически всё сжатие воздуха от скоростного напора осуществляется перед плоскостью входного отверстия, то есть вне воздухозаборника. Такое **внешнее сжатие**, вследствие отсутствия ограничивающих поток твёрдых стенок, осуществляется в **адиабатном процессе** (в данном случае без потерь на трение о стенки). Значительное внешнее торможение потока является выгодным с точки зрения получения малых скоростей на входе во внутренний канал, который на всем своем протяжении должен обеспечивать плавное изменение скорости и не иметь резких поворотов потока – в целях обеспечения безотрывного течения воздуха

сопротивления равна сумме проекций сил избыточного давления, действующих на жидкую линию тока «а – к» (см. рис.1.1), на направление полёта.

Помимо этого, значительный поворот струек тока при внешнем сжатии приводит к большим углам притекания воздуха к передней кромке обечайки, что способствует ускорению потока на её внешней поверхности. Задача профилирования состоит в том, чтобы не допустить срыва потока с этой поверхности или при обтекании вблизи неё сверхзвуковых зон и скачков уплотнения. Оба этих фактора способствуют увеличению внешнего сопротивления обечайки. При безотрывном обтекании обечайки с докритическими скоростями ускорение потока на её внешней поверхности создает разрежение. Возникает аэродинамическая сила P , которая имеет осевую составляющую, называемую **подсасывающей силой** (рис.1.2). Эта сила, направленная в сторону полёта, частично компенсирует дополнительное сопротивление.

Таким образом на расчётном режиме коэффициент расхода входного устройства $\varphi_{вх} = \frac{F_n}{F_{вх}}$ оказывается меньше единицы.

Если скорость полёта начинает уменьшаться, то струя перед входным отверстием воздухозаборника начинает увеличиваться и при $c_{вх} \approx V$ имеет практически цилиндрическую форму (см. рис.1.2), а коэффициент расхода равен единице ($\varphi_{вх} = 1$). Величина подсасывающей силы уменьшается, хотя при этом и дополнительное сопротивление падает.

При взлёте воздушного судна или при малых его скоростях воздух втекает в воздухозаборник под действием разрежения, возникающего перед входом в компрессор, в том числе и во входном отверстии воздухозаборника. При этом скорость потока воздуха во входном отверстии превосходит по своей величине скорость полёта и происходит не сжатие, а расширение воздуха перед воздухозаборником (рис.1.3).

Соответственно, при данном режиме работы входного устройства коэффициент расхода становится очень значительным.

Определим скорость во входном отверстии воздухозаборника в условиях старта воздушного судна, когда двигатель работает на взлётном режиме. Из уравнения расхода для данного сечения воздушного потока получаем выражение для относительной плотности тока:

$$q(\lambda_{вх}) = \frac{G_e \sqrt{T_{вх}^*}}{m_e p_{вх}^* F_{вх}},$$

где $T_{вх}^*$, $p_{вх}^*$ – температура и давление заторможенного потока воздуха. Их значения можно принять параметрам состояния атмосферного воздуха

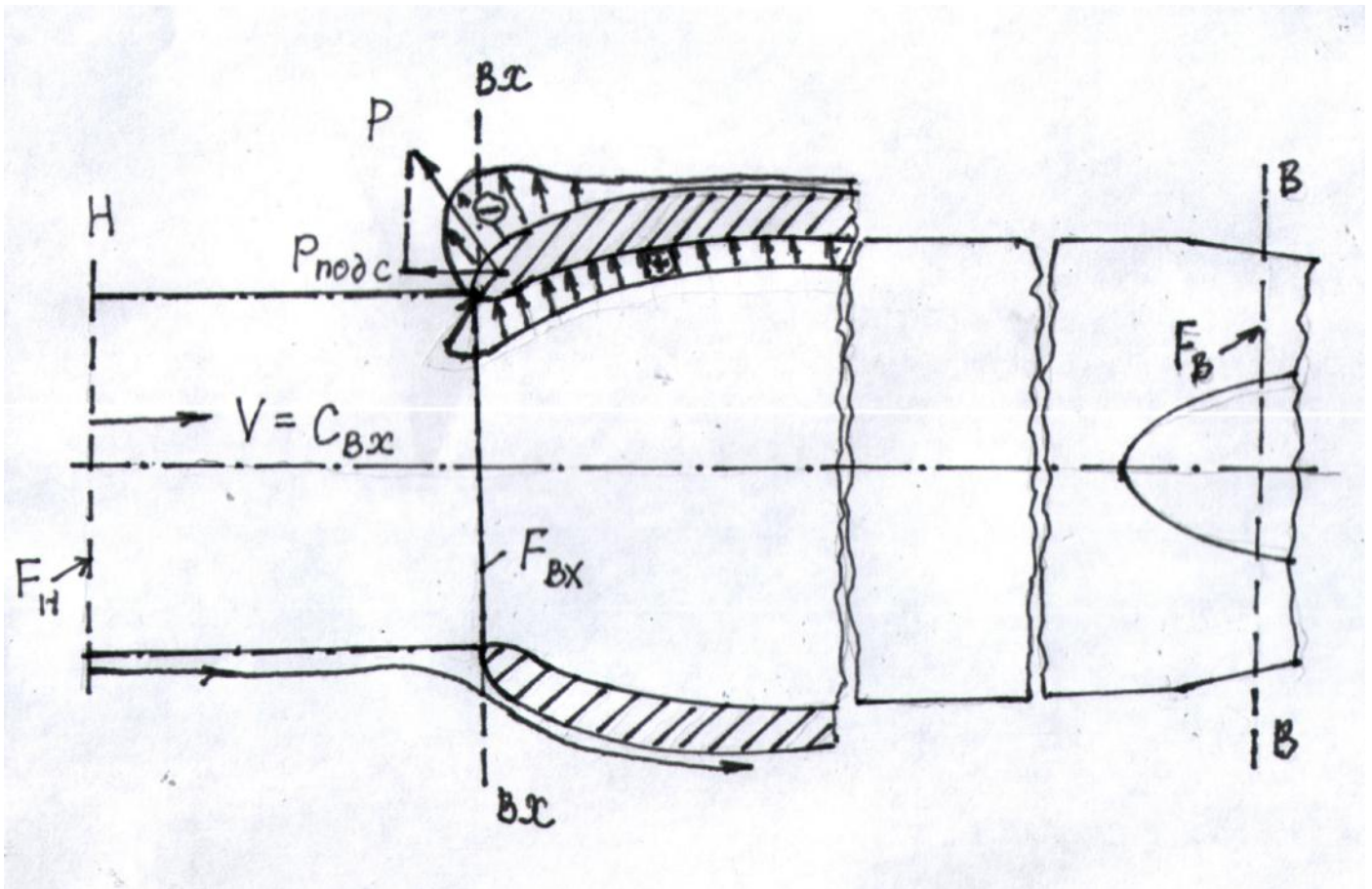


Рис.1.2. Схема течения воздуха во входном устройстве при $c_{вх} \approx V$

$(T_{вх}^* = T_H, p_{вх}^* = p_H)$, коэффициент $m_\theta = 0.0404 \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}} \right)^{0.5}$, $F_{вх}$ – площадь входного отверстия воздухозаборника.

В качестве примера, рассмотрим входное устройство двигателя Д-30КУ, имеющего следующие данные:

- максимальный (миделевый) диаметр $D_{mid} = 1464 \text{ мм}$;
- диаметр входного отверстия воздухозаборника $D_{вх} = 1560 \text{ мм}$;
- длина двигателя $l_{\partial\theta} = 5700 \text{ мм}$;
- расход воздуха на взлетном режиме $G_\theta = 269 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

При стандартных атмосферных условиях получаем $F_{вх} = 1.6833 \text{ м}^2$; $q(\lambda_{вх}) = 0.6627$; $\lambda_{вх} = 0.4595$; $c_{вх} = 142.7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

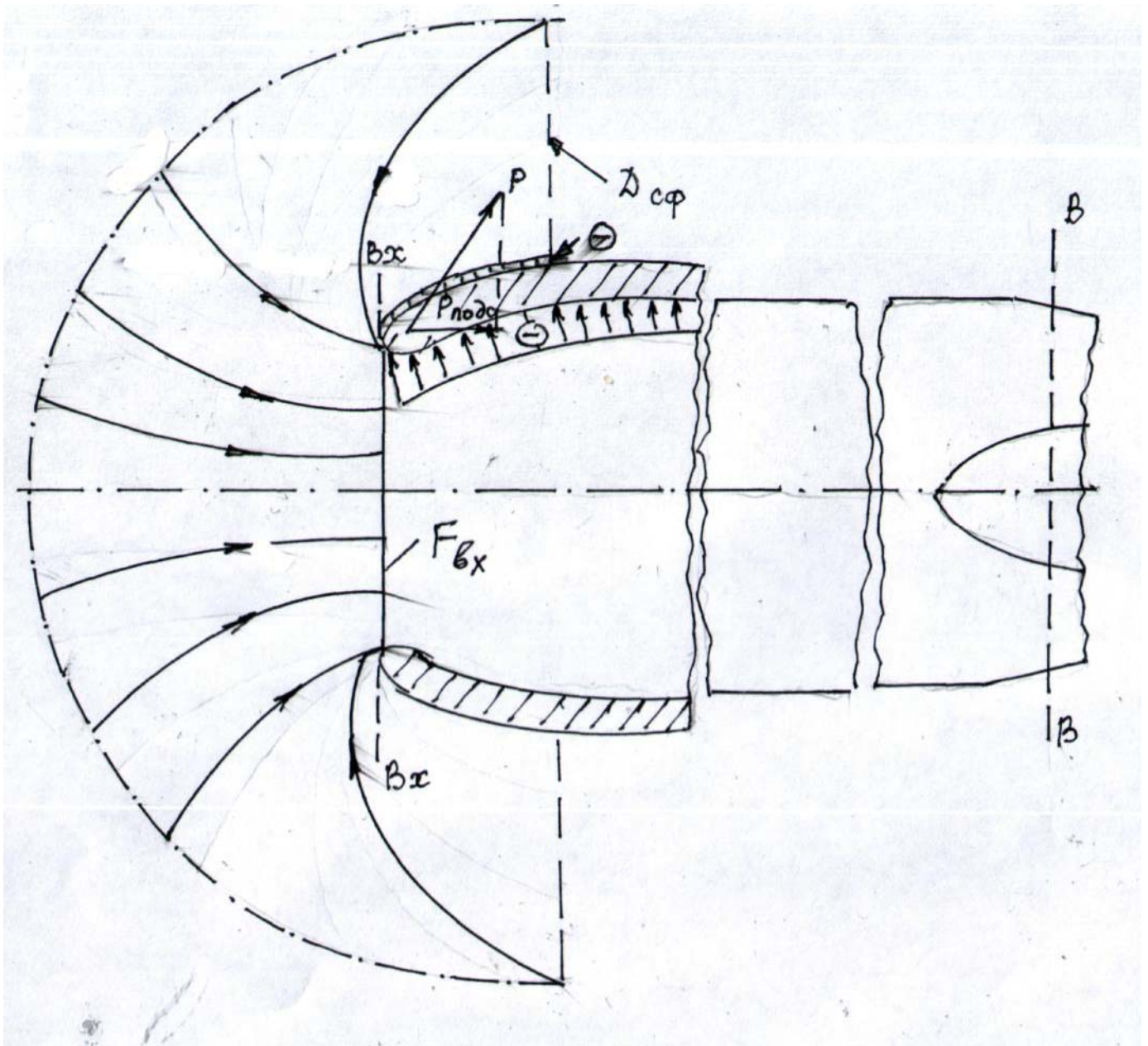


Рис.1.3. Схема течения воздуха во входном устройстве на старте воздушного судна

Если принять приближенно, что воздушный поток поступает во входное устройство из полусферы при включении в полусферу примерно 25 % длины двигателя, то можно найти диаметр этой полусферы из условия:

$$G_{в} = \rho_{н} \left(\frac{D_{сф}^3}{12} - \frac{\pi D_{mid}^2 l_{дв}}{16} \right), \quad (1.1)$$

где $\rho_H = \frac{P_H}{RT_H}$ – плотность атмосферного воздуха. В данном примере

$\rho_H = 1.225 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $D_{сф} = 9.47 \text{ м}$. То есть, на данном режиме работы диаметр

полусферы оказывается более миделевого (наибольшего) диаметра двигателя примерно в 6 раз.

При уменьшении режима работы двигателя диаметр полусферы уменьшается. Например, для номинального режима работы двигателя Д-30КУ $G_в = 252 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ размер полусферы составляет $D_{сф} = 9.3 \text{ м}$.

Таким образом, приведенные расчёты показывают, что размер полусферы на входе в двигатель Д-30КУ при взлёте воздушного судна, а также при пробеге по ВПП и торможении реверсивным устройством (номинальный режим работы двигателя) оказывается более миделевого диаметра двигателя в 3...4 раза.

В случае расположения двигателей на пилонах под крылом, например, у двигателя ПС-90А, при взлёте или при пробеге воздушного судна полусфера взаимодействует со взлетно-посадочной полосой и возникает **пятно контакта**, в котором возникает **вихревое течение** (вследствие разной скорости потока в полусфере). Статическое давление в центре пятна контакта оказывается меньше атмосферного и посторонние предметы, находящиеся на взлетно-посадочной полосе, могут подбрасываться под действием динамического давления. По мере движения вихревого течения ко входному отверстию воздухозаборника динамическое давление возрастает и посторонние предметы поступают в воздухозаборник в нижней его части практически со скоростью воздушного потока.

Для обоснования принятого допущения рассмотрим силы, действующие на посторонний предмет, находящийся в полусфере, в которой скорость воздушного потока равна примерно 50 % скорости воздуха во входном отверстии воздухозаборника. В качестве примера возьмём камень массой 50 г с гидравлическим диаметром $d_k = 20 \text{ мм}$, ометаемой поверхностью

$S_k = \frac{\pi d_k^2}{2} = 6.28 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Горизонтальная сила, действующая на камень, равна произведению скоростного напора на площадь ометаемой поверхности, то есть

$P_{гор} = \frac{\rho_H c^2}{2} S_k = \frac{1.225 \cdot 70^2}{2} \cdot 6.28 \cdot 10^{-4} = 0.94 \text{ Н}$. Вертикальная составляющая силы, действующей на камень, представляет собой силу тяжести и равна $P_{верт} = m_k g = 0.05 \cdot 9.8 = 0.49 \text{ Н}$. Угол направления движения камня относительно оси входного устройства примерно равен

$\alpha_k = \arctg \frac{P_{гор}}{P_{верт}} = 62.47^\circ$. Совершенно очевидно, что при таком соотношении

горизонтальной и вертикальной сил, действующих на камень, последний может поступить во входное отверстие воздухозаборника и затем осуществить удар по лопаткам первой ступени компрессора.

Таким образом при взаимодействии полусферы с взлетно-посадочной полосой появление вихревого течения приводит к тому, что во входном отверстии воздухозаборника имеет место асимметричное течение потока воздуха. Статическое давление в верхней части входного отверстия оказывается больше, чем в нижней части отверстия воздухозаборника. Посторонние предметы через нижнюю часть отверстия попадают в воздухозаборник и затем ударяют по лопаткам компрессора, в основном, в периферийной зоне.

Рассмотрим теперь механизм попадания посторонних предметов на вход двигателя, установленный на пилоне под крылом, и описанный профессором Н.Н. Сиротиним . Попадание предметов в воздухозаборник ГТД происходит как при движении ВС по взлетной и рулежной полосам, так и на стоянке при работающих двигателях. Попадание посторонних предметов в воздухозаборник может происходить под действием вихря при определенной его интенсивности. Возможность возникновения и интенсивность вихря объясняется взаимодействием воздушного потока перед двигателем (полусферы радиусом $R_{сф}$) с горизонтальной плоскостью (с ВПП). На поверхности ВПП воздух притекает к двигателю с малой на плоскости скоростью, а в передней части полусферы воздух на поверхности ВПП воздух притекает к двигателю с большей скоростью. Вследствие данной разности скоростей образуется вихревое течение, внутри которого статическое давление оказывается меньше наружного (атмосферного) давления. Причем, чем ниже высота расположения двигателя относительно ВПП, тем больше разность скоростей и разность статического и атмосферного давлений в рассматриваемой области на поверхности ВПП.

При возникновении вихря появляется динамическое давление внутри этого вихря, которое действует на предметы, находящиеся на ВПП, и заставляет, таким образом, их перемещаться (отрываться и подбрасываться от ВПП (рис.1.4).

Поскольку средняя скорость вихревого шнура возрастает при его течении к входному отверстию воздухозаборника, то динамическое давление (скоростной напор), действующее на посторонний предмет также возрастает. В результате предмет поступает в воздухозаборник примерно под динамическим давлением, соответствующим входу воздушной струи во входное отверстие воздухозаборника.

Обычно при исследовании причин образования вихря приземной горизонтальный поток представляют как поверхностный сток с центром, расположенным вблизи воздухозаборника. Если на горизонтальный поверхностный слой накладывается циркуляционный ветровой поток, то создаются условия для концентрации завихренности и формирования вихревого шнура. В качестве критерия интенсивности вихреобразования служит величина

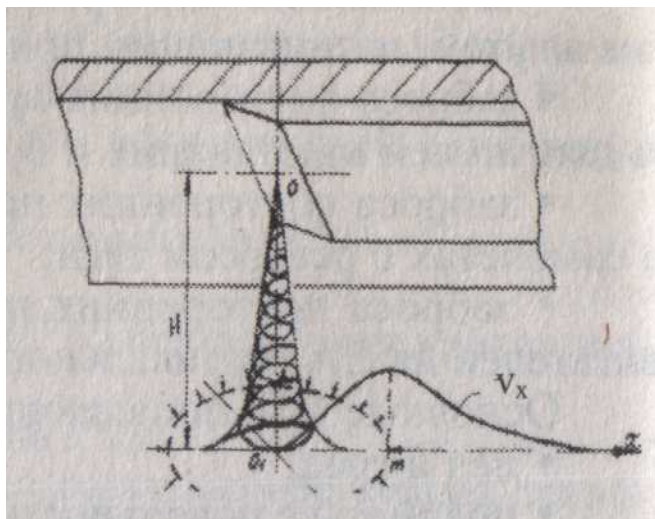


Рис.1.4. Схема образования вихревого шнура при работе ГТД:
 O – центр воздухозаборника; O_1 – центр вихревого шнура;
 H – высота расположения продольной оси воздухозаборника

максимальной горизонтальной скорости воздушного потока у поверхности аэродрома $V_{r \max} = f(G_{\theta}, H, D_{\text{вх}}, V_s, Q_s, \varepsilon_s, r, h)$, где G_{θ} – расход воздуха через воздухозаборник; $H, D_{\text{вх}}$ – высота расположения продольной оси воздухозаборника и диаметр воздухозаборника; V_s, Q_s, ε_s – скорость, направление и турбулентность ветрового потока; r – радиус точек положения $V_{r \max}$ в плоскости, расположенной на высоте h от поверхности аэродрома.

При определенных соотношениях $H, D_{\text{вх}}$ значения $V_{r \max} v_{\text{имт}}$ достигают таких величин, ниже которых вихревой шнур не возникает. Так как направление и скорость ветра случайные параметры, то и момент возникновения вихревого шнура, его разрушение, перемещение в пространстве и время существования также будут случайными. В сформированном вихре можно выделить горизонтальный участок и вертикальный. В результате воздействия ветра возникает кориолисово ускорение и гироскопический эффект. При обдуве сформированного вихря за счет составляющей силы, действующей перпендикулярно оси его вращения, может происходить перемещение вихря перпендикулярно направлению обдува. Интенсивность такого перемещения зависит как от вектора скорости ветра, так и угловых скоростей вращения вихря.

Изменение интенсивности вихря может быть объяснено возникновением ускорения его горизонтальной составляющей, когда дополнительно возникает сила как «прижимающая» вихрь к поверхности аэродрома, так и «отрывающая» его.

Величина этой силы зависит от вектора скорости ветра и угловых скоростей вращения вихря, а знак - от соотношения направления ветра и направления вращения вихря.

При оценке возможности попадания в двигатель посторонних предметов от действия вихря решаются задачи определения интенсивности вихревых жгутов, условий их возникновения и времени существования.

Возможность подброса частиц в воздухозаборник вихревым жгутом определяется внешними условиями существования вихревого жгута, зоной замыкания вихревого жгута на бетонную поверхность. Упрощенная оценка подброса частиц вихревым жгутом выполняется при следующих допущениях:

1. Начальная скорость отрыва частицы от поверхности аэродрома определяется постоянной силой F в течение времени τ .

2. Движение частицы после отрыва ее от поверхности происходит под действием силы тяжести и сопротивления воздушной среды.

3. Поле скоростей, индуцируемое в потоке воздуха вихревым жгутом, подчиняется линейному закону, т.е. внутри вихря скорость V пропорциональна радиуса $V = \omega r$.

В соответствии с принятыми допущениями уравнение движения частицы, подброшенной вихревым жгутом, имеет вид (рис.1.4):

$$\frac{d^2 y}{d\tau^2} + k \left| \frac{dy}{d\tau} \right| \frac{dy}{d\tau} + g = 0, \quad k = \frac{\rho C_x S}{2m_s}, \quad (1.2)$$

где y - координата подъема частицы; ρ – плотность воздуха; C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления; S - характерный размер частицы; m_s – масса частицы. За начальные условия приняты $y_0=0$; $y=V_0$ при $\tau = 0$.

Сила воздействия вихря на частицу, вызывающая ее подброс, определяется распределением давления внутри вихря ($r < r_0$), распределением давления вокруг

вихря ($r \geq r_0$) $p = p^* - \frac{\rho V^2}{2}$ и конфигурацией посторонней частицы. Здесь

p^* – давление воздуха в бесконечно удаленных от оси вихря точках;

p – давление в произвольной точке на расстоянии r от оси вихря.

Высота подброса посторонних частиц вихревым жгутом определяется его интенсивностью. Интенсивность вихревого жгута зависит от скорости ветра и степени его неравномерности. Если направление ветра параллельно оси воздухозаборника, то увеличение скорости ветра приводит к смещению основания вихря по направлению вектора скорости ветра и при некоторой скорости происходит его сдвиг. При такой схеме существования вихревого жгута его интенсивность растет, затем падает и, следовательно, опасность подброса частиц уменьшается и затем исчезает совсем.

При боковом ветре изменение интенсивности вихря в зависимости от изменения величины скорости ветра аналогично. Увеличение скорости бокового

ветра приводит к росту интенсивности до некоторого определенного значения. Дальнейшее увеличение скорости ветра приводит к его сдуву под некоторым углом к направлению вектора скорости ветра. Обычно скорость бокового ветра, вызывающего сдув вихревого жгута, больше скорости вектора при продольном сдуве.

Динамика полета частиц в воздушном потоке воздухозаборника определяется его геометрическими размерами, массой частицы, соотношением скоростей частиц и воздушного потока.

Решение системы уравнений динамики полета частицы упрощается, если воздушная среда представляется в виде идеального газа, теплообмен с внешней средой отсутствует, а турбулентность потока установившаяся.

В простейшем случае угол входа посторонней частицы в воздухозаборник незащищенного колеса определяется компоновкой самолета $\alpha = \arctg \frac{a}{l}, \gamma = \arctg \frac{H}{l}$, где a - расстояние в плане от колеса до оси воздухозаборника; l - расстояние от колеса до входного сечения воздухозаборника по полету; H - высота расположения воздухозаборника над поверхностью земли (см.рис. 1.4).

Параметры траектории посторонней частицы в воздухозаборнике определяются начальной скоростью (скорость на входе в воздухозаборник достигает значений более 40 м/с) и массой. При массе частицы менее 2,0 г траектория в воздухозаборнике практически не изменяется и частица не оседает на поверхности воздухозаборника. При работе двигателя на стоянке повреждение посторонними частицами возможно в условиях ее подхвата всасываемым воздухом, т.е. когда $mg < \frac{C_x \rho}{2} w_y^2 S$, где w_y - вертикальная составляющая скорости воздушного потока.

Предельная высота расположения воздухозаборника, при которой возможно засасывание частиц, определяется из приведенного выше соотношения сил и по известному распределению скоростей движения воздуха по вертикали, вызываемого работой двигателя $W=f(G_B, y, H)$, где G_B - расход воздуха двигателя.

Решение уравнения (1.2) можно представить как сумму частного $y_{част} = f(\tau)$ и общего $y_{общ} = f(\tau)$, то есть

$$y(\tau) = y_{част}(\tau) + y_{общ}(\tau) \quad (1.3)$$

Частное решение дифференциального уравнения получается из предположения, что $\frac{d^2 y}{d\tau^2} = 0$. В этом случае имеем $k \left| \frac{dy}{d\tau} \right| \frac{dy}{d\tau} + g = 0$, решение которого имеет вид

$$y_{част}(\tau) = -\tau \sqrt{\frac{g}{k}} + C_1 \quad (1.4)$$

Общее решение находим для следующего дифференциального уравнения

$$\frac{d^2 y}{d\tau^2} + k \left| \frac{dy}{d\tau} \right| \frac{dy}{d\tau} = 0 \quad (1.5)$$

Используя подстановку $z = \frac{dy}{d\tau}$, получаем $\frac{dz}{d\tau} = \frac{d^2 y}{d\tau^2}$ или

$$\frac{dz}{d\tau} + kz^2 = 0 \quad (1.6)$$

Отсюда имеем $\frac{dz}{d\tau} = -kz^2$ или $\frac{dz}{z^2} = -kd\tau$. Решение этого уравнения имеет

вид: $\frac{1}{z} = -k\tau + C_2$.

Таким образом имеем: $\frac{1}{\frac{dy}{d\tau}} = -k\tau + C_2$, решение которого имеет вид:

$$y = -\frac{1}{k} \ln C_3 (C_2 - k\tau).$$

В итоге общее решение имеет вид:

$$y(\tau) = -\tau \sqrt{\frac{g}{k}} + C_1 - \frac{1}{k} \ln C_3 (C_2 - k\tau) \quad (1.7)$$

Подставляя граничные условия, получаем зависимость высоты y подбрасывания постороннего предмета:

$$y(\tau) = -\tau \sqrt{\frac{g}{k}} - \frac{1}{k} \ln(1 - k\tau) \quad (1.8)$$

Рассмотрим теперь взаимодействие колеса шасси со взлётно-посадочной полосой (ВПП) (рис.1.5) и силы, действующие на посторонний предмет со стороны ВПП. Равнодействующую всех сил, действующих со стороны ВПП на колесо в области контакта назовём реакцией ВПП. Её можно представить в виде трёх составляющих: нормальной R_z , перпендикулярной ВПП, касательной R_x , действующей в плоскости ВПП и в плоскости колеса, и поперечной R_y , лежащей в плоскости ВПП и перпендикулярной колесу. Возникновение реакций R_x и R_y возможно лишь при наличии реакции R_z .

При качении колеса шасси деформации в передней части его шины увеличиваются, а в задней – уменьшаются. Поэтому при одной и той же деформации $\Delta_{ш}$ участок шины в передней её части относительно центра A пятна контакта нагружен силой P'_z , а участок в задней части – силой P''_z . Следовательно, элементарные реакции в передней части больше, чем в задней и

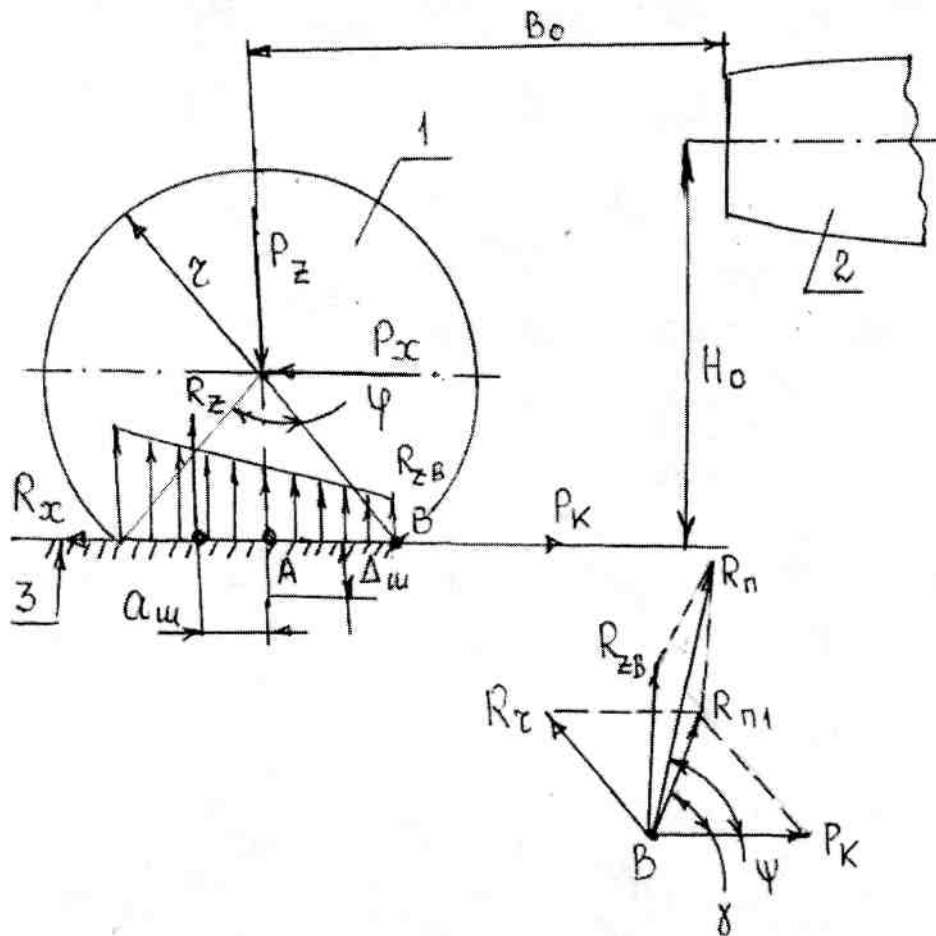


Рис.1.5. Схема качения колеса шасси по ВПП и план сил, действующих на посторонний предмет в точке «В»:
 1) двигатель; 2) колесо шасси; 3) взлетно-посадочная полоса;
 P_z – сила веса, приходящаяся на одно колесо; P_x – толкающая сила;
 R_z – реакция ВПП на колесо; R_r – упругая сила, действующая на посторонний предмет; R_{zB} – нормальная реакция от ВПП в точке «В»;
 P_K – сила сопротивления качению колеса; φ – угол раскрытия пятна контакта шины колеса с ВПП; γ – траекторный угол без учёта нормальной реакции в точке «В»; ψ – траекторный угол с учётом нормальной реакции в точке «В»; R_n – равнодействующая всех сил, действующих на посторонний предмет;
 R_{n1} – то же без учёта нормальной реакции в точке «В»

их равнодействующая R_z - нормальная реакция смещена относительно вертикального диаметра колеса вперёд на расстояние $a_{ш}$.

В результате смещения точки приложения нормальной реакции возникает момент $R_z a_{ш}$. Для уравновешивания этого момента необходимо к колесу приложить равный, но противоположно направленный момент или к оси колеса приложить толкающую силу P_x , образующую вместе с касательной реакцией ВПП пару сил.

Из уравнения моментов сил относительно точки «А» получим:

$$P_x = R_z \frac{a_{ш}}{r}, \quad (1.9)$$

где r – радиус колеса шасси.

Отношение $\frac{a_{ш}}{r}$ называют коэффициентом сопротивления качению и обозначают буквой f :

$$f = \frac{a_{ш}}{r} \quad (1.10)$$

Коэффициент сопротивления качению численно равен отношению силы, вызывающей равномерное качение колеса, к нормальной реакцией ВПП.

Отсюда сила сопротивления качению равна

$$P_k = fR_z, \quad (1.11)$$

а момент сопротивления качению

$$M_k = fR_z r \quad (1.12)$$

Если не учитывать влияние динамических нагрузок, то на горизонтальной ВПП реакция R_z равна весу P_z , приходящемуся на колесо, а сила сопротивления качению колеса $P_k = fP_z$.

Максимальное значение горизонтальной реакции R_{\max} , пропорциональное вертикальной нагрузке на колесо, называют силой сцепления шины с ВПП:

$$P_{сц} = R_{\max} = \varphi R_z, \quad (1.13)$$

где φ – коэффициент сцепления, численно равный отношению силы, вызывающей равномерное скольжение колеса, к нормальной реакции ВПП. Сцепление колеса с ВПП зависит от конструкции и рисунка протектора (подбираемого экспериментально), давления в пневматиках колёс, материала и состояния поверхности ВПП. Коэффициент сцепления во время эксплуатации аэропорта определяется в необходимых случаях наземными службами с помощью акселерометра, установленного на специальном автомобиле, и эта информация передаётся по радио экипажу воздушного судна перед его посадкой.

В зависимости от направления скольжения различают коэффициенты продольного φ_x и поперечного φ_y сцепления.

Коэффициент сцепления φ_x обычно намного больше коэффициента сопротивления качению f , поэтому условие качения колеса без скольжения можно с небольшой погрешностью представить в виде:

$$P_x \leq P_{c\psi} = \varphi_x R_z \quad (1.14)$$

В ряде литературных источников [5,6,7] указываются следующие приблизительные значения коэффициента сопротивления качению и коэффициента сцепления для различного состояния ВПП (таблица 1.1).

Рассмотрим далее равновесие сил, действующих в точке «В», где находится посторонний предмет (рис.1.5). Со стороны ВПП на посторонний предмет действует сила $R_{z\psi}$, упругая сила R_r , направленная по радиусу r , со стороны колеса сила P_k , равная силе сопротивления качению. Равнодействующая всех сил R_n , действующих на посторонний предмет, образует с плоскостью ВПП траекторный угол ψ . Под действием силы R_n и силы тяжести $m_n g$, где m_n – масса постороннего предмета, происходит движение предмета по траектории, которая может закончиться либо попаданием на вход в воздухозаборник двигателя, либо попаданием в полусферу перед двигателем и засасыванием этого предмета внутрь воздухозаборника, либо посторонний предмет минует вход в двигатель.

Переходим к определению сил, действующих на посторонний предмет. Максимальное значение нормальной реакции R_z можно принять равной посадочной силе, приходящейся на одно колесо $R_z = P_{noc} = a_1 \frac{m_{noc} g}{n_{кол}}$, где

m_{noc} – посадочная масса воздушного судна; $a_1 = 0.8 \dots 0.85$ – коэффициент распределения посадочной массы ВС между основным шасси и передней стойкой; $n_{кол}$ – количество колес в основной или передней стойках шасси. Координаты точки «В» относительно вертикальной линии колеса шасси найдём следующим образом:

а) обозначим угол направления упругой силы R_r относительно пятна контакта шины колеса через x . Величина этого угла находится из соотношения $\sin x = \frac{r - \Delta_{ш}}{r} = 1 - \overline{\Delta_{ш}}$, где $\overline{\Delta_{ш}} = \frac{\Delta_{ш}}{r}$ – относительная деформация шины колеса;

б) угол раскрытия пятна контакта шины колеса находим из соотношения $\varphi = 180 - 2x = 180 - 2 \arcsin x = 180 - 2 \arcsin(1 - \overline{\Delta_{ш}})$;

Таблица 1.1

Значения коэффициентов сопротивления качению и сцепления

Вид и состояние взлетно-посадочной полосы	Коэффициент сопротивления качению f /коэффициент трения	Коэффициент сцепления φ
Сухая цементная ВПП	0.25...0.3/0.014...0.018	0.7...0.8
Влажная ВПП (слегка смоченная влагой после дождя, без скоплений воды)	/0.1...0.15	0.5...0.6
Мокрая ВПП (слой воды толщиной 2...3 мм)	/0.07...0.1	0.4...0.5
Скользкая ВПП (покрыта слякотью, то есть насыщенная водой или снегом)	/0.05...0.07	0.3...0.35
Гладкий лёд или укатанный снег	/0.03...0.05	0.05
Мокрый лёд	/0...0.015	0...0.03

в) расстояние от вертикальной оси колеса до точки «В» равно

$$x_B = r \cos x = r \cos\left(90 - \frac{\varphi}{2}\right) = r \sin \frac{\varphi}{2} =$$

$$= r \sin\left(90 - \arcsin(1 - \overline{\Delta_{\text{ш}}})\right) = r \cos(\arcsin(1 - \overline{\Delta_{\text{ш}}});$$

г) координата точки «В» вдоль оси y : $y_B = 0$.

Значение нормальной реакции в точке «В» приближенно находится следующим образом:

- при плотности вещества постороннего предмета $\rho_{nn} = 2700 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

определяется объём предмета $V_{nn} = \frac{m_n}{\rho_{nn}}$;

- гидравлический диаметр постороннего предмета $D_{nn} = \sqrt[3]{\frac{6V_{nn}}{\pi}}$;

- ометаемая площадь предмета $S_{nn} = \frac{\pi D_{nn}^2}{4}$;

- удельное давление шины колеса на пятно контакта колеса

$q_{nn} = \frac{P_z}{2r_k b_{ш} \sin \frac{\varphi}{2}}$, где $b_{ш}$ – ширина обода шины колеса;

- нормальная реакция на посторонний предмет со стороны ВПП

$$R_{zв} = q_{nn} S_{nn} \quad (1.15)$$

Упругая сила R_r , действующая на посторонний предмет, зависит от механических свойств шины колеса. Если принять, что колесо шасси изготавливается из резины, то величина упругой силы может быть найдена по формуле:

$$R_r = m_n \frac{v_B^2}{r} f_p, \quad (1.16)$$

где m_n – масса постороннего предмета; f_p – коэффициент упругости резины (к физико-химическим свойствам резины относятся: сопротивление разрыву; динамический модуль упругости; эластичность по отскоку); v_B – линейная скорость вращения колеса в точке «В».

Определим равнодействующую силу R_{n1} , действующую на посторонний предмет без учёта нормальной реакции в точке «В» (только силы R_r и P_k). Составим следующие соотношения:

$$R_{n1}^2 + R_{n1}^2 = 2(R_r^2 + P_k^2);$$

$$R_{n1}^2 = R_r^2 + P_k^2 - 2R_r P_k \cos(180 - x) = R_r^2 + P_k^2 + 2R_r P_k \cos x$$

Отсюда получаем:

$$R_{n1}^2 + R_r^2 + P_k^2 + 2R_r P_k \cos x = 2R_r^2 + 1P_k^2;$$

$$R_{n1}^2 = R_r^2 + P_k^2 - 2R_r P_k \cos x$$

или

$$R_{n1}^2 = R_r^2 + P_k^2 - 2R_r P_k \cos[\arcsin(1 - \overline{\Delta_{uu}})] \quad (1.17)$$

Траекторный угол равнодействующей R_{n1} находится по формуле:

$$\gamma = \arccos \frac{P_k - R_r \cos[\arcsin(1 - \overline{\Delta_{uu}})]}{\sqrt{R_r^2 + P_k^2 - 2R_r P_k \cos[\arcsin(1 - \overline{\Delta_{uu}})]}} \quad (1.18)$$

Определим теперь равнодействующую силу R_n , действующую на посторонний предмет с учётом нормальной реакции в точке «В» (силы R_r , P_k и R_θ). Составим следующие соотношения:

$$R_{nn}^2 + R_n^2 = 2(R_{n1}^2 + R_\theta^2);$$

$$R_{nn}^2 = R_\theta^2 + R_{n1}^2 - 2R_\theta R_{n1} \cos(90 - \gamma).$$

Отсюда получаем:

$$R_\theta^2 + R_{n1}^2 - 2R_\theta R_{n1} \cos(90 - \gamma) + R_n^2 = 2R_{n1}^2 + 2R_\theta^2; \quad (1.19)$$

$$R_n^2 = R_\theta^2 + R_{n1}^2 + 2R_\theta R_{n1} \sin \gamma$$

Направление равнодействующей силы R_n относительно силы R_{n1} показывает следующий угол:

$$\Theta = \arccos \frac{R_n^2 + R_{n1}^2 - R_\theta^2}{2R_n R_{n1}} \quad (1.20)$$

Таким образом, траекторный угол при действии сил R_r , P_k и R_θ равен:

$$\psi = \Theta + \gamma \quad (1.21)$$

Скорость вылета постороннего предмета в точке «В» определим из условия равенства количеств движения, которое приобретает предмет, находясь в пятне контакта и в момент отрыва предмета от колеса:

а) без учёта нормальной реакции в точке «В»

$$v_n = v_\theta \frac{R_{n1}}{P_k} \quad (1.22)$$

б) с учётом нормальной реакции в точке «В»

$$v_n = v_\theta \frac{R_n}{P_k} \quad (1.23)$$

Итак, дано v_n – начальная скорость движения постороннего предмета в точке В; γ или ψ – угол к горизонту (к ВПП); m_n – масса постороннего предмета. Полностью исследуем движение постороннего предмета. При этом определим: 1) траекторию движения предмета; 2) время полета τ_n ;

3) дальность полёта L_n ; 4) максимальную высоту подъёма H_{max} ; 5) скорость постороннего предмета на высоте $h < H_{max}$; 6) ускорения a_n и a_τ в начальной

точке траектории и в наивысшей точке подъёма; 7) радиус кривизны траектории в этих точках.

Движение происходит в декартовой системе координат. В начальный момент времени $\tau = 0$ предмет находился в начале координат, то есть в точке «В». Данное движение постороннего предмета криволинейное. Воспользуемся законом независимости движений и разложим это движение на два прямолинейных: вдоль оси x и вдоль оси y . Движение вдоль оси x равномерное ($a_x = 0$) с начальной скоростью $v_{nx} = v_n \cos \psi$, которая остаётся постоянной: $v_x = v_{nx} = \text{const}$.

Уравнение движения вдоль оси x имеет вид:

$$x = x_{0x}\tau = v_{nx}\tau \cos \psi \quad (1.18)$$

Движение по оси y равнопеременное с постоянным ускорением $a_y = -g$ и начальной скоростью $v_{ny} = v_n \sin \psi$. Соответственно, скорость и изменение координаты y определяются следующими формулами:

$$v_y = v_{ny} - g\tau; \quad y = v_n\tau \sin \psi - \frac{g\tau^2}{2} \quad (1.19)$$

1. Для определения траектории движения (аналитического уравнения кривой, по которой предмет движется в пространстве) из выражений (1.18) и (1.19) исключаем время τ . После преобразований получаем:

$$y = x \operatorname{tg} \psi - \frac{gx^2}{2v_n^2 \cos^2 \psi} \quad (1.20)$$

Таким образом видно, что посторонний предмет движется по параболе, центр которой смещён относительно точки «В».

2. Для определения времени полёта предмета воспользуемся формулой (1.19). (Рассмотрение движения вдоль оси x не позволит определить время полёта, так как вдоль оси x предмет мог бы равномерно двигаться сколь угодно долго). Приравняв $y = 0$, получим:

$$0 = \tau(v_n \sin \psi - \frac{g\tau}{2}), \quad \tau_1 = 0, \tau_n = \frac{2v_n \sin \psi}{g} \quad (1.21)$$

3. Так как вдоль оси x движение равномерное и известно время движения, то:

$$x_{\max} = L_n = v_{nx}\tau_n = \frac{v_n^2 \sin 2\psi}{g} \quad (1.22)$$

4. Максимальную высоту подъёма предмета можно определить из формулы (1.19), подставив в неё время подъёма $\tau_{\text{нод}}$, которое можно определить из условия, что скорость v_y в наивысшей точке подъёма равно нулю:

$$0 = v_{ny} - g\tau_{nod}; \quad y_{max} = H_{max} = v_n \tau_{nod} \sin \psi - \frac{g\tau_{nod}^2}{2}; \quad (1.23)$$

$$H_{max} = \frac{v_n^2 \sin^2 \psi}{2g}$$

5. Для определения скорости на высоте H_o необходимо знать время, когда предмет находится на этой высоте τ_{H_o} , и тогда компоненты скорости будут определены: $v_x = v_{ex}$; $v_y = v_{ey} - g\tau_{H_o}$

Время τ_{H_o} найдём из уравнения:

$$y = H = v_{ey}\tau_{H_o} - \frac{g\tau_{H_o}^2}{2}; \quad \tau_{H_o} = \frac{v_{ey} \pm \sqrt{v_{ey}^2 - 2gH_o}}{g} \quad (1.24)$$

Очевидно, что оба значения времени имеют физический смысл, так как на высоте H_o предмет будет находиться дважды, в первый раз – двигаясь вверх, второй раз двигаясь вниз. Поэтому скорость предмета на высоте H_o определится формулами в первой точке:

$$v_{x1} = v_n \cos \psi, \quad v_{y1} = \sqrt{v_n^2 \sin^2 \psi - 2gH}$$

Модуль скорости равен $|v_{H_o}|_1 = \sqrt{v_n^2 - 2gH_o}$, тангенс угла наклона скорости к оси x (к ВПП):

$$\beta_1 = \arctg \frac{v_{y1}}{v_{x1}} = \arctg \frac{\sqrt{v_n^2 \sin^2 \psi - 2gH_o}}{v_n \cos \psi} \quad (1.25)$$

Во второй точке на высоте H_o :

$$v_{x2} = v_n \cos \psi, \quad v_{y2} = -\sqrt{v_n^2 \sin^2 \psi - 2gH_o}$$

Модуль скорости равен $|v_{H_o}|_2 = \sqrt{v_n^2 - 2gH_o}$, тангенс угла наклона скорости к оси x (к ВПП):

$$\beta_2 = \arctg - \left(\frac{v_{y2}}{v_{x2}} \right) = \arctg - \left(\frac{\sqrt{v_n^2 \sin^2 \psi - 2gH_o}}{v_n \cos \psi} \right) \quad (1.26)$$

6. Чтобы найти нормальную и тангенциальную компоненты ускорения, воспользуемся тем, что тангенциальное ускорение направлено по касательной к траектории движения, а нормальное по нормали к ней. Полное же ускорение, с которым движется предмет во всех точках, одинаково и равняется ускорению свободного движения g .

В начальной точке «B»

$$a_{B\tau} = -g \sin \psi, \quad a_{Bn} = -g \cos \psi$$

В точке наивысшего подъёма

$$a_{H_{max}\tau} = 0, \quad a_{H_{max}n} = -g$$

Нормальное ускорение определяется по формуле $a_n = \frac{v^2}{R}$,

где R – радиус кривизны траектории в данной точке, то есть радиус окружности, часть дуги которой совпадает с траекторией в данной точке.

Отсюда получаем:

в начальной точке «B»

$$v = v_B, \quad |a_n| = g \cos \psi, \quad R_B = \frac{v_n^2}{g \cos \psi};$$

в точке наивысшего подъёма $v_y = 0$, скорость имеет только x – компоненту:

$v_{H_{max}} = v_{Bx} = v_n \cos \psi$, а нормальное ускорение в этой точке равно $a_n = g$ и

$$\text{радиус кривизны } R_{H_{max}} = \frac{v_n^2 \cos^2 \psi}{g}.$$

Аналогичным образом можно определить параметры движения постороннего предмета, если принять $x = B_0$ (расстояние от оси колеса шасси до плоскости входного отверстия воздухозаборника двигателя).

На рис.1.6 показано изменение траекторного угла ψ от скорости пробега воздушного судна типа Ту-154 (Ту-154М) по ВПП при двух значениях относительной деформации шины колеса $\Delta_{ш} = 0.02; 0.04$. Расчеты выполнялись по специально разработанной программе при следующих исходных данных: посадочная масса ВС $m_{BC} = 75000 \text{ кг}$; основные колеса шасси – 12 шт; размеры колеса 930 x 305 мм; передние колеса – 2 шт.; размеры 800 x 225 мм; масса постороннего предмета 0.035 кг, 0.030 кг; высота расположения оси двигателя от ВПП $H_0 = 4.25 \text{ м}$; расстояние от вертикальной оси колеса основного шасси до плоскости входного отверстия воздухозаборника $B_0 = 3.92 \text{ м}$. Критическое значение траекторного угла полета определялось по формуле

$$\psi_{кр} = \arctg \frac{H_0}{B_0 - x_B} = \arctg \frac{H_0}{B_0 - r_k \sin \frac{\varphi}{2}} = 44.5^\circ.$$

Из рис.1.6 видно, что при скорости воздушного судна $V_{BC} \geq 95 \frac{\text{км}}{\text{ч}}$ возможно попадание посторонних предметов на вход в двигатель. Наибольшее значение скорости пробега воздушного судна, при которой посторонние предметы минуют входное отверстие воздухозаборника, составляет более 160 км/ч.

На рис.1.7 показано влияние массы постороннего предмета на величину

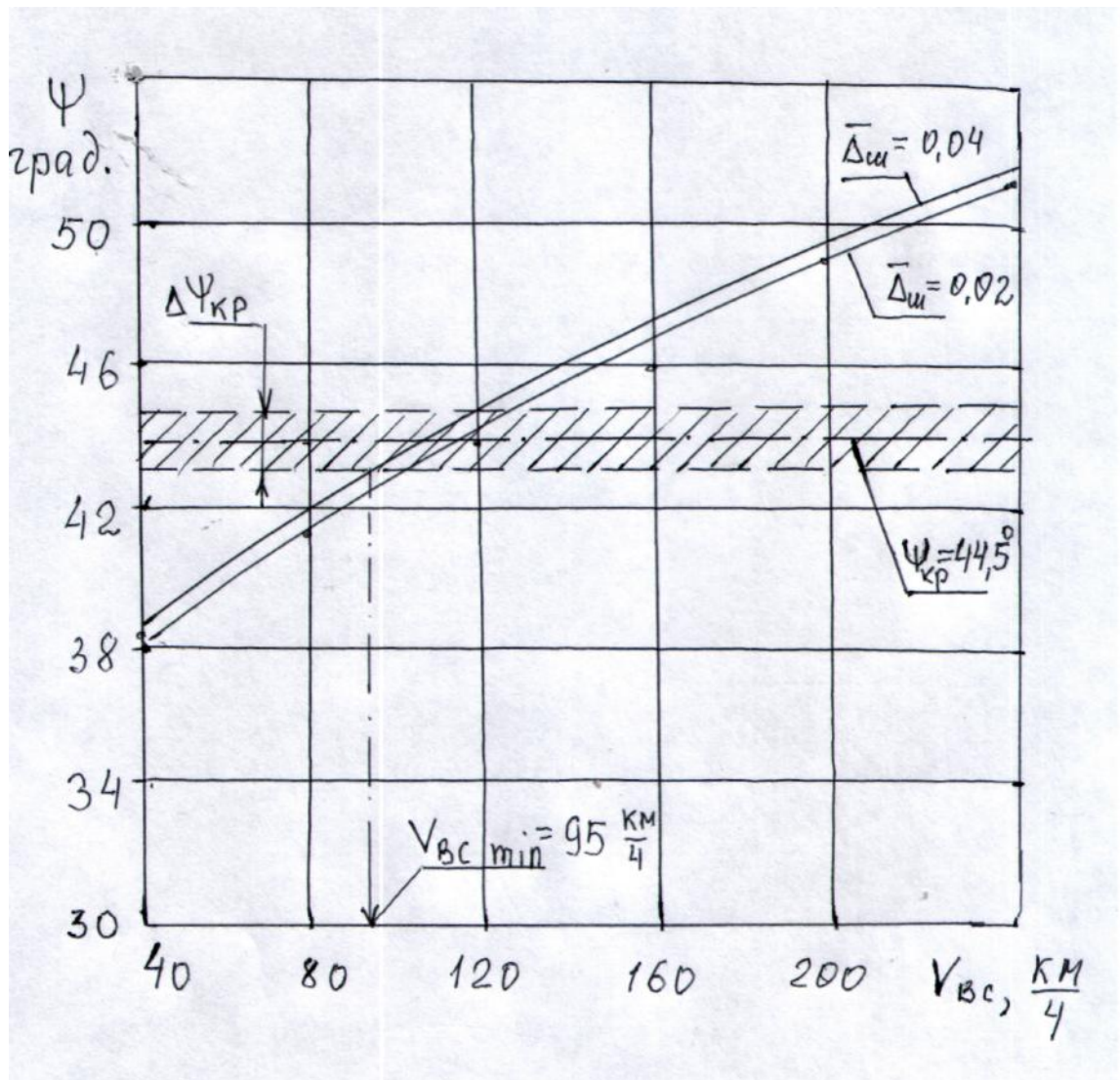


Рис.1.6. Зависимость траекторного угла полета постороннего предмета от скорости пробега воздушного судна по ВПП $V_{вс}$ при различной относительной деформации шины колеса $\overline{\Delta_u}$

траекторного угла полета постороннего предмета. Видно, что при массе предмета от 0.03 кг до 0.035 кг диапазон скоростей пробега воздушного судна, при котором возможно попадание посторонних предметов, равен 99...142 км/ч.

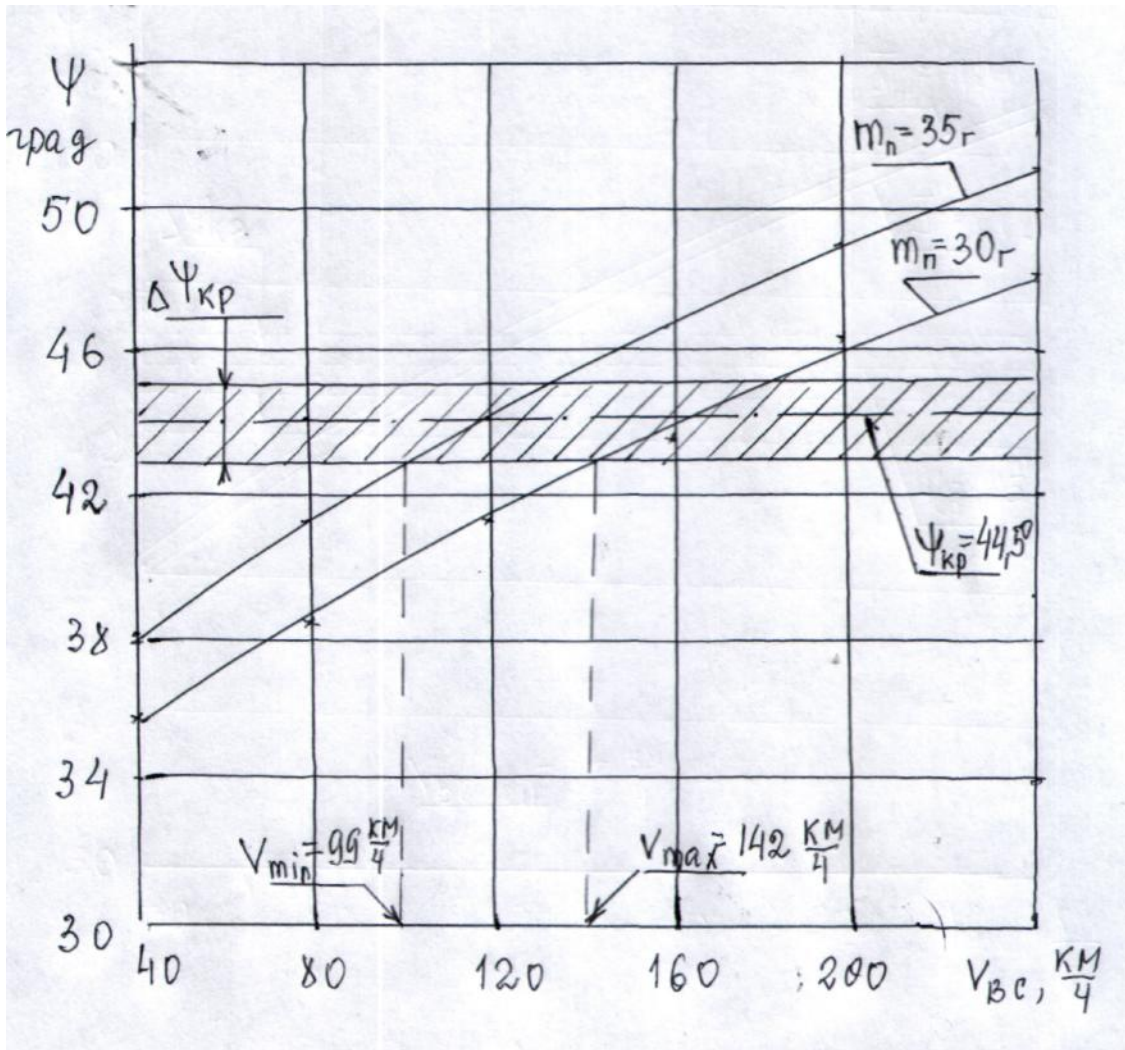


Рис.1.7. Зависимость траекторного угла полета постороннего предмета от скорости пробега воздушного судна по ВПП при различной массе предмета

2. Обзор повреждений лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30

Исходными данными для анализа повреждений лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30 являются статистические данные, полученные из различных источников:

- из лаборатории диагностики АТЦ Шереметьево, Внуково, Домодедово и др.;

- из актов расследования летных происшествий (инцидентов) с воздушными судами с двигателями семейства Д-30 и др.

Основные виды повреждений лопаток компрессоров при эксплуатации двигателей семейства Д-30 показаны на рис. 2.1.

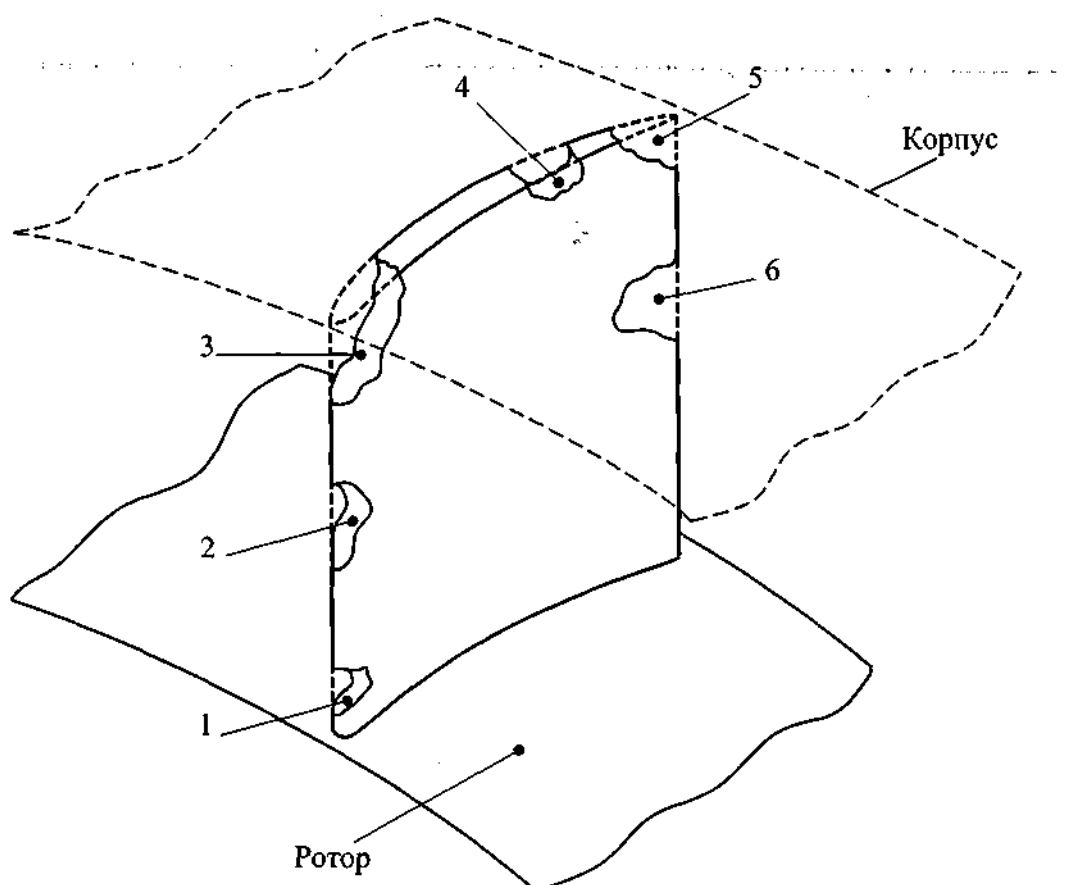


Рис. 2.1. Основные виды повреждений лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30:

1- повреждение входной кромки в корневой части лопатки; 2- повреждение входной кромки лопатки; 3- повреждение входной кромки на периферии лопатки; 4- повреждение торца лопатки; 5- повреждение выходной кромки на периферии лопатки; 6- повреждение выходной кромки лопатки.

В связи с различным механизмом попадания посторонних предметов на вход в двигатель ниже приводится анализ статистической информации повреждений лопаток компрессоров двигателей с учётом их размещения на воздушном судне.

2.1. Двигатели расположены в задней части фюзеляжа ВС.

Рассматриваются двигатели Д-30КУ-154 воздушных судов типа Ту-154М и двигатели Д-30КУ воздушных судов типа Ил-62М

На рис. 2.1 показана забоина на входной кромке лопатки первой ступени компрессора низкого давления (вентилятора) двигателя Д-30КУ №59248912415. Забоина имеет радиус $r \approx 6$ мм и расположена выше антивибрационной полки на радиусе рабочего колеса $R \approx 610$ мм и имеет заострённые кромки. Общая площадь забоины составляет 56 мм^2 . Таким образом, площадь на входе в рабочее колесо уменьшилась на $0,004\%$.

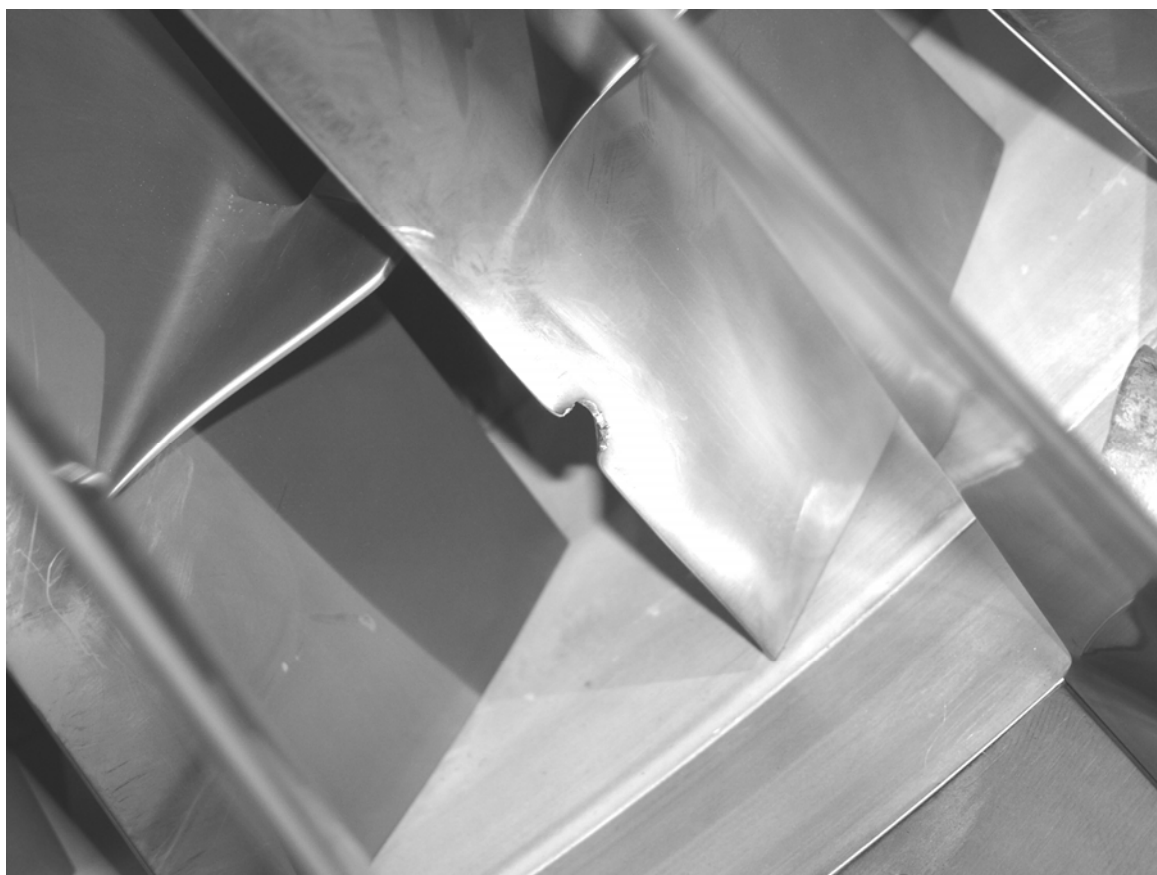


Рис. 2.2. Забоина на входной кромке лопатки первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ

Такое повреждение можно объяснить достаточно крупным посторонним предметом, который поступил на вход в двигатель в результате взаимодействия колеса шасси с взлетно-посадочной полосой. Данный дефект обычно устраняют путём зашлифовки передней кромки лопатки в повреждённой части и придания ей плавных форм с целью устранения забоины как концентратора напряжений (рис.2.3).

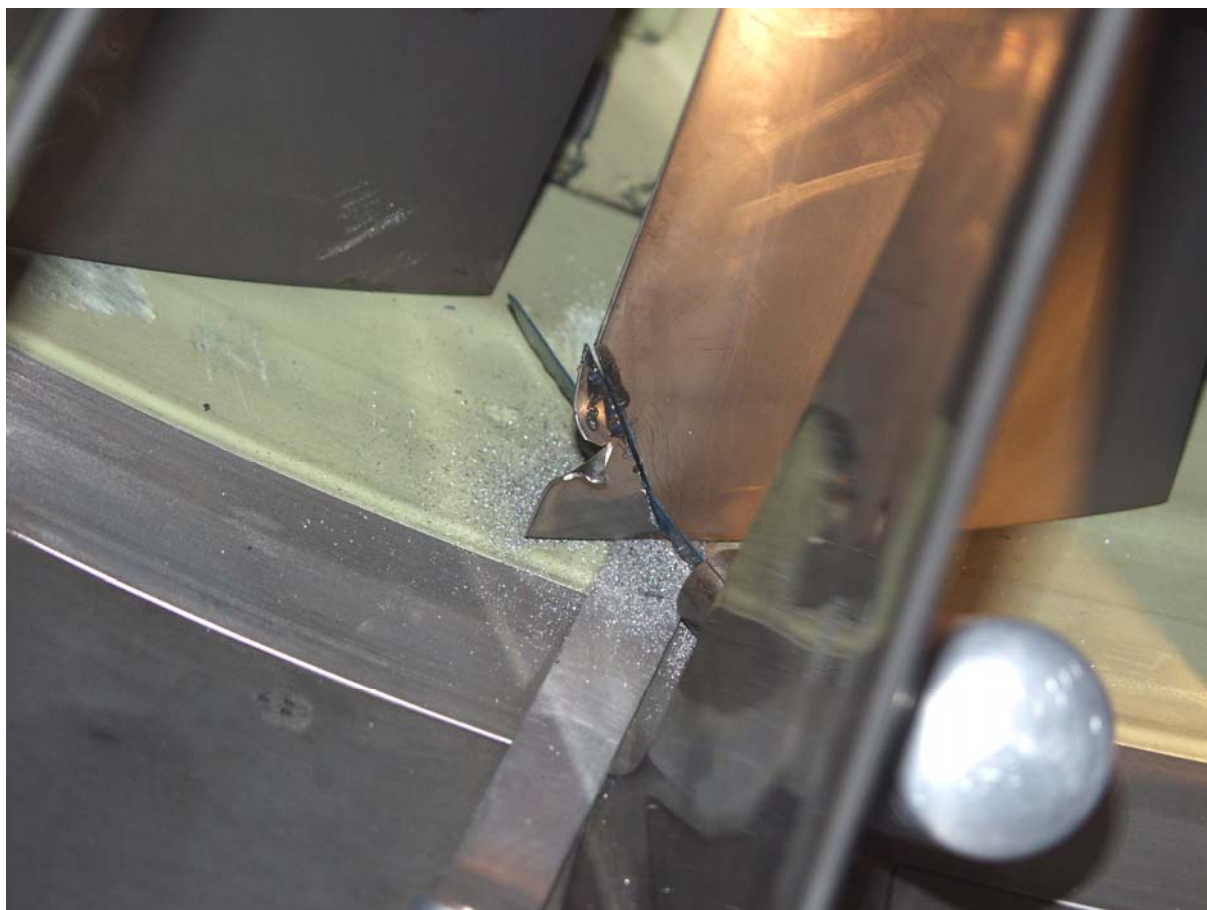


Рис.2.3. Удаление повреждённой части входной кромки лопатки первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ

На рис.2.4 показана лопатка второй ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154 с забоиной на выходной кромке на расстоянии 30 мм от торца. Радиус забоины $r \approx 0,7$ мм, однако, в районе забоины кромка лопатки сильно деформирована (до 70 мм по высоте лопатки и 30 мм по хорде).

На рис.2.5 показана лопатка направляющего аппарата первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154 с забоиной входной кромки в корневой части. Не смотря на малые размеры, забоина имеет острые рваные кромки.

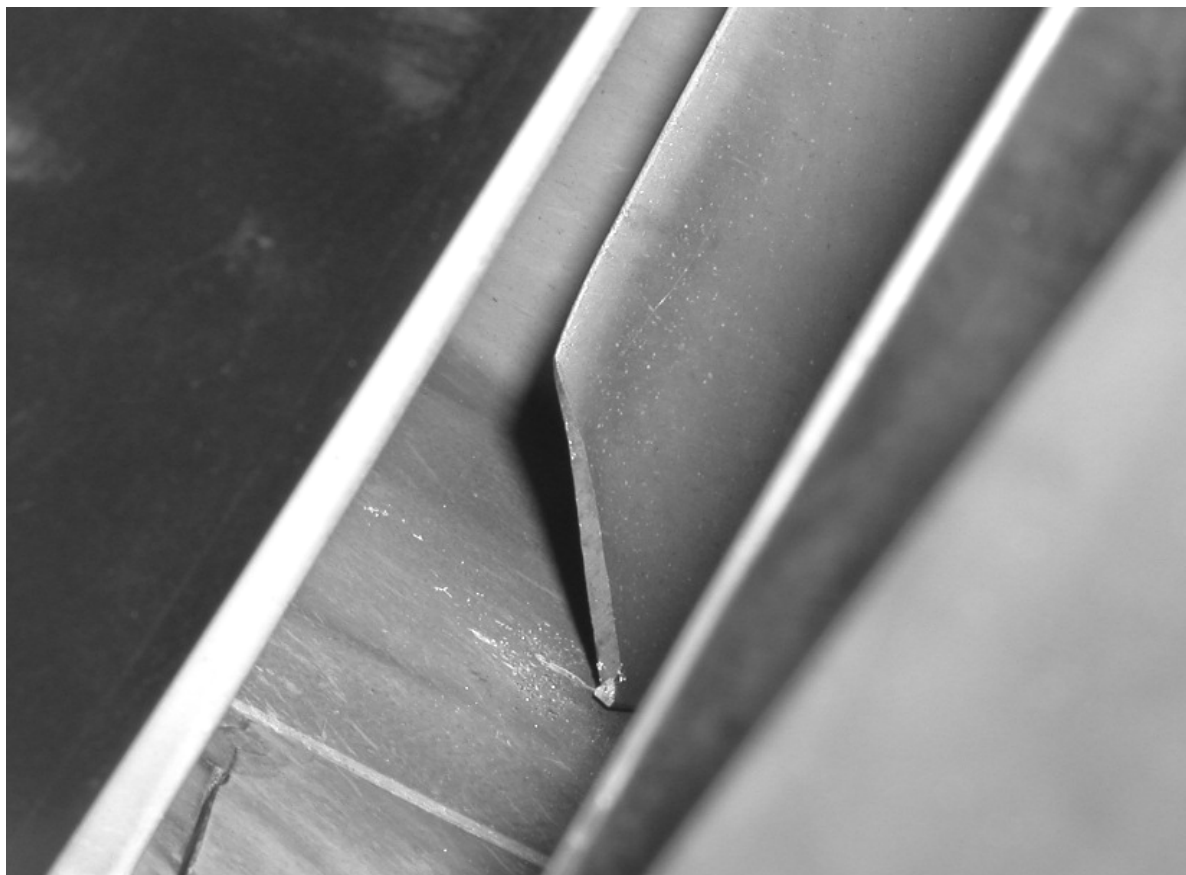


Рис.2.4. Рабочая лопатка второй ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154 с удалённым уголком

На рис.2.6, 2.7 и 2.8 показано повреждение входных кромок лопаток первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154. Видно, что это повреждение находится на уровне антивибрационных полок лопаток.

Обработка статистической информации повреждений лопаток показывает, что фактическая площадь зачисток примерно в 1,5...1,8 раза больше допускаемых значений.

2.2. Двигатели расположены под крылом ВС.

Рассматриваются двигатели Д-30КП воздушных судов типа Ил-76 и двигатели ПС-90А воздушных судов типа Ил-96-300, Ту-204, Ту-214.

2.2.1. Анализ статистики повреждений лопаток компрессоров двигателей ПС-90А, выполненный в авиакомпании «Дальавиа».

Представляем анализ повреждений лопаток компрессоров двигателей ПС-90А, выполненный в авиакомпании «Дальавиа» (680012, Россия, г.Хабаровск, Аэропорт, ФГУП «Дальавиа», Генеральный директор П.И. Севастьянов).

За период эксплуатации двигателей ПС-90А, установленных на самолетах Ту-214 ФГУП «Дальавиа», с 2002 года по 2005 год зафиксировано 25 случаев повреждений лопаток компрессора. Общий простой самолетов по устранению

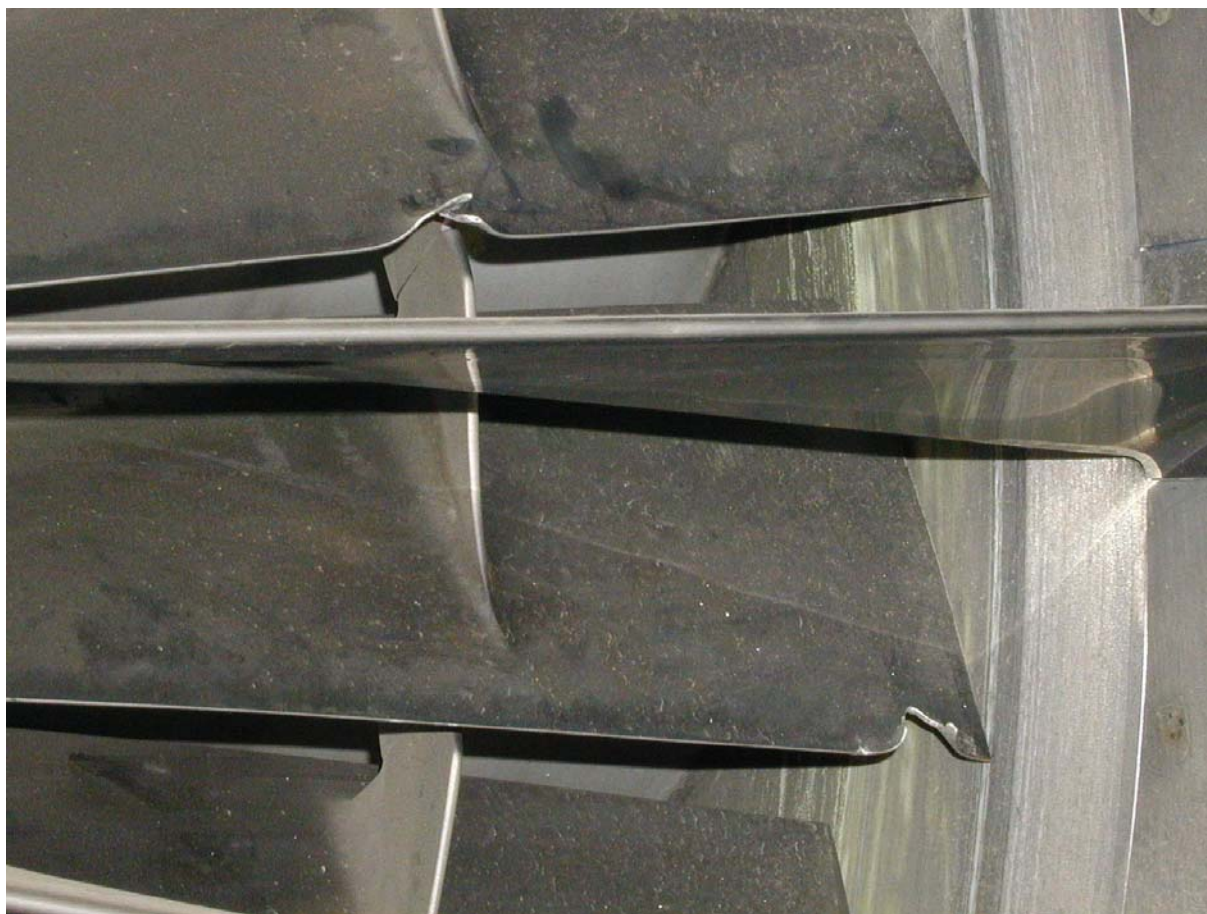


Рис.2.6. Повреждение входных кромок лопаток первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154

данных повреждений составил 122 дня. За данный период имеет место один случай отстранения двигателя от эксплуатации и направление его в ремонт из-за недопустимых повреждений рабочих лопаток первой ступени компрессора высокого давления. Общие затраты ФГУП «Дальавиа» на восстановление двигателей в эксплуатации путем зачистки поврежденных лопаток КВД составили более трех миллионов рублей.

Количество восстановленных в эксплуатации двигателей путем зачистки рабочих лопаток КВД составляет - 10. Основной простой самолетов и величина убытков выпадает на данные случаи повреждений лопаток по причине ожидания прибытия в Хабаровск специалистов ОАО «ПМЗ» для выполнения работ и высокой стоимости выполнения работ (например: стоимость устранения повреждения на одной рабочей лопатке первой ступени КВД составляет 150...165 тыс. руб., а на одной рабочей лопатке 13-ой ступени КВД составляет 304...308 тыс. руб.).

По характеру и количеству повреждений, относительно месяца года, можно сделать вывод, что все повреждения компрессора двигателей ПС-90А выявляются в

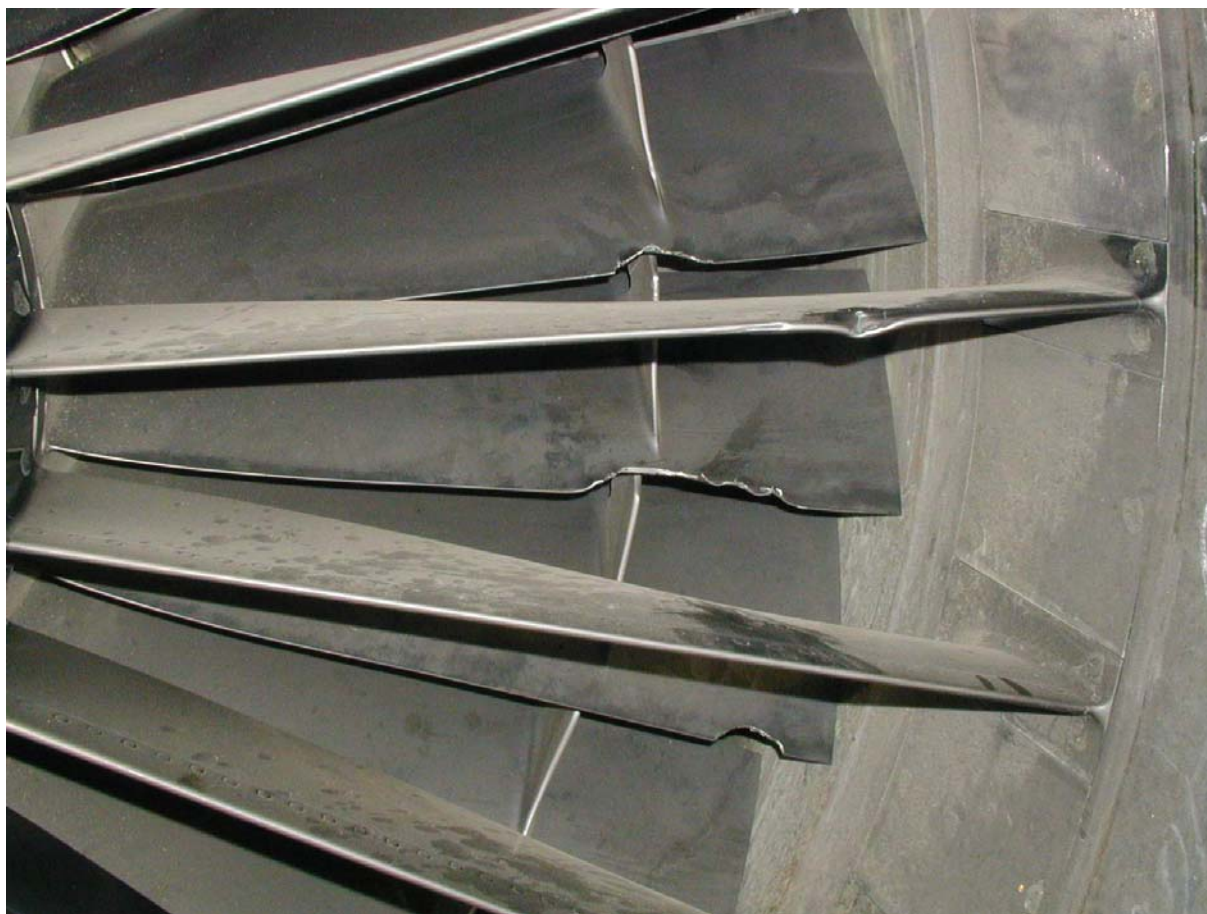


Рис.2.7. Повреждения входных кромок лопаток первой ступени вентилятора и входного направляющего аппарата двигателя Д-30КУ-154

период с сентября по апрель месяц из-за попадания с ВПП льда, снежных масс и посторонних предметов (мелкие камни и т.д.). Практически все повреждения рабочих лопаток вентилятора КНД выявляются в аэропортах Хабаровск и Домодедово при эксплуатации самолетов Ту-214 на линии Хабаровск - Домодедово (7 случаев - в Хабаровске, 8 случаев в Домодедово). За весь период эксплуатации двигателей ПС-90А в ФГУП «Дальавиа» не зафиксировано ни одного случая выявления повреждений рабочих лопаток вентилятора КНД после прилета самолетов Ту-214 из зарубежных аэропортов (Ниигата, Сеул. Аомори и т.д.).

Необходимо отметить 2 случая повреждений рабочих лопаток вентилятора КНД в связи с которыми потребовалась замена рабочего колеса вентилятора из-за превышения допусков на повреждения, а именно:

1. Двигатель № 3949043101039 - май 2004 года, поступил на доработку ресурса из аэропорта Домодедово, где эксплуатировался в АК «Домодедовские авиалинии») на самолете Ил-96. На данном двигателе обнаружены повреждения на 20 рабочих лопатках вентилятора с превышением общей площади



Рис.2.8. Забоина на входной кромке лопатки первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154

зачищенных лопаток.

2. Двигатель № 3949043101039 - 27.12.2004 года, при взлете из аэропорта Домодедово и возврата самолета в данный аэропорт обнаружена забоина на входной кромке лопатки № 16 вентилятора в недопустимой зоне. По данному вопросу в адрес ЗАО "МАД» направлено письмо (исх. № 619 от 21.03.2005 года) с требованием усилить контроль за состоянием ВПП, рулежных дорожек и мест стоянки в условиях постоянной реконструкции аэропорта и при неблагоприятных погодных условиях (снегопады, обледенение и т.д.).

2.2.2. Анализ статистики повреждений лопаток компрессоров двигателей ПС-90А, выполненный ОАО «Авиадвигатель»

Представляем анализ повреждаемости лопаток КВД двигателей ПС-90А, выполненный в ОАО «Авиадвигатель» (Главный конструктор А.Н. Семенов).

1. В период с 01.01.2002 г. по 31.03.2004 г. зафиксировано 139 случаев повреждения лопаток КВД двигателей ПС-90А, эксплуатируемых на самолетах Ту-204, Ту-214 и Ил-96-300.

2. В указанный период времени, повреждений лопаток КВД в двигателях ПС-90А-76, установленных на самолете Ил-76МФ, не зафиксировано. Нарботка двигателей составила: в 2002 году – 129 часов/ 33 цикла; в 2003 году – 215 часов/ 88 циклов; в 1 кв. 2004 года – 15 часов/4 цикла. Суммарная наработка двигателей ПС-90А-76 на самолете Ил-76МФ в период с 01.01.2002 г. по 31.03.2004 г. составила 359 часов/ 125 циклов.

3. Данные по повреждениям: общему количеству, отдельно вентилятор, отдельно КВД, одновременно ПС КНД и КВД, одновременно вентилятор и КВД приведены в таблице 2.1.

Из таблицы 2.1 видно, что общее количество повреждений лопаток КВД с каждым годом растёт, вне зависимости от типа самолета.

По самолетам Ту-204 и Ту-214 это можно объяснить увеличением парка самолетов и общего налета самолетов.

Для всех типов самолетов (Ил-96-300, Ту-204, Ту-214) рост повреждений лопаток КВД можно объяснить отношением авиакомпаний к эксплуатации двигателей:

- ослабление внимания к чистоте взлетно-посадочных полос;
- накопление опыта, повышение квалификации лиц, производящих осмотры КВД двигателей, и применение более совершенной аппаратуры для осмотра газоздушного тракта.

4. Количество двигателей, имеющих одновременно повреждения рабочих лопаток вентилятора и рабочих лопаток КВД составляет 8 (5.8 %) от общего количества (139) получивших повреждения.

Из 8 случаев повреждения рабочих лопаток вентилятора и рабочих лопаток КВД – в трех повреждены рабочие лопатки 5-ой ступени; 5-ой и 10-ой степеней; 7-ой и 8-ой ступеней КВД. В остальных 5 случаях – рабочие лопатки первой ступени КВД.

В целях снижения трудоемкости ТО и исключения простоя самолетов возможно рассмотрение вопроса о снижении количества осматриваемых ступеней при обнаружении забоин на рабочих лопатках вентилятора.

5. В рассматриваемый период наработка двигателей в циклах составила соответственно:

- 2002 г. по Ту-204, Ту-214 – 7683; Ил-96-300 – 13746;
- 2003 г. по Ту-204, Ту-214 – 9149; Ил-96-300 – 14287;
- 1 кв. 2004 г. по Ту-204, Ту-214 – 2362; Ил-96-300 – 4061.

Учитывая наработку двигателей, относительная величина количества двигателей с повреждениями КВД по типу самолета на 1000 циклов наработки составила:

- 2002 г. по Ту-204, Ту-214 – 2.96; Ил-96-300 – 2.1;
- 2003 г. по Ту-204, Ту-214 – 2.90; Ил-96-300 – 2.65;
- 1 кв. 2004 г. по Ту-204, Ту-214 – 4.9; Ил-96-300 – 2.5.

Таблица 2.1

Год	2002 г.	2003 г.	1 кв. 2004 г.
Тип самолета	Общее количество		
Ту	19	28	12
Ил	29	41	10
Вентилятор			
Ту	5	15	4
Ил	16	31	8
КВД			
Ту	13	9	7
Ил	11	7	2
ПС КНД + КВД			
Ту	1	2	-
Ил	-	-	-
Вентилятор + КВД			
Ту	-	2	1
Ил	2	3	-

На самолетах Ту-204 и Ту-214 среднее количество повреждений лопаток КВД составляет за указанный период – 3.58 на 1000 циклов наработки, в то время как на Ил-96-300 – 2.41 на 1000 циклов.

Данные величины приведены без учета повреждений на двигателях самолета Ил-96-300ПУ № 96012.

6. Статистические данные по повреждениям КВД в авиакомпаниях и относительная величина количества двигателей с повреждениями КВД по авиакомпаниям на 1000 циклов приведены в таблице 2.2.

Наибольшее количество двигателей с повреждениями лопаток КВД зафиксировано при выполнении рейса Москва – Хабаровск и обратно. При этом повреждения зафиксированы как на самолетах ФГУП «Дальавиа» (выполняет рейсы в Москву, а/п Домодедово), так и на самолетах авиакомпании ОАО «Аэрофлот» (Москва, а/п Шереметьево).

7. Анализ статистических данных по повреждениям элементов двигателей воздушных судов Ту-204 и Ту-214 показал, что:

- максимальное общее количество повреждений приходится на период с сентября по март. В этот период из 139 двигателей, получивших повреждения лопаток КВД, повреждено 105 двигателей (75.5 %);

- по сезонам года общее количество повреждений составило: летом – 18 двигателей (13 %), осенью – 36 (25.9 %), зимой – 49 (35.2 %), весной – 36 (25.9 %);

- рост повреждений вентилятора также приходится на ноябрь, декабрь, январь и март. В этот период из 78 двигателей обнаружены повреждения

Таблица 2.2

Авиа-компания (тип ВС)	2002 г.			2003 г.			1 кв. 2004 г.			Сред-не кл-в пвр. н 1000 цик-лов
	Кол-во пов-реж-дений	От-работано цик-лов	Пов-реж-дений на 1000 цик-лов	Кол-во пов-реж-дений	От-работано цик-лов	Пов-реж-дений на 1000 цик-лов	Кол-во пов-реж-дений	От-работано цик-лов	Пов-реж-дений на 1000 цик-лов	
ГТК «Россия» (Ил)	1	318	3.0	5	359	13.9	2	175	11.4	9.4
ГТК «Россия» (Ту)	-	-	-	5	1929	2.8	2	455	4.5	3.55
А/к «ДМД» (Ил)	6	2646	2.2	9	3002	3.3	2	737	3.0	2.83
ОАО «Аэро-флот» (Ил)	21	10782	2.0	24	10926	2.0	6	3149	2.0	2.0
А/к «Авиа-стар-ТУ» (Ту)	0	2610	0	5	2064	2.0	0	380	0	0.67
ГУАП Кавмин-воды-авиа (Ту)	4	1524	3.0	2	888	2.0	1	160	6.0	3.67
А/к «Сибирь» (Ту)	0	1199	0	7	1232	5.6	1	323	3.0	2.87
А/к «Красс-АВИА» (Ту)	4	1334	3.0	7	1626	4.3	4	648	6.0	4.43
ФГУП Дальавиа (Ту)	9	1016	8.8	2	1408	1.0	4	396	10.0	6.6

рабочих лопаток вентилятора на 51 двигателе (65 %). По сезонам года общее количество повреждений составило: летом – 8 вентиляторов (10.1 %), осенью – 22 (27.8 %), зимой – 27 (34.2 %), весной – 22 (28.2 %).

- количество повреждений отдельно КВД, одновременно КВД и ПС КНД, одновременно вентилятор и КВД в течении года практически не отличаются и не носят ярко выраженного характера по сезонам года;

- рост общего количества повреждений КВД в ноябре, декабре, январе и марте обусловлен ростом повреждений вентилятора в указанный период;

- причиной повреждения вентиляторов в холодный период года по всей вероятности служит наличие на ВПП льда, снежных масс с посторонними предметами (мелкие камни и т.п.).

8. Процент восстановленных двигателей от числа поврежденных находится на высоком уровне, и из года в год не носит ярко выраженного характера в сторону увеличения или уменьшения; в 1998 г. восстановлено – 83.3 %, в 1999 г. – 89.6 %, в 2000 г. – 83 %, в 2001 г. – 91.3 %, в 2002 г. – 77.1 %, в 2003 г. – 88.4 %. Причиной такого высокого уровня восстановленных двигателей является увеличение количества и размеров повреждений, допущенных после зачистки, при анализе каждого конкретного случая специализированными отделами ОАО «Авиадвигатель».

9. Процент восстановленных рабочих колес вентилятора в 2003 г. снизился: в 2002 г. было восстановлено 76.3 %, в 2003 г. – 69.6 %. Одной из причин увеличения снятых рабочих колес вентилятора является возможность замены рабочего колеса в эксплуатации.

10. Количество поврежденных рабочих лопаток по ступеням КВД приведены в на рис.2.9 и 2.10. Видно, что наиболее часто повреждаются рабочие лопатки первой и 7-ой ступеней КВД.

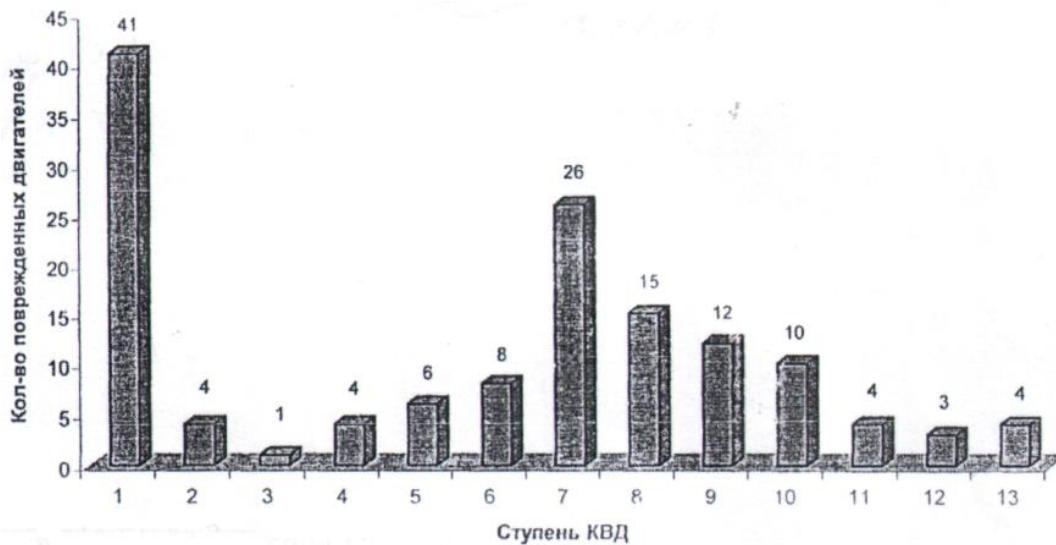


Рис.2.9. Наиболее часто повреждаемые ступени КВД

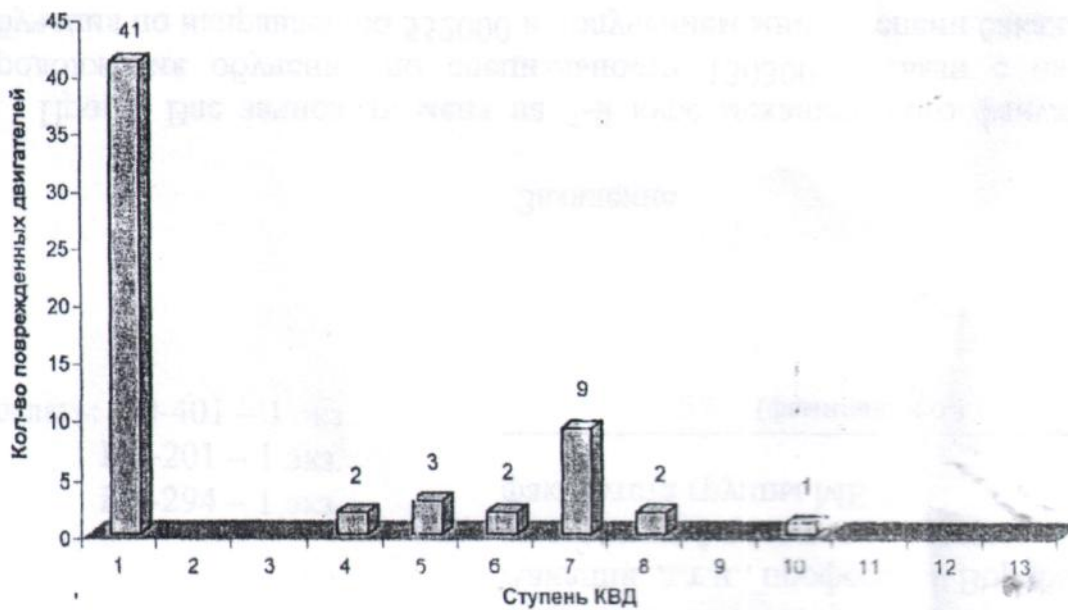


Рис.2.10. Ступени КВД, начиная с которых обнаружены повреждения лопаток (первые поврежденные ступени КВД)

2.2.3. Анализ статистики повреждений лопаток компрессоров двигателей ПС-90А, выполненный по материалам работ Белоусова Г.Г.

На рис.2.11 приведены наиболее часто встречающиеся в эксплуатации повреждения лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30. На рис.2.12 показаны лопатки компрессоров, прошедшие зачистку группой специалистов под руководством Г.Г. Белоусова.

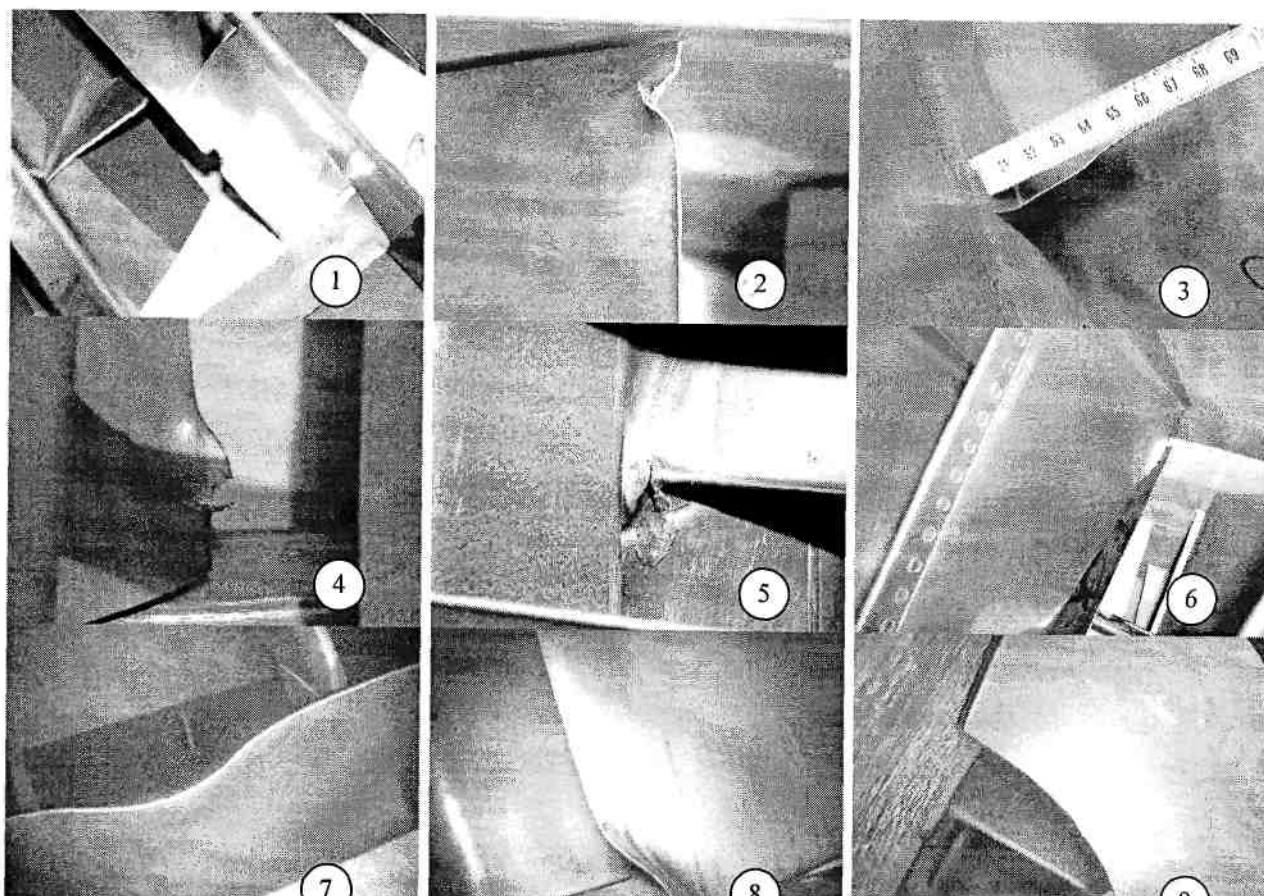


Рис.2.11. Фактически встречающиеся в эксплуатации механические повреждения лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30:

1. Забоина на входной кромке лопатки первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ.
2. Забоина на входной кромке лопатки первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154.
3. Загиб уголка на передней кромке лопатки вентилятора двигателя ПС-90А.
4. Забоина на выходной кромке лопатки первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154.
5. Забоина входной кромки в корневой части лопатки направляющего аппарата первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ-154.
6. Забоина на выходной кромке лопатки входного направляющего аппарата двигателя Д-30КУ.
7. Повреждение входной кромки лопатки первой ступени компрессора высокого давления (КВД) двигателя ПС-90А.
8. Загиб уголка входной кромки рабочей лопатки первой ступени КВД двигателя ПС-90А.
9. Скол уголка на выходной кромке рабочей лопатки седьмой ступени КВД двигателя ПС-90А.

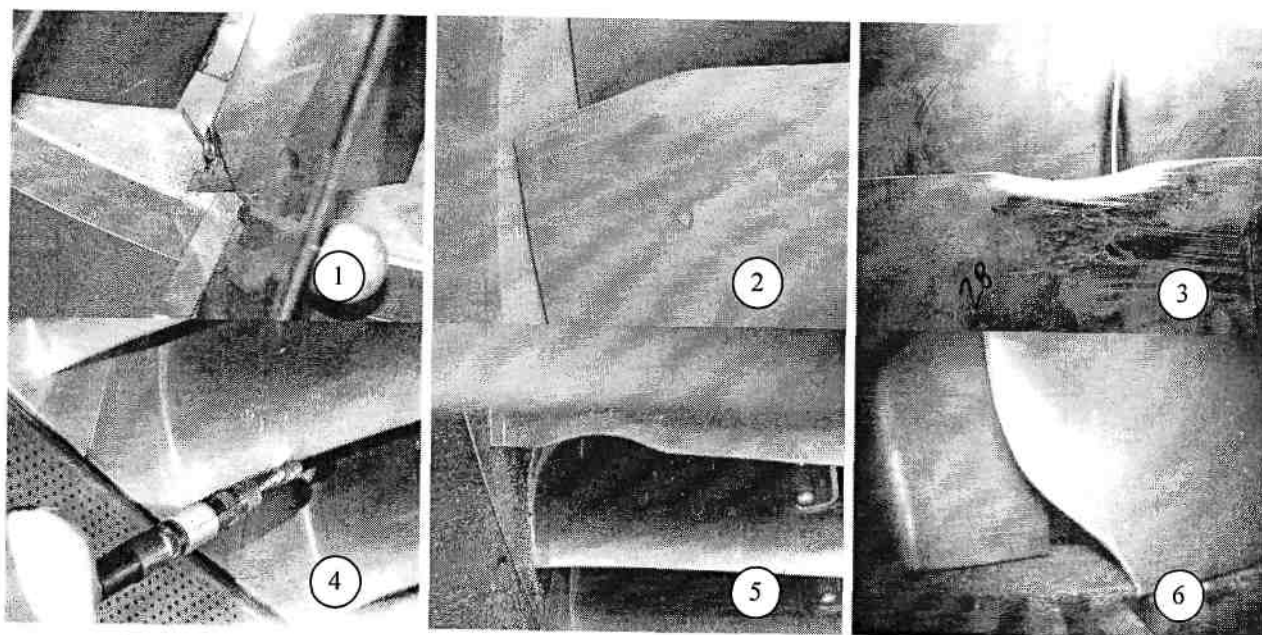


Рис.2. 12. Лопатки компрессоров двигателей семейства Д-30 после проведённой зачистки забоин:

1. Удаление повреждённой части входной кромки лопатки первой ступени вентилятора двигателя Д-30КУ..
2. Лопатка вентилятора двигателя ПС-90А со спиленным уголком входной кромки.
3. Лопатка вентилятора двигателя ПС-90А с зачищенной входной кромкой.
4. Зачистка входной кромки лопатки выходного направляющего аппарата вентилятора двигателя ПС-90А.
5. Лопатка выходного направляющего аппарата вентилятора двигателя ПС-90А с зачищенной входной кромкой.
6. Лопатка первой ступени компрессора высокого давления двигателя ПС-90А с запиленным уголком входной кромки.

На рис.2.13 и 2.14 показано распределение повреждений по длине лопатки вентилятора двигателя ПС-90А. Видно, что наиболее сильно повреждается входная кромка пера лопатки.

На рис.2.15 показано распределение повреждений по длине лопатки первой ступени КВД двигателя ПС-90А. Видно, что наибольшее количество повреждений имеет место выше antivибрационной полки лопаток.

На рис.2.16 и 2.17 показано распределение повреждений по длине лопатки 9-ой ступени КВД двигателя ПС-90А.

На рис.2.18 показана лопатка вентилятора двигателя ПС-90А с загибом уголка на передней кромке. Размеры деформированной части по высоте лопатки 60 мм, по хорде лопатки 20мм. При ремонте лопатки с такими дефектами обычно удаляется повреждённая часть уголка, но геометрия отремонтированной лопатки отличается (а иногда значительно) от исходной

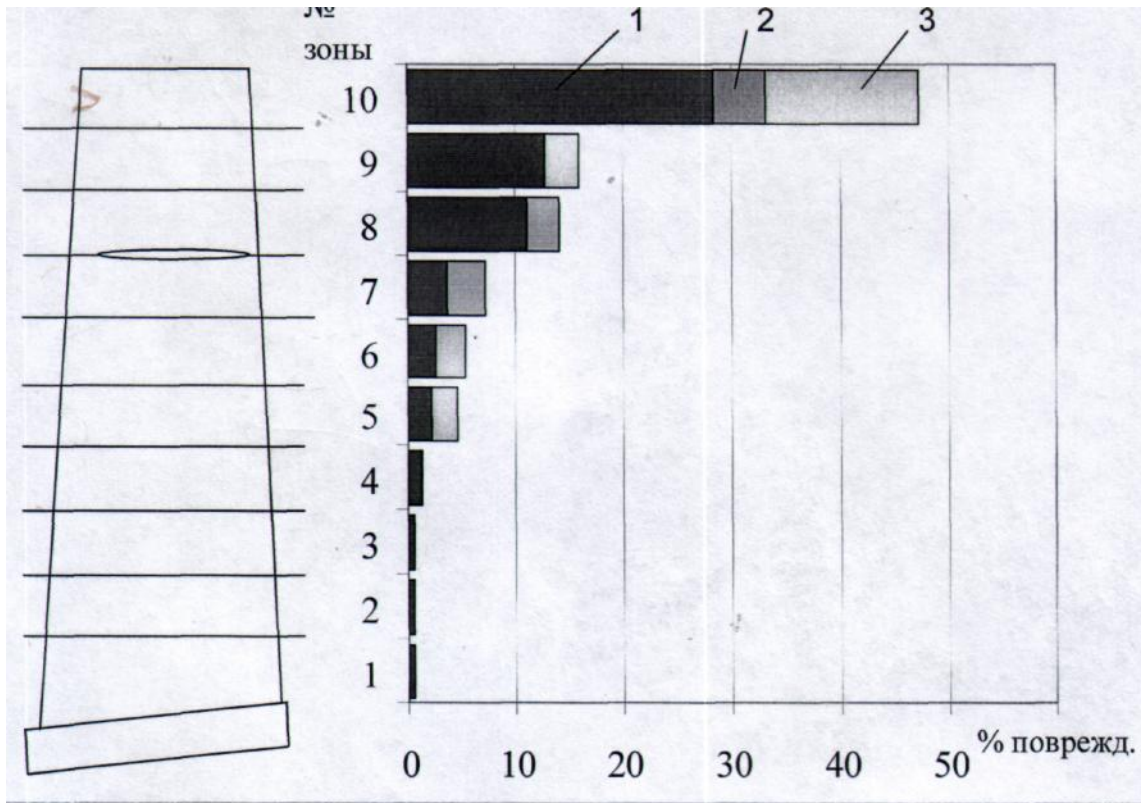


Рис.2.13. Распределение повреждений по длине лопатки вентилятора двигателя ПС-90А: 1 – входная кромка; 2 – торец пера; 3 – выходная кромка

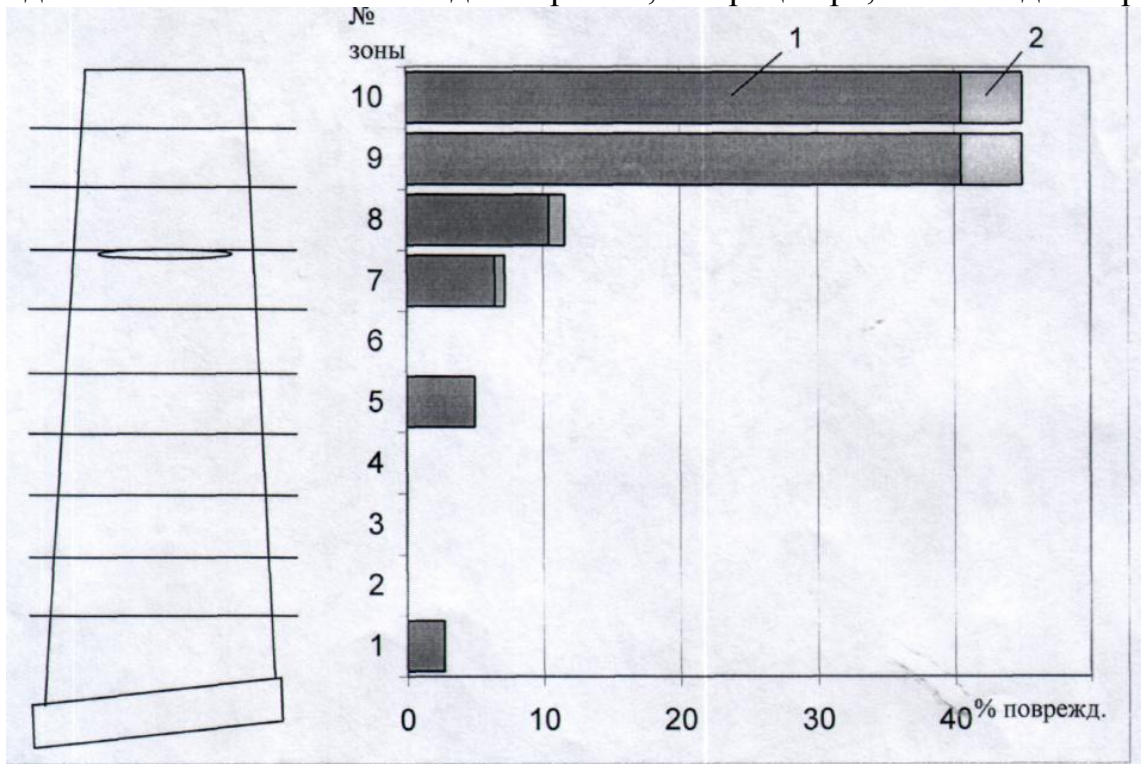


Рис.2.14. Распределение повреждений по длине лопатки первой ступени КВД двигателя ПС-90А: 1 – входная кромка; 2 – выходная кромка

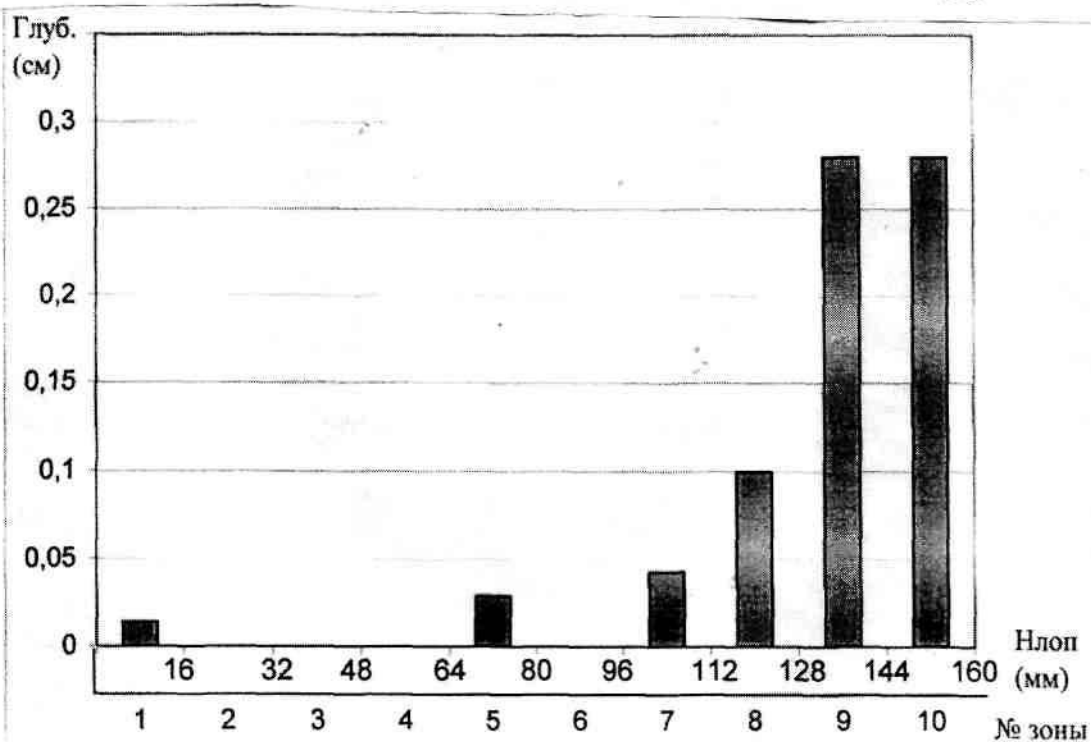


Рис.2.15. Распределение глубины забоин на лопатках первой ступени КВЛ двигателя ПС-90А

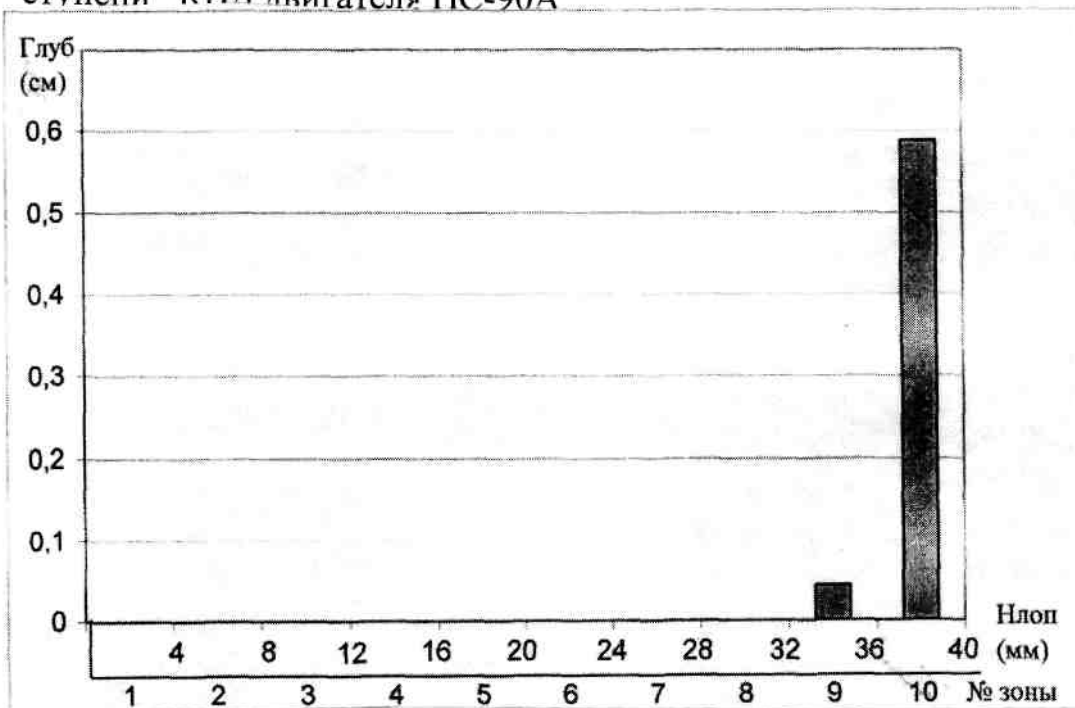


Рис.2.16. Распределение глубины забоин на лопатках 9-ой ступени КВД двигателя ПС-90А

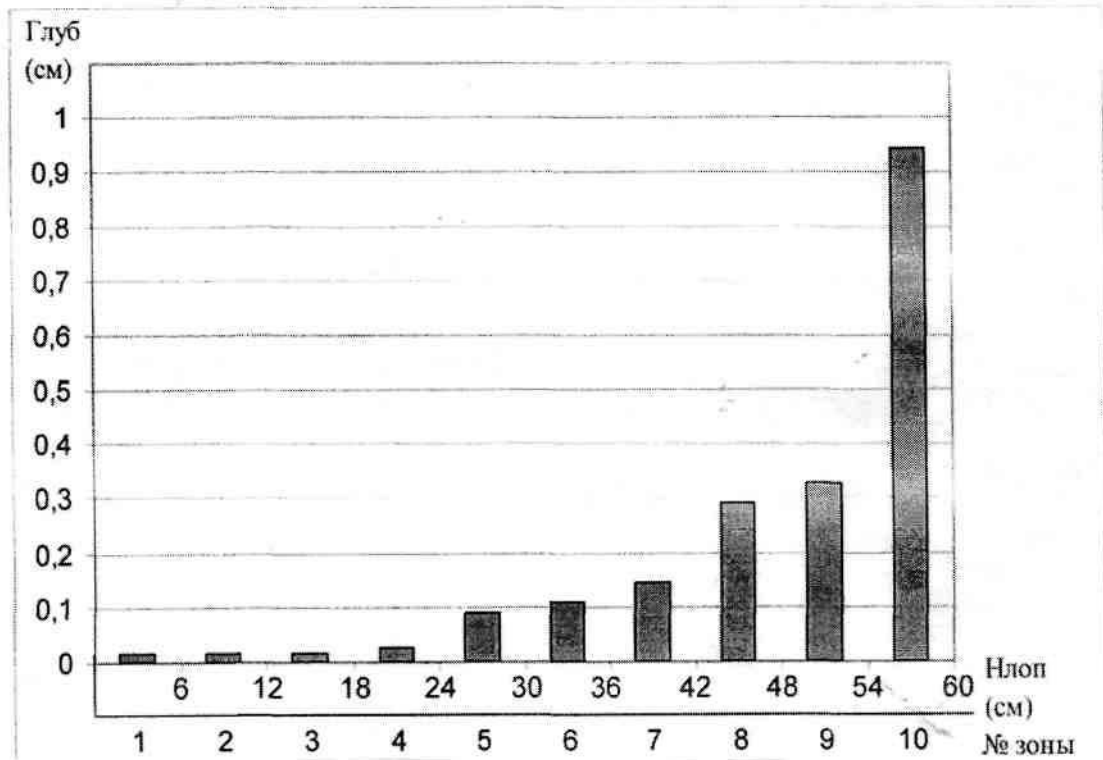


Рис.2.17. Распределение глубины забоин на лопатках вентилятора двигателя ПС-90А

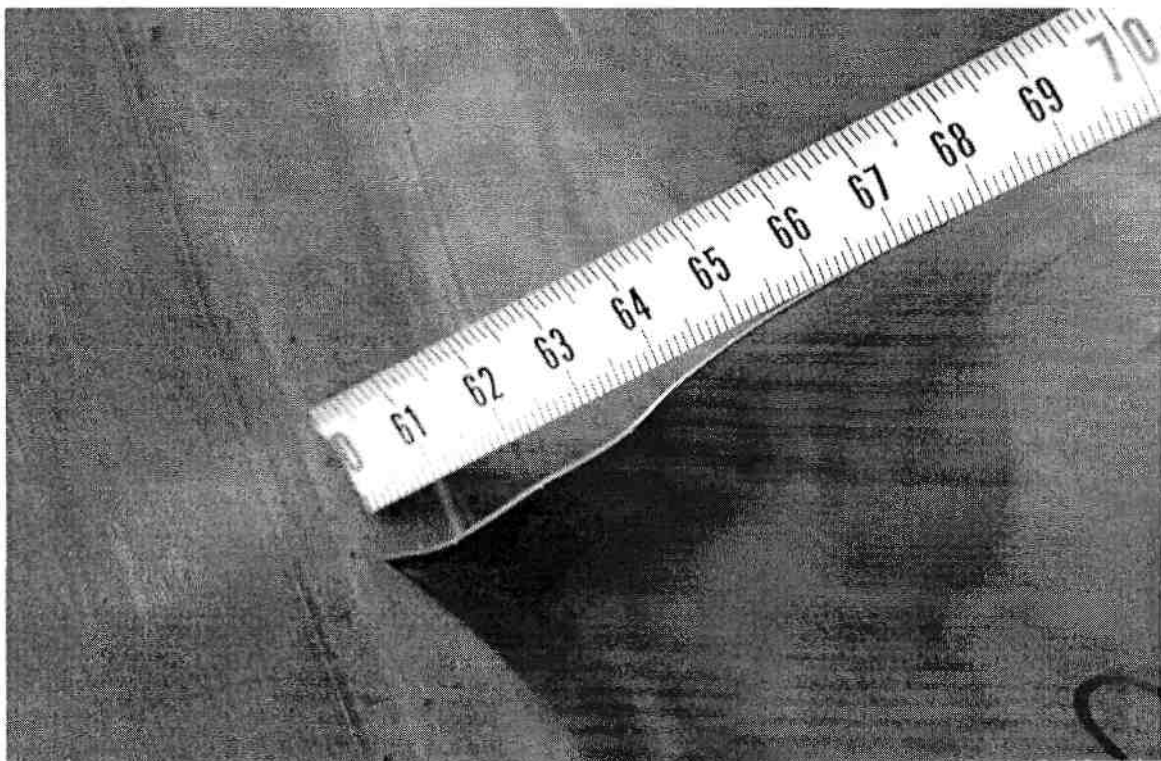


Рис.2.18. Загиб уголка на передней кромке лопатки вентилятора двигателя ПС-90А



Рис.2.19. Лопатка вентилятора двигателя ПС-90А со спиленным уголком входной кромки

(рис.2.19). . В данном примере суммарная площадь удалённой части лопатки составляет 600 мм^2 , что соответствует $0,04\%$ от площади на входе в рабочее колесо.

3. Формы представления характеристик ступени компрессора

Характеристикой ступени осевого компрессора принято называть зависимости степени повышения полного давления $\pi_{СТ}^*$ и коэффициента полезного действия (КПД) $\eta_{СТ}^*$ от секундного расхода воздуха G_B при различных и постоянных частотах вращения рабочего колеса ступени ($n = const$).

Наиболее надежным способом получить характеристики ступени компрессора является определение её в процессе испытаний компрессора на специальных стендах (рис.3.1, [2]).

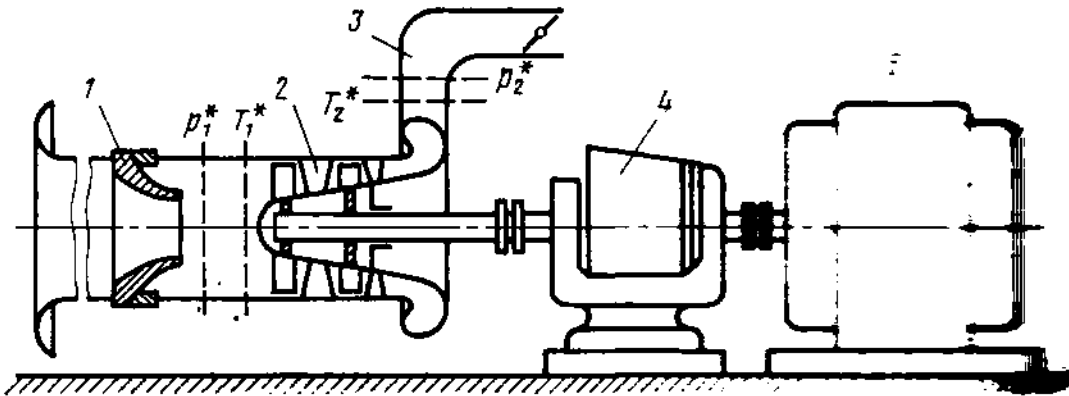


Рис.3.1. Схема стенда для испытаний компрессора:

1 – мерное сопло; 2 – компрессор; 3 – дроссельная заслонка; 4 – мультипликатор; 5 – электродвигатель

Ступень компрессора или многоступенчатый компрессор 2 приводится во вращение электродвигателем 5 с фазным ротором, обеспечивающим постоянную частоту вращения ротора компрессора ($n = const$) при изменении расхода воздуха через компрессор с помощью дроссельной заслонки 3. Мультипликатор 4 обеспечивает повышение частоты вращения до необходимых значений.

Воздух поступает в компрессор через коллектор, который имеет специально профилированный плавный вход. Тем самым создается равномерное поле скоростей перед компрессором. В коллекторе мерным соплом 1 измеряется температура T_1^* , полное p_1^* и статическое давления p_1 , с помощью которых рассчитывается расход воздуха на входе в компрессор по формуле:

$$G_B = \frac{mF_1 q(\lambda_1) p_1^*}{\sqrt{T_1^*}},$$

где $q(\lambda_1) = \frac{c_1 \rho_1}{a_{kp1} \rho_{kp1}}$ – относительная плотность тока, находится по формуле

(для $\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1.4$):

$$q(\lambda_1) = 2.12 \sqrt{0.2225 - \left(\frac{p_1}{p_1^*} - 0.5283\right)^2} \quad (3.1)$$

Из компрессора воздух поступает в ресивер, проходя затем дроссельную заслонку 3. Ресивер обеспечивает снижение колебаний давления в потоке воздуха, например, при его неустойчивой работе.

Измерение температуры T_2^* и давления p_2^* на выходе из компрессора позволяет определить степень повышения давления $\pi_K^* = \frac{p_2^*}{p_1^*}$ и адиабатический

КПД по параметрам заторможенного потока:

$$\eta_K^* = \frac{\pi_K^{*k} - 1}{\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1} \quad (3.2)$$

Если эту характеристику ступени компрессора, полученную при замеренной в эксперименте температуре $T_{в зам}^*$ и давлении $p_{в зам}^*$ наружного воздуха пересчитать для стандартных условий $p_H = 760 \text{ мм рт.ст.} = 101325 \frac{Н}{м^2}$,

$T_H = 288 \text{ К} (+15^{\circ} \text{С})$, то она называется **обобщённой или универсальной характеристикой** или **приведенной к стандартным атмосферным условиям**.

Определение обобщённой характеристики ступени осевого компрессора основано на **теоремах теории подобия**, в соответствии с которыми для газов с близкими значениями показателя адиабаты $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ при не учёте гравитационных сил и процессов теплопередачи в области автомодельности по числу Рейнольдса в экспериментах ($Re \geq 10^7$) подобными режимами обтекания рабочих и направляющих лопаток ступени компрессора будут такие, где сохраняются неизменными числа Маха (критерии подобия) по относительной скорости M_{1w} (для рабочих лопаток) и по абсолютной скорости M_{2c} (для направляющих лопаток) (**вторая теорема теории подобия**, $M_{1w} = idem, M_{2c} = idem$).

Из плана скоростей на входе в рабочее колесо на произвольном радиусе (рис.3.2) следует, что относительная скорость w_1 может быть определена по теореме косинусов из соотношения:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 \quad (3.3)$$

Разделив полученное соотношение на квадрат скорости звука a_1^2 , получим:

$$M_{1w}^2 = M_{1c}^2 + M_{1u}^2 - 2M_{1c}M_{1u} \cos \alpha_1 \quad (3.4)$$

Отсюда следует, что при $M_{1w} = idem$, должны соблюдаться следующие условия (**третья теорема теории подобия**):

$$M_{1c} = idem, M_{1u} = idem, \alpha_1 = idem \quad (3.5)$$

Число Маха по абсолютной скорости M_{1c} однозначно связано с приведенной скоростью $\lambda_{1c} = \frac{c_1}{a_{1kp}}$ и относительной плотностью тока

$$q(\lambda_{1c}) = \frac{c_1 \rho_1}{a_{1kp} \rho_{1kp}}. \text{ Отсюда следует, что условие } M_{1c} = idem \text{ означает}$$

$$\lambda_{1c} = idem, q(\lambda_{1c}) = idem.$$

Из уравнения расхода $G = \frac{mFq(\lambda)p^*}{\sqrt{T^*}}$ можно получить при $q(\lambda_{1c}) = idem$

соотношение для приведенного расхода воздуха при испытании одной и той же ступени компрессора ($F_1 = idem$):

$$G_{в пр} = G_{в зам} \frac{p_v^*}{p_{в зам}^*} \sqrt{\frac{T_{в зам}^*}{T_v^*}}, \quad (3.6)$$

где температура T_v^* и давление p_v^* принимаются равными их значениям при стандартных атмосферных условиях.

Если принять $M_{1u} = idem$, то можно получить соотношение для приведенной частоты вращения $n_{пр}$:

$$n_{пр} = n_{зам} \sqrt{\frac{T_v^*}{T_{в зам}^*}} \quad (3.7)$$

Таким образом, **обобщённая характеристика ступени осевого компрессора представляет собой зависимости:**

$$\pi_{см}^* = f(G_{в пр}; n_{пр}); \eta_{см}^* = f(G_{в пр}; n_{пр}) \quad (3.8)$$

$$\text{или } \pi_{см}^* = f[q(\lambda_{1c}); n_{пр}]; \eta_{см}^* = f[q(\lambda_{1c}); n_{пр}] \quad (3.9)$$

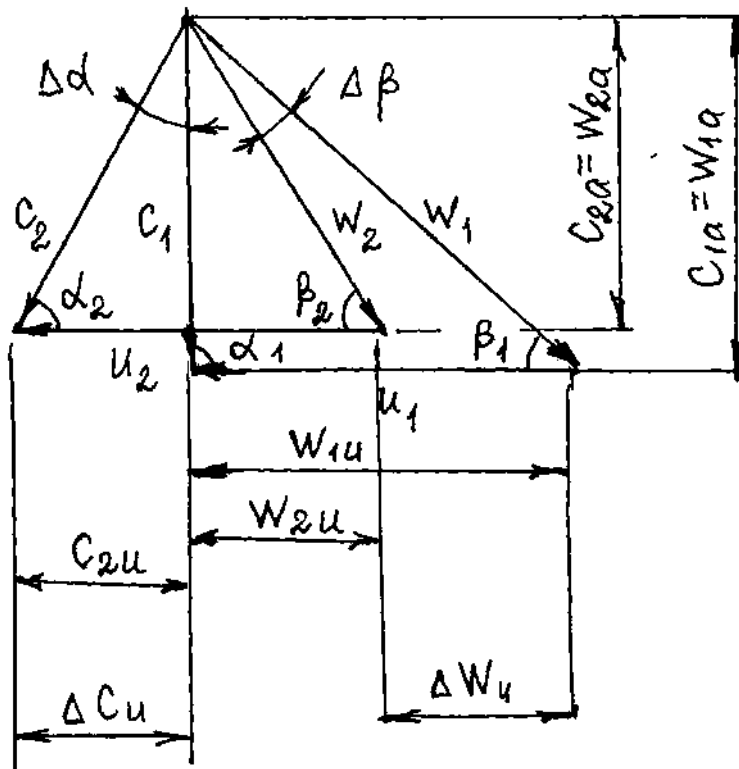


Рис.3.2. План скоростей на входе и выходе рабочего колеса ступени осевого компрессора

На рис.3.3 показана обобщённая характеристика ступени осевого компрессора, полученная путём приведения результатов экспериментального исследования к стандартным атмосферным условиям [1]. Вместо приведенной частоты вращения n_{np} была использована приведенная окружная скорость u_{np} на концевом диаметре рабочих лопаток D_k :

$$u_{np} = \frac{\pi D_k n_{np}}{60} \quad (3.10)$$

Из рис.3.3 видно, что степень повышения давления в ступени осевого компрессора, найденная по результатам опытов на периферийном диаметре рабочего колеса не даёт представления об эффективности рабочих и направляющих лопаток ступени. Этот недостаток может быть значительно уменьшен, если измерение параметров потока осуществить на среднем (или на среднегеометрическом) диаметре ступени.

В ряде случаев вместо обобщённой характеристики ступени компрессора принимают безразмерные комплексы:

а) вместо степени повышения давления в ступени π_{cm}^* :

- коэффициент теоретического напора $\overline{H}_m = \frac{H_m}{u^2}$;

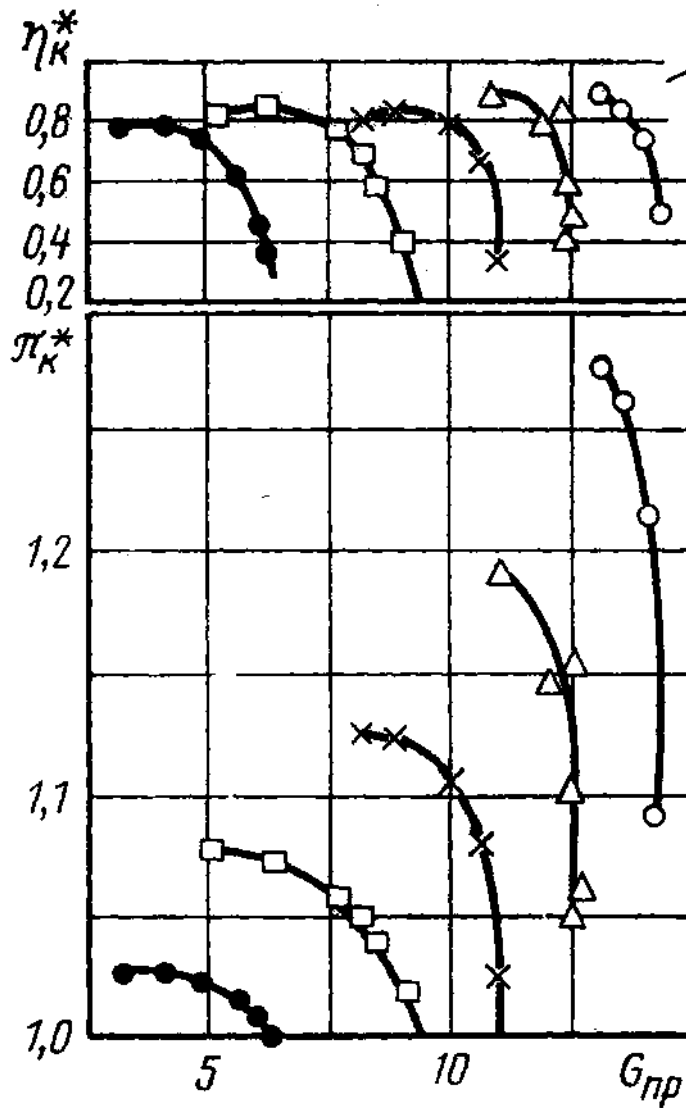


Рис.3.3. Обобщённая характеристика ступени осевого компрессора:

● - $u_{пр} = 94 \frac{M}{c}$; □ - $141 \frac{M}{c}$; × - $188 \frac{M}{c}$; Δ - $235 \frac{M}{c}$; ○ - $294 \frac{M}{c}$

- коэффициент изоэнтропического напора $\bar{H} = \frac{H_{ад}^*}{u^2}$;

б) вместо приведенного расхода воздуха $G_{в пр}$ или $q(\lambda)$:

- коэффициент расхода $\bar{C}_a = \frac{c_a}{u}$.

Теоретический напор H_m ступени осевого компрессора представляет собой окружную работу колеса L_u , которая на основании теоремы Л.Эйлера о

момента количества движения газового потока между двумя его сечениями определяется формулой:

$$L_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = u_1 w_{1u} - u_2 w_{2u}, \quad (3.11)$$

где u_1, u_2 – окружные скорости на входе и выходе из рабочего колеса; w_{1u}, w_{2u} – проекции относительных скоростей на входе и выходе из колеса (см. рис.2) на окружное направление; c_{1u}, c_{2u} – проекции абсолютных скоростей на входе и выходе из колеса на окружное направление.

Имея в виду, что

$$c_{2u} = u_2 - w_{2u}; c_{1u} = u_1 - w_{1u}; w_{2u} = c_{2a} \operatorname{ctg} \beta_2;$$

$$w_{1u} = c_{1a} \operatorname{ctg} \beta_1; c_{1u} = c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1$$

напишем соотношение для окружной работы:

$$L_u = u_2^2 - u_2 c_{2a} \operatorname{ctg} \beta_2 - c_{1a} \operatorname{ctg} \alpha_1 \quad (3.12)$$

или

$$L_u = u_2^2 - u_1^2 - u_2 c_{2a} \operatorname{ctg} \beta_2 + c_{1a} \operatorname{ctg} \beta_1, \quad (3.13)$$

где c_{1a}, c_{2a} – осевые составляющие скоростей на входе и выходе из рабочего колеса; β_1, β_2 – углы направления относительных скоростей на входе и выходе из рабочего колеса; α_1 – угол направления абсолютной скорости на входе в колесо.

Разделив соотношение (3.12) или (3.13) на u_1^2 , получим выражение для коэффициента теоретического напора:

$$\begin{aligned} \overline{H_m} &= \frac{L_u}{u_1^2} = \left(\frac{u_2}{u_1} \right)^2 - \frac{c_{1a}}{u_1^2} \operatorname{ctg} \alpha_1 - \frac{u_2}{u_1} c_{2a} \operatorname{ctg} \beta_2 = \\ &= \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 - \overline{C_{1a}} (\operatorname{ctg} \alpha_1 + \frac{c_{2a}}{c_{1a}} \frac{r_2}{r_1} \operatorname{ctg} \beta_2) \end{aligned} \quad (3.14)$$

Изменяя u_1 (или r_1) от $u_1 = u_{1 \text{ вн}}$ (или $r_1 = r_{1 \text{ вн}}$) до $u_1 = u_{1 \text{ к}}$ (или $r_1 = r_{1 \text{ к}}$) можно получить изменение коэффициента теоретического напора по радиусу (или по высоте рабочих лопаток) ступени осевого компрессора (при заданных значениях $\alpha_1, \beta_2, c_{1a}, c_{2a}$).

Выражение (3.14) особенно удобно при анализе протекания характеристики ступени компрессора. Исследования плоских решёток показывают, что при изменении в определённом диапазоне режимов работы, то есть углов входа потока в рабочее колесо или в направляющий аппарат (β_1 или α_2) и скоростей на входе (w_1 или c_2) для решёток РК и НА углы выхода потока из неподвижных ($\alpha_3 = \alpha_1$) и вращающихся решёток (β_2) остаются примерно

постоянными. Хотя углы отставания потока в РК $\delta_{рк}$ и в НА $\delta_{на}$ изменяются по режимам работы, что приводит к изменению углов β_2 и α_3 , однако эти изменения малы. При анализе и расчёте характеристики компрессора с исправными лопатками величины углов α_1 и β_2 принимаются постоянными. С учётом этого обстоятельства из формулы (3.14) видно, что при условии $\frac{c_{2a}}{c_{1a}} = const$ при изменении режима работы величина коэффициента теоретического напора $\overline{H_m}$ однозначно зависит от коэффициента расхода $\overline{C_{1a}}$.

В принципе величина $\frac{c_{2a}}{c_{1a}} = \frac{\rho_1 F_1}{\rho_2 F_2}$ не изменяется по режимам работы ступени компрессора только для несжимаемой жидкости ($\rho = const$). При повышенных значениях степеней повышения давления π_{cm}^* величина $\frac{c_{2a}}{c_{1a}}$ вследствие влияния сжимаемости не остаётся постоянной. Однако при умеренных величинах π_{cm}^* можно не считаться с влиянием сжимаемости, то есть полагать, что коэффициент теоретического напора $\overline{H_m}$ зависит только от коэффициента расхода $\overline{C_{1a}}$. Поэтому характеристики ступени компрессора, построенные как зависимости:

$$\overline{H_m} = f(\overline{C_{1a}}); \eta_{cm}^* = f(\overline{C_{1a}}) \quad (3.15)$$

называются **упрощённой характеристикой ступени компрессора**, то есть характеристикой, не учитывающей критерия подобия – числа Маха M . В то же время использование этого упрощения чрезвычайно удобно, так как коэффициент теоретического напора $\overline{H_m}$ зависит только от $\overline{C_{1a}}$ и почти (с точностью изменения $\frac{c_{2a}}{c_{1a}}$) не зависит от окружной скорости. Представление характеристики ступени компрессора в форме (3.15) было предложено профессором О.Н. Еминым [1].

Следует подчеркнуть, что речь идёт только о коэффициенте теоретического напора $\overline{H_m}$, а не об абсолютной величине окружной работы L_u , которая зависит от квадрата окружной скорости $L_u = \overline{H_m} u_1^2$. Если построить зависимость окружной работы L_u от осевой составляющей скорости $c_{1a} = \overline{C_{1a}} u_1$, то естественно сохранится прямолинейная зависимость, но размерная характеристика будет протекать тем положе, чем меньше окружная скорость u_1 , то есть у втулки рабочего колеса характеристика ступени компрессора оказывается более пологой, чем на периферии лопаток. Это обстоятельство просто объясняется тем, что по оси ординат (L_u) все отрезки

будут изменяться пропорционально u_1^2 , а по оси абсцисс (c_{1a}) все размеры изменяются при этом пропорционально первой степени u_1 .

На рис.3.4 приведена опытная характеристика одной и той же ступени компрессора в различных критериальных параметрах, иллюстрирующая сказанное выше. Здесь по оси ординат откладываются значения коэффициента изоэнтропического напора \overline{H} и адиабатического КПД η_{cm}^* , а по оси абсцисс – значения коэффициента расхода $\overline{C_{1a}}$. Причём значения \overline{H} и $\overline{C_{1a}}$ рассчитываются при различной окружной скорости на периферии рабочих лопаток: $u_{1к} = 94; 141; 188; 232; 294 \frac{M}{c}$ и с использованием соотношения:

$$\overline{H} = \overline{H_m} \eta_{cm}^*$$

Для построения обобщенной характеристики ступени с поврежденными лопатками очевидно необходимо иметь аналогичную характеристику с исправными лопатками, на которую следует нанести изменение $\overline{C_{1a}}$ и \overline{H} в случае повреждения одной или более рабочих и направляющих лопаток. Сопоставление этих характеристик позволяет оценить влияние повреждений лопаток ступени компрессора на показатели технико-экономической эффективности, в том числе и на газодинамическую устойчивость ступени.

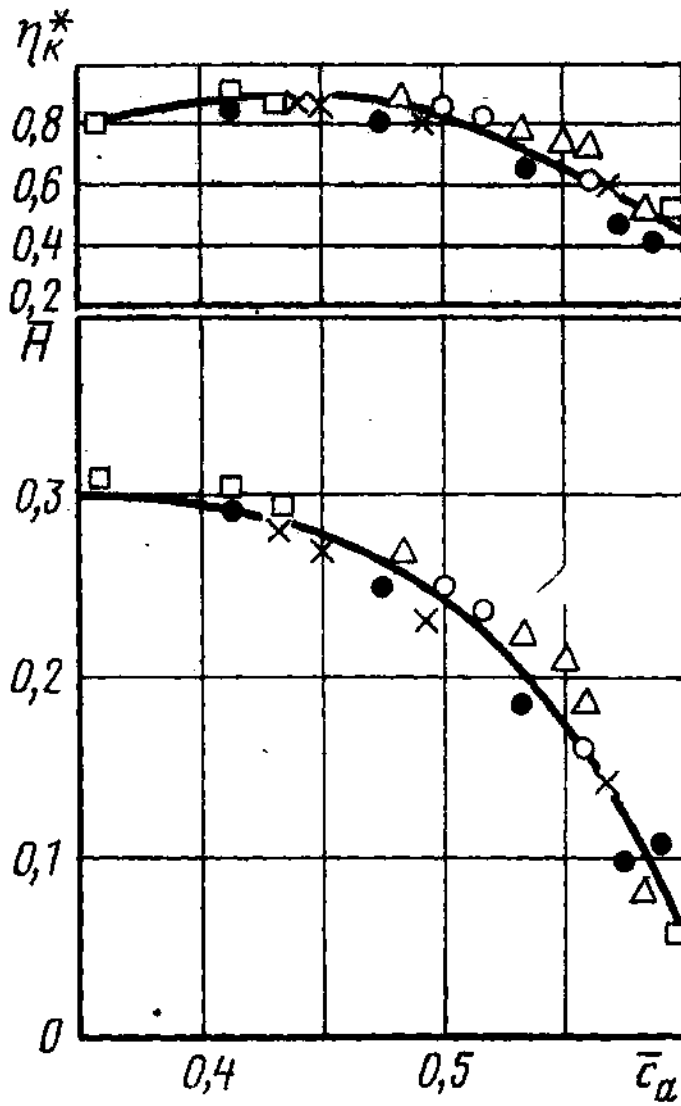


Рис.3.4. Упрощённая характеристика ступени осевого компрессора:

● - $u_{np} = 94 \frac{M}{c}$; □ - $141 \frac{M}{c}$; × - $188 \frac{M}{c}$; Δ - $235 \frac{M}{c}$; ○ - $294 \frac{M}{c}$

4. Определение показателей степени компрессора с поврежденными лопатками

Появление забоин на лопатках компрессоров авиационных ГТД приводит к значительному усложнению картины обтекания профилей рабочих и направляющих лопаток. Гидравлические потери при этом значительно возрастают и эффективность процессов сжатия снижается.

Для того, чтобы уменьшить эти потери в практике эксплуатации используют, так называемую «зачистку» забоин, добиваясь приблизительной аналогии конструкции лопаток без повреждений. Однако конфигурация зачищенных лопаток с забоинами все же отличается от расчетной и тем самым дополнительные гидравлические потери остаются. В результате эффективность процесса сжатия все же понижается.

Для того, чтобы оценить потери в решетке профилей при наличии зачищенных забоин используются результаты газодинамического расчета двигателя и его компрессора. Далее осуществляется расчет ступеней компрессора по среднему диаметру, а затем по высоте лопаток. Результаты этого расчета являются исходной базой для конструирования профилей по высоте лопаток и оценки влияния повреждений на основные параметры ступени.

Нарушение конфигурации профилей приводит к нарушению картины обтекания лопаток. Расход воздуха в соседних межлопаточных каналах при наличии забоины уменьшается из-за увеличения площади проходных сечений, всасывающая способность «испорченного» профиля падает и, соответственно, скорость на выходе из межлопаточного канала понижается. В каналах, примыкающих к рассматриваемым, расход воздуха либо увеличивается (углы атаки возрастают) или уменьшается (углы атаки снижаются). Образуется «вращающийся срыв», который из-за увеличения углов атаки приводит к снижению всего лопаточного венца в месте нахождения забоины.

В результате появления забоины на лопатках приводит к неравномерности поля скоростей и давлений как за рабочим колесом, так и за направляющим аппаратом в радиальном и окружном направлениях. Соответственно, понижается область устойчивой работы ступени компрессора и компрессора в целом.

В качестве объекта исследований использовался вентилятор ТРДД ПС-90А, забоины на рабочих лопатках находились в периферийной зоне. Порядок и результаты расчетного исследования оценки влияния забоины на эффективность вентилятора приводятся ниже.

4.1. Газодинамический расчет вентилятора.

Основными данными для расчёта являются параметры ТРДД – тяга R (или расход воздуха G_{Σ}), суммарная степень сжатия воздуха $\pi_{\kappa\Sigma}^* = \pi_v^* \cdot \pi_{\kappa}^*$, температура газа перед турбиной T_{Γ}^* , степень двухконтурности m на расчётном режиме в условиях стенда ($H = 0, M_H = 0$) или в полёте на заданной скорости и высоте. Результаты газодинамического расчета ТРДД типа ПС-90А представлены в таблице 4.1.

Схема одноступенчатого вентилятора в компоновке с опорными ступенями показана на рис.4.1.

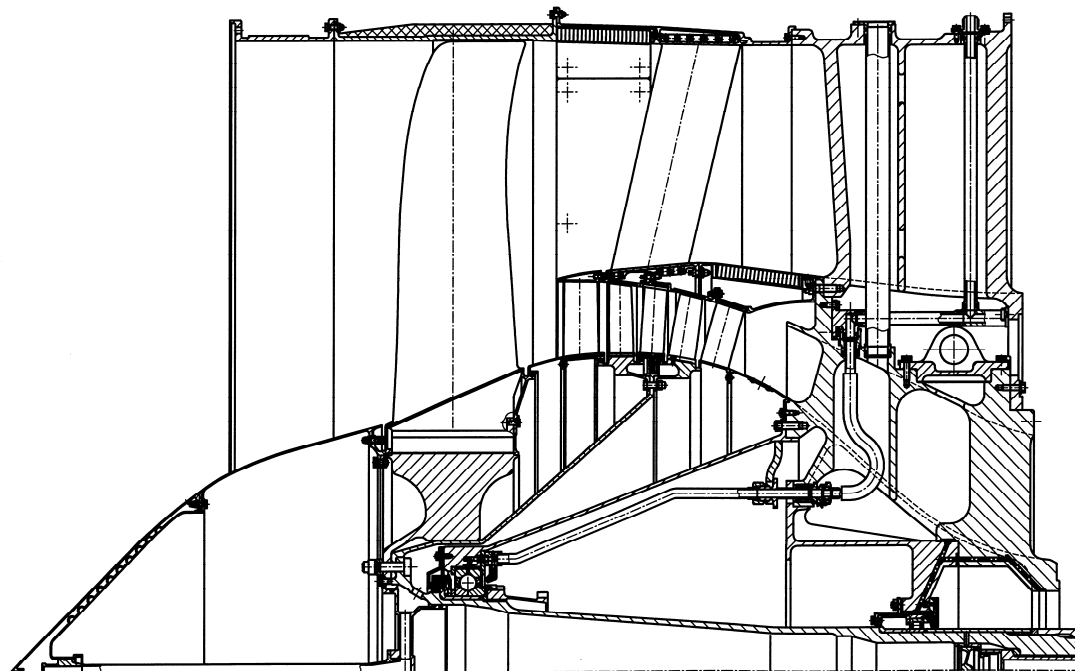


Рис. 4.1. Схема вентилятора ТРДД ПС-90А

В ТРДД с камерой смешения потоков оптимальное значение $\pi_{в.с.м}^*$ находится из условия равенства полных давлений в наружном контуре за вентилятором и во внутреннем контуре за турбиной двигателя. При типичных значениях КПД узлов оптимальное значение $\pi_{в.с.м}^*$ при работе двигателя на стенде приближенно может быть определено по формуле:

$$\pi_{в.с.м.о}^* = 0,512 \cdot 10^{-5} \cdot P_{уд о}^2 + 0,50734^{-3} \cdot P_{уд о} + 0,952$$

где удельная тяга $P_{yдо}$ может быть определена по следующему регрессивному уравнению:

$$P_{yдо} = 13,145619 \cdot m_0 + 0,267787 \cdot T_{Г0}^* - 30,404343 \cdot \pi_{к0}^* + 4,589732 \cdot m_0^2 - \\ - 9,225287 \cdot 10^{-2} \cdot T_{Г0}^* \cdot m_0 + 3,39048 \cdot 10^{-2} \cdot T_{Г0}^* \cdot \pi_{к0}^* - 9,98539 \cdot 10^{-6} \cdot T_{Г0}^{*2} \cdot \pi_{к0}^* - \\ - 0,11853 \cdot m_0^3 + 2,45407 \cdot 10^{-5} \cdot T_{Г0}^{*2} \cdot m_0 + 0,105775 \cdot m_0 \cdot \pi_{к0}^* + 218,34$$

где $\pi_{к0}^* = \pi_{к\Sigma 0}^*$

Значение $\pi_{вн}^*$ по результатам газодинамического расчета двигателя ПС-90А оказалось равным 1.789.

В таблице 4.2 приведены результаты расчета вентилятора на четырех радиусах (наружном, среднем, промежуточном и внутреннем).

В таблице 4.3 приведены результаты расчета параметров потока в семи сечениях по высоте рабочих лопаток вентилятора.

Таблица 4.1

Результаты расчета ТРДД типа ПС-90А

п/ п	Наименование параметра	Обоз- наче- ние	Размер ность	Числен- ное значе- ние
1. Исходные данные:				
1.	Тяга двигателя	P	Н	157000
2.	Степень повышения давления в двигателе	$\pi_{к\Sigma}^*$	-	36
3.	Температура газа перед турбиной	$T_{Г}^*$	К	1610
4.	Степень двухконтурности	m	-	4.7
2. Результаты расчета ТРДД				
1.	Удельная тяга	$P_{yдо}$	$\frac{Н \cdot с}{кг}$	357.9
2.	Расход воздуха	$G_{в}$	кг/с	438.66
3.	Расход воздуха через внутренний контур	$G_{в1}$	кг/с	76.96

Продолжение табл.4.1

4.	Расход воздуха в наружном контуре	$G_{в2}$	кг/с	361.70
5.	Степень повышения давления в наружном контуре	$\pi_{вн}^*$	-	1.789
6.	КПД вентилятора	$\eta_{вн}^*$	-	0.897
7.	Удельная работа сжатия в вентиляторе	$L_{вн}$	Дж/кг	58369

Таблица 4.2

Результаты расчета вентилятора

1.	Наружный диаметр	D_k	М	1.776
2.	Окружная скорость	u_k	м/с	472.69
3.	Осевая составляющая абсолютной скорости перед колесом	c_{1a}	м/с	200
4.	Угол направления абсолютной скорости	α_1	градус	90
5.	Абсолютная скорость	c_1	м/с	200
6.	Относительная скорость	w_1	м/с	513.26
7.	Угол направления относительной скорости	β_1	градус	22.93
8.	Проекция абсолютной скорости на окружное направление	c_{1u}	м/с	0
9.	Проекция относительной скорости на окружное направление	w_{1u}	м/с	472.69
10.	Температура торможения перед колесом	T_1^*	К	288
11.	Статическая температура перед колесом	T_1	К	268.09
12.	Полное давление перед Колесом	p_1^*	10^5 Па	0.9981
13.	Статическое давление перед колесом	p_1	10^5 Па	0.7767

14.	Плотность перед колесом	ρ_1	кг/м^3	1.009
15.	Осевая составляющая абсолютной скорости за колесом	c_{2a}	м/с	190
16.	Проекция абсолютной скорости на окружное направление	c_{2u}	м/с	123.48
17.	Абсолютная скорость за колесом	c_2	м/с	226.60
18.	Угол направления абсолютной скорости	α_2	Градус	56.98
19.	Проекция относительной скорости на окружное направление	w_{2u}	м/с	349.21
20.	Относительная скорость за колесом	w_2	м/с	397.55
21.	Угол направления относительной скорости	β_2	Градус	28.55
22.	Температура торможения за колесом	T_2^*	К	346.11
23.	Статическая температура	T_2	К	320.55
24.	Полное давление	p_2^*	10^5 Па	1.8224
25.	Статическое давление	p_2	10^5 Па	1.3933
26.	Плотность воздуха	ρ_2	кг/м^3	1.514
27.	Поворот потока в колесе	$\Delta\beta$	Градус	5.62
28.	Поворот потока в направляющем аппарате	$\Delta\alpha$	Градус	33.02
29.	Окружная работа	L_u	Дж/кг	58369
30.	Коэффициент теоретического напора	$\overline{H_m}$	-	0.261
31.	Коэффициент расхода	$\overline{c_a}$	-	0.423

Продолжение табл.4.2

1.	Средний диаметр	D_{cp}	М	1.199
2.	Окружная скорость	u_{cp}	м/с	319.07
3.	Осевая составляющая абсолютной скорости перед колесом	c_{1a}	м/с	200
4.	Угол направления абсолютной скорости	α_1	градус	90
5.	Абсолютная скорость	c_1	м/с	200
6.	Относительная скорость	w_1	м/с	376.57
7.	Угол направления относительной скорости	β_1	градус	32.08
8.	Проекция абсолютной скорости на окружное направление	c_{1u}	м/с	0
9.	Проекция относительной скорости на окружное направление	w_{1u}	м/с	319.07
10.	Температура торможения перед колесом	T_1^*	К	288
11.	Статическая температура перед колесом	T_1	К	268.09
12.	Полное давление перед Колесом	p_1^*	10^5 Па	0.9981
13.	Статическое давление перед колесом	p_1	10^5 Па	0.7767
14.	Плотность перед колесом	ρ_1	$кг/м^3$	1.009
15.	Осевая составляющая абсолютной скорости за колесом	c_{2a}	м/с	190
16.	Проекция абсолютной скорости на окружное направление	c_{2u}	м/с	182.94

Продолжение табл.4.2

17.	Абсолютная скорость за колесом	c_2	м/с	263.75
18.	Угол направления абсолютной скорости	α_2	Градус	46.08
19.	Проекция относительной скорости на окружное направление	w_{2u}	м/с	136.13
20.	Относительная скорость за колесом	w_2	м/с	233.73
21.	Угол направления относительной скорости	β_2	Градус	54.38
22.	Температура торможения за колесом	T_2^*	К	346.11
23.	Статическая температура	T_2	К	311.48
24.	Полное давление	p_2^*	10^5 Па	1.8224
25.	Статическое давление	p_2	10^5 Па	1.2601
26.	Плотность воздуха	ρ_2	$кг/м^3$	1.410
27.	Поворот потока в колесе	$\Delta\beta$	Градус	22.30
28.	Поворот потока в направляющем аппарате	$\Delta\alpha$	Градус	43.92
29.	Окружная работа	L_u	Дж/кг	58369
30.	Коэффициент теоретического напора	$\overline{H_m}$	-	0.573
31.	Коэффициент расхода	$\overline{c_a}$	-	0.627

Продолжение табл.4.2

1.	Промежуточный диаметр	$D_{пром}$	М	0.997
2.	Окружная скорость	$u_{пром}$	м/с	265.28
3.	Осевая составляющая абсолютной скорости перед колесом	c_{1a}	м/с	200
4.	Угол направления абсолютной скорости	α_1	градус	90
5.	Абсолютная скорость	c_1	м/с	200
6.	Относительная скорость	w_1	м/с	332.33
7.	Угол направления относительной скорости	β_1	градус	37.01
8.	Проекция абсолютной скорости на окружное направление	c_{1u}	м/с	0
9.	Проекция относительной скорости на окружное направление	w_{1u}	м/с	265.28
10.	Температура торможения перед колесом	T_1^*	К	288
11.	Статическая температура перед колесом	T_1	К	268.09
12.	Полное давление перед колесом	p_1^*	10^5 Па	0.9981
13.	Статическое давление перед колесом	p_1	10^5 Па	0.7767
14.	Плотность перед колесом	ρ_1	$кг/м^3$	1.009
15.	Осевая составляющая абсолютной скорости за колесом	c_{2a}	м/с	190
16.	Проекция абсолютной скорости на окружное направление	c_{2u}	м/с	220.03

Продолжение табл.4.2

17.	Абсолютная скорость за колесом	c_2	м/с	290.71
18.	Угол направления абсолютной скорости	α_2	Градус	40.81
19.	Проекция относительной скорости на окружное направление	w_{2u}	м/с	45.26
20.	Относительная скорость за колесом	w_2	м/с	195.32
21.	Угол направления относительной скорости	β_2	Градус	76.60
22.	Температура торможения за колесом	T_2^*	К	346.11
23.	Статическая температура	T_2	К	304.04
24.	Полное давление	p_2^*	10^5 Па	1.8224
25.	Статическое давление	p_2	10^5 Па	1.1579
26.	Плотность воздуха	ρ_2	$кг/м^3$	1.327
27.	Поворот потока в колесе	$\Delta\beta$	Градус	39.59
28.	Поворот потока в направляющем аппарате	$\Delta\alpha$	Градус	40.19
29.	Окружная работа	L_u	Дж/кг	58369
30.	Коэффициент теоретического напора	$\overline{H_m}$	-	0.829
31.	Коэффициент расхода	$\overline{c_a}$	-	0.754

Продолжение табл.4.2

1.	Внутренний диаметр	$D_{вн}$	М	0.622
2.	Окружная скорость	$u_{вн}$	м/с	165.44
3.	Осевая составляющая абсолютной скорости перед колесом	c_{1a}	м/с	200
4.	Угол направления абсолютной скорости	α_1	градус	90
5.	Абсолютная скорость	c_1	м/с	200
6.	Относительная скорость	w_1	м/с	259.56
7.	Угол направления относительной скорости	β_1	градус	50.40
8.	Проекция абсолютной скорости на окружное направление	c_{1u}	м/с	0
9.	Проекция относительной скорости на окружное направление	w_{1u}	м/с	165.44
10.	Температура торможения перед колесом	T_1^*	К	288
11.	Статическая температура перед колесом	T_1	К	268.09
12.	Полное давление перед колесом	p_1^*	10^5 Па	0.9981
13.	Статическое давление перед колесом	p_1	10^5 Па	0.7767
14.	Плотность перед колесом	ρ_1	$кг/м^3$	1.009
15.	Осевая составляющая абсолютной скорости за колесом	c_{2a}	м/с	190
16.	Проекция абсолютной скорости на окружное направление	c_{2u}	м/с	172.8

Продолжение табл.4.2

17.	Абсолютная скорость за колесом	c_2	м/с	256.9
18.	Угол направления абсолютной скорости	α_2	Градус	47.69
19.	Проекция относительной скорости на окружное направление	w_{2u}	м/с	8.9
20.	Относительная скорость за колесом	w_2	м/с	190.2
21.	Угол направления относительной скорости	β_2	Градус	87.33
22.	Температура торможения за колесом	T_2^*	К	319.3
23.	Статическая температура	T_2	К	286.4
24.	Полное давление	p_2^*	10^5 Па	1.41.01
25.	Статическое давление	p_2	10^5 Па	0.9643
26.	Плотность воздуха	ρ_2	$кг/м^3$	1.173
27.	Поворот потока в колесе	$\Delta\beta$	Градус	39.60
28.	Поворот потока в направляющем аппарате	$\Delta\alpha$	Градус	42.31
29.	Окружная работа	L_u	Дж/кг	31440
30.	Коэффициент теоретического напора	$\overline{H_m}$	-	1.149
31.	Коэффициент расхода	$\overline{c_a}$	-	1.209

Таблица 4.3

Результаты расчета ступени вентилятора на семи сечениях
по высоте рабочих лопаток

i	D	U	C1A	ALFA1	C1	C1U	W1U	W1
1	1.652	439.6	200.0	90.00	200.0	-0.0	439.6	482.9
2	1.466	390.2	200.0	90.00	200.0	-0.0	390.2	438.5
3	1.254	333.7	200.0	90.00	200.0	-0.0	333.7	389.0
4	0.997	265.3	200.0	90.00	200.0	-0.0	265.3	332.2
5	0.904	240.7	200.0	90.00	200.0	-0.0	240.7	312.9
6	0.801	213.3	200.0	90.00	200.0	-0.0	213.3	292.4
7	0.683	181.8	200.0	90.00	200.0	-0.0	181.8	270.3

i	BETA1	T1	P1	T11	r11	R1	T1W	P1W
1	24.46	288.0	0.9981	268.1	0.7767	1.009	384.2	2.7363
2	27.14	288.0	0.9981	268.1	0.7767	1.009	363.8	2.2610
3	30.94	288.0	0.9981	268.1	0.7767	1.009	343.4	1.8477
4	37.01	288.0	0.9981	268.1	0.7767	1.009	323.0	1.4915
5	39.72	288.0	0.9981	268.1	0.7767	1.009	316.8	1.3938
6	43.16	288.0	0.9981	268.1	0.7767	1.009	310.6	1.3008
7	47.73	288.0	0.9981	268.1	0.7767	1.009	304.5	1.2123

i	M1C	M1W	M1U	C2A	C2U	C2	ALFA2	W2U
1	0.609	1.471	1.339	190.0	132.8	231.8	55.05	306.8
2	0.609	1.336	1.189	190.0	149.6	241.8	51.79	240.7
3	0.609	1.185	1.017	190.0	174.9	258.3	47.36	158.7
4	0.609	1.012	0.808	190.0	220.0	290.7	40.81	45.3
5	0.609	0.954	0.733	190.0	204.9	279.4	42.84	35.8
6	0.609	0.891	0.650	190.0	189.1	268.1	45.13	24.2
7	0.609	0.824	0.554	190.0	172.9	256.9	47.69	8.9

i	W2	BETA2	T2	P2	T22	P22	R2	T2W
1	360.9	31.77	346.1	1.8224	319.4	1.3753	1.501	384.2
2	306.6	38.29	346.1	1.8224	317.0	1.3401	1.473	363.8
3	247.6	50.13	346.1	1.8224	312.9	1.2804	1.426	343.4
4	195.3	76.60	346.1	1.8224	304.0	1.1579	1.327	323.0
5	193.3	79.32	337.1	1.6753	298.2	1.0912	1.275	316.8
6	191.5	82.76	328.2	1.5381	292.4	1.0269	1.224	310.6
7	190.2	87.33	319.3	1.4101	286.4	0.9643	1.173	304.5

Продолжение табл.4.3

i	M2C	M2W	M2U	P2W	LU	DELBETA	PEAKT	DELALFA
1	0.647	1.007	1.227	2.6260	58369	7.31	0.849	34.95
2	0.678	0.859	1.093	2.1698	58369	11.16	0.808	38.21
3	0.728	0.698	0.941	1.7733	58369	19.19	0.738	42.64
4	0.832	0.559	0.759	1.4314	58369	39.59	0.585	49.19
5	0.807	0.559	0.695	1.3486	49311	39.60	0.574	47.16
6	0.782	0.559	0.622	1.2694	40342	39.60	0.557	44.87
7	0.757	0.561	0.536	1.1936	31440	39.60	0.524	42.31

i	PIB	XOPDA	SCHAG	b/t	TETA	CMAX1	CMAX	DELTA
1	1.789	171	140	1.223	7.87	0.015	2.6	1.50
2	1.789	165	124	1.325	11.85	0.035	5.8	2.07
3	1.789	157	106	1.479	20.62	0.058	9.1	3.26
4	1.789	148	85	1.753	44.24	0.086	12.7	7.00
5	1.645	145	77	1.889	41.50	0.096	13.9	4.45
6	1.510	141	68	2.078	41.18	0.107	15.1	4.33
7	1.385	137	58	2.366	40.79	0.120	16.5	4.20

i	BETA1K	BETA2K	R21	S	COTH	XI1	XI2	XIOTH
1	25.46	33.33	0.1	0.3	0.013	2.29	5.58	2.444
2	28.52	40.37	0.3	0.6	0.032	4.13	7.72	1.878
3	32.76	53.38	0.5	0.9	0.052	8.51	12.11	1.434
4	39.37	83.61	0.6	1.4	0.077	21.51	22.73	1.063
5	42.27	83.77	0.7	1.5	0.086	26.71	14.80	0.525
6	45.91	87.09	0.8	1.6	0.096	26.76	14.42	0.510
7	50.73	91.52	0.8	1.8	0.107	26.79	14.00	0.494

i	XI	F(XI)	TGX11CP	TGX12CP	FCP	FK	TGX11K	TGX12K
1	2.525	0.59	0.0473	0.1194	0.028	0.014	0.0243	0.0614
2	1.799	0.45	0.0966	0.1739	0.044	0.012	0.0266	0.0479
3	1.365	0.37	0.1943	0.2652	0.072	0.020	0.0543	0.0741
4	1.048	0.32	0.4591	0.4813	0.147	0.070	0.2195	0.2301
5	0.578	0.25	0.5538	0.3199	0.140	0.055	0.2153	0.1244
6	0.560	0.25	0.5631	0.3155	0.141	0.046	0.1821	0.1020
7	0.541	0.25	0.5733	0.3104	0.143	0.036	0.1427	0.0772

Продолжение табл.4.3

i	XICP	XI2CP	XI1K	XI2K	RBX	RBYX	L1	L2
1	2.71	6.81	1.39	3.51	0.1	0.1	0.1	0.1
2	5.52	9.86	1.53	2.74	0.3	0.3	0.3	0.3
3	10.99	14.85	3.11	4.24	0.5	0.5	0.5	0.5
4	24.66	25.70	12.38	12.96	0.7	0.7	0.9	0.9
5	28.98	17.74	12.15	7.09	0.8	0.8	1.0	0.9
6	29.39	17.51	10.32	5.82	0.9	0.9	1.1	1.0
7	29.82	17.24	8.12	4.42	1.0	1.0	1.2	1.0

i	DEL1:ATAKA	XF	Fyct	Spk	Fyct1	Spk1	Lkanala	
1	171.3	1.00	0.605	27.62	79.5	27.75	79.8	171.6
2	164.6	1.38	0.576	31.70	86.6	32.65	88.9	165.2
3	156.8	1.82	0.544	38.01	96.9	41.27	103.8	158.2
4	147.5	2.35	0.507	48.05	110.3	60.88	129.5	152.0
5	144.2	2.54	0.428	50.76	112.3	68.98	135.3	148.2
6	140.5	2.76	0.425	54.07	114.4	72.67	134.9	144.4
7	136.2	3.00	0.422	58.23	116.6	77.52	133.9	140.1

i	Ygol	Diffusor	SigmaPK	Ht	Ca	R11	R22	C3
1	5.26	0.42	0.960	0.302	0.455	0.31	0.15	170.0
2	7.06	0.53	0.960	0.383	0.513	0.69	0.35	170.0
3	9.76	0.70	0.960	0.524	0.599	1.10	0.55	170.0
4	11.82	0.99	0.960	0.829	0.754	1.53	0.76	170.0
5	10.19	1.00	0.968	0.851	0.831	1.67	0.84	170.0
6	8.31	1.02	0.976	0.887	0.938	1.82	0.91	170.0
7	6.14	1.05	0.985	0.951	1.100	1.98	0.99	170.0

i	T3	P3	T33	P33	R3	MM	XCP	XK
1	346.1	1.7860	331.7	1.5394	1.617	0.220	2.5249	2.5249
2	346.1	1.7860	331.7	1.5394	1.617	0.202	1.7992	1.7992
3	346.1	1.7860	331.7	1.5394	1.617	0.192	1.3651	1.3651
4	346.1	1.7860	331.7	1.5394	1.617	0.210	1.0482	1.0482
5	337.1	1.6417	322.7	1.4093	1.522	0.147	0.5776	0.5776
6	328.2	1.5073	313.8	1.2885	1.431	0.152	0.5602	0.5602
7	319.3	1.3819	304.9	1.1760	1.344	0.158	0.5414	0.5414

4.2. Определение геометрических параметров решётки рабочего колеса.

Задаёмся удлинением лопаток рабочего колеса в соответствии с имеющимися статистическими данными в пределах $\bar{h}_{Ipk} = h_1/b_{cp.pk} = 2...3$ (для дозвуковой ступени $\bar{h} = 3,5...4,5$). Определяем хорду профиля лопатки на среднем диаметре.

Для уменьшения густоты решётки у втулки лопатку делают парусной, т.е. увеличивают хорду от корня к периферии лопатки в пределах $b_{пер}/b_{вт} = 1,1...1,3$. При большей парусности возникают трудности с обеспечением прочности лопатки. В нашем примере задаёмся парусностью лопатки $(b_n/b_{вт})_{pk} = 1,2$.

Для получения требуемых напоров задаёмся густотой решётки на периферии рабочего колеса околосзвуковой ступени в пределах $(b/t)_n = 1,0...1,3$. (Большая густота соответствует высокой нагруженности ступени). В рассматриваемом примере принимаем $(b/t)_n = 1,0$. Определяем шаг решётки на периферии лопаток и число лопаток рабочего колеса вентилятора равным 37.

4.3. Определение геометрических параметров решётки направляющего аппарата.

Геометрические параметры профилей и решётки направляющего аппарата могут быть определены так же, как рекомендуется в работах [3]. Удлинение лопаток выбирается в пределах $\bar{h}_{Iна} = h_2/b_{cp.на} = 2,5...3,5$, а густота – как для рабочих колёс дозвуковых ступеней. При этом надо учитывать то, что для уменьшения возможности возбуждения резонансных колебаний число лопаток направляющего аппарата не должно быть кратным числу лопаток стоящего за ним рабочего колеса. Обычно для дозвуковых ступеней $z_{на}/z_{pk} = 1,05...1,3$.

Важным геометрическим параметром ступени является величина осевого зазора между рабочим колесом и направляющим аппаратом. В дозвуковых вентиляторных ступенях и во внутреннем контуре околосвукового вентилятора с подпорными ступенями осевой зазор выбирается в пределах 15...25% от хорды лопатки рабочего колеса, а в наружном (втором) контуре околосвукового (сверхзвукового) вентилятора в целях уменьшения уровня шума и условия конструктивной компоновки узла вентилятора с подпорными ступенями осевой зазор увеличивается до $(1,0...2,0)b_{pk}$ и более. В нашем примере во внешнем контуре выбран осевой зазор равным 0.2 м.

В высоконагруженных околосвуковых ступенях проточная часть изменяется более резко (особенно в первой ступени). Поэтому большее приближение к реальному течению может дать метод конических сечений, позволяющий учесть радиальное смещение отдельных ступеней, образованных этими сечениями, при определении работы на окружности колеса.

Исходными данными для расчёта являются известные из предыдущего расчёта параметры потока на среднем диаметре и их значения на наружном, среднем, промежуточном и внутреннем радиусах.

Расчёт распределения параметров потока по высоте лопатки и профилирование лопаток дозвукового направляющего аппарата рекомендуется проводить так же, как в дозвуковой ступени.

В околосвуковых и сверхзвуковых вентиляторных ступенях распределение закрутки потока по радиусу обычно производится по закону “постоянной циркуляции” ($c_{1u} \cdot r_1 = const$, $c_{2u} \cdot r = const$, $c_{3u} \cdot r = const$). При этом осевые скорости c_{1u} , c_{2u} , c_{3u} и работа на окружности колеса также остаются постоянными по радиусу.

Как известно, особенностью данного закона является более резкое изменение чисел M_1 и M_2 и углов потока β_1 и β_2 по радиусу, что часто приводит к необходимости проводить корректировку закона профилирования по радиусу. Ограничением для проектирования ступени на постоянную работу по высоте лопатки является достижение допустимого числа M на входе в направляющий аппарат у втулки $M_{c_2(вт)} = 0,8...0,82$ и $\beta_{2(вт)} = 90^\circ$. Превышение $M_{c_2} > 0,8...0,82$ приводит к резкому увеличению потерь в дозвуковом направляющем аппарате, а при $\beta > 90^\circ$ - приходится применять решётки с большими углами поворота потока и густотой, что вызывает увеличение гидравлических потерь.

Для выполнения условия $M_{c_2(вт)} \leq 0,8...0,82$ и $\beta_{2(вт)} \leq 90^\circ$ рекомендуется вводить корректировку в зоне внутреннего контура на участке между $D_{1разд}$ и $D_{1в}$ путём изменения работы на окружности колеса (или c_{2u}) по линейному закону. За величину предельно допустимой работы на внутреннем диаметре можно принять $L_{u(вт)}$ при $\beta_{2(вт)} = 90^\circ$, т.е.

$$L_{u(вт)} = c_{2u(вт)} \cdot u_{2(вт)} = u_{2(вт)}^2.$$

Расчётные формулы и последовательность расчёта распределения параметров потока по высоте лопатки на примере рассматриваемого вентилятора не приводятся. Число сечений по высоте лопатки принято равным 7.

Если в корневом сечении окажется, $M_{c_2} > 0,8...0,82$ и $\beta_2 > 90^\circ$ то следует вводить корректировку лопаток рабочего колеса путём уменьшения работы $L_{ст}$ на участке внутреннего контура.

Для компенсации уменьшения работы в корневых сечениях и снижения степени сжатия за вентилятором обычно устанавливают подпорную ступень с $\pi_{ст(подп)}^* \approx 1,15$. При расчетах всего турбокомпрессора число подпорных ступеней и их степень сжатия определяется в результате расчетов по согласованию параметров вентилятора ТРДД и его турбины.

4.4. Расчет координат сверхзвуковых (околозвуковых) профилей.

Известно, что при обтекании лопаток компрессорных (вентиляторных) решеток сверхзвуковым потоком происходит образование головных ударных волн и скачков уплотнения во входной части межлопаточных каналов. Для уменьшения волновых потерь у отрыва пограничного слоя сверхзвуковые (и околозвуковые) профили выполняются с небольшой относительной толщиной ($\bar{c} = 0,015 \dots 0,025$ на периферии лопатки и с $\bar{c} = 0,10 \dots 0,12$ у втулки, расположенной на $0,5 \dots 0,55$ хорды), с острой (или несколько скругленной) передней кромкой.

Характерной особенностью сверхзвукового (околозвукового) профиля также является наличие прямолинейного или близкого к нему входного участка спинки профиля с плавным изменением кривизны контура профиля. Контур спинки такого профиля могут быть описаны по лемнискате или кривыми более высоких порядков.

В качестве исходных данных для расчета и построения профилей используется результаты газодинамического расчета вентилятора на различных радиусах.

В данной работе рекомендуется аналитический метод расчета координат спинки и корытца сверхзвуковых (околозвуковых) профилей с использованием кривых пятого порядка, разработанный Е.С. Ивановым и И.И. Мотиным.

Принимается модель, в которой спинка и корытце профиля описывается полиномом вида

$$y = Ax^5 + Bx^4 + Cx^3 + Dx^2 + Ex + F \quad (4.1)$$

Постоянные коэффициенты в уравнении (3.1) определяются из условий:

$$\text{При } x=0 \begin{cases} y=0 \\ y' = tg \chi_1 \\ y'' = 0 \end{cases} \text{ при } x=b \begin{cases} y=0 \\ y' = tg \chi_2 \\ y'' = 0 \end{cases}$$

Первая и вторая производная уравнения (1.3)

$$y' = 5Ax^4 + 4Bx^3 + 3Cx^2 + 2Dx + E \quad (4.2)$$

$$y'' = 20Ax^3 + 12Bx^2 + 6Cx + 2D \quad (4.3)$$

Решая совместно уравнения (3.1), (3.2), (3.3), с учетом граничных условий, получим значения коэффициентов

$$A = \frac{3(tg \chi_2 - tg \chi_1)}{b^4}; \quad B = \frac{8tg \chi_1 - 7tg \chi_2}{b^3}; \quad C = \frac{4tg \chi_2 - 6tg \chi_1}{b^2};$$

$$D = 0; \quad E = tg \chi_1; \quad F = 0.$$

Тогда

$$y = 3(tg \chi_2 - tg \chi_1) \frac{x^5}{b^4} - (7tg \chi_2 - 8tg \chi_1) \frac{x^4}{b^3} + (4tg \chi_2 - 6tg \chi_1) \frac{x^3}{b^2} + xtg \chi_1; \quad (4.4)$$

или

$$\bar{y} = tg \chi_1 \left[3(\bar{\chi}_1 - 1)\bar{x}^5 - (7\bar{\chi} - 8)\bar{x}^4 + (4\bar{\chi} - 6)\bar{x}^3 + \bar{x} \right],$$

$$\text{где } \bar{x} = \frac{x}{b}, \quad \bar{y} = \frac{y}{b}, \quad \bar{\chi} = \frac{tg \chi_2}{tg \chi_1}$$

Уравнение (4.4) используется для расчета координат профилей.

Применение уравнения (4.4) ограничено условием отсутствия перегибов в

диапазоне $0 < \bar{x} < 1$; в этом диапазоне \bar{x} координата “у” должна быть одного знака. Этому условию удовлетворяют значения $\bar{\chi} = 2/3 \dots 3/2$.

Расчет производится в следующей последовательности:

1) Выбирается максимальная толщина профиля на наружном диаметре в пределах $\bar{c}_H = 0,015 \dots 0,025$. Определяется $c_{\max.H} = b \cdot c_H$, а затем, принимая линейный характер изменения \bar{c} по высоте лопатки, определяем c_{\max} на всех расчетных радиусах из условий обеспечения D_{cp} $\bar{c}_{cp} = 0,05 \dots 0,08$, а на $D_в$ $\bar{c}_в = 0,10 \dots 0,12$.

2) Выбирается угол атаки i_{cn} в периферийном сечении лопатки $i_{cn(H)} = 0 \dots 1,0^\circ$, а у корня $i_в = 2,5 \dots 3,5^\circ$.

При отсутствии бандажных полок необходимо учесть раскрутку периферийной части профиля лопатки под действием центробежных сил на $1 \dots 2^\circ$.

3) В первом приближении задаются радиусом входной кромки из условия $r'_2 \approx 0,05 \cdot c_{\max}$.

4) Определяются конструктивные углы профиля:

а) угол входа $\beta'_{1cn} = \beta_1 + i_{cn}$;

б) угол изгиба профиля

$$\theta' = \frac{\Delta\beta - i_{cn}}{1 + m\sqrt{t/b}}, \text{ где } \Delta\beta = \beta_2 - \beta_1,$$

$$m = 0,92 \left(\bar{x}_f \right)^2 + 0,002 \left(90 - \beta_2^\circ \right),$$

$\bar{x}_f = 0,5 \dots 0,6$ - расположение по хорде максимального прогиба средней

линии профиля;

в) угол выхода $\beta'_2 = \beta_{1cn} + \theta'$.

5) Определяется величина исходного смещения кривых, образующих верхнюю и нижнюю поверхность профиля S (см. рис. 5.1) по формуле

$$S = \frac{2r'_2}{\cos \theta'/2}.$$

6) Вычисляется относительная толщина профиля при $x = 0$:

$$\bar{c} = \frac{c_{\max} - S}{b}.$$

7) При выбранном значении \bar{x}_f определяются:

а) $\bar{\chi} = \text{tg } \chi_2 / \text{tg } \chi_1$ по формуле

$$\bar{\chi} = \frac{15\bar{\chi}_f^4 - 32\bar{\chi}_f^3 + 18\bar{\chi}_f^2 - 1}{15\bar{\chi}_f^4 - 28\bar{\chi}_f^3 + 12\bar{\chi}_f^2};$$

б) Угол изгиба входной и выходной кромок профиля на спинке лопатки χ_{1cn} и χ_{2cn} :

$$\text{tg } \chi_{1cn} = \frac{1}{2} \left[\frac{\bar{c}}{2F(\bar{x}_f)} - \frac{1 + \bar{\chi}}{\bar{\chi} \cdot \text{tg } \theta'} \right] + \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{\bar{c}}{2F(\bar{x}_f)} - \frac{1 + \bar{\chi}}{\bar{\chi} \cdot \text{tg } \theta'} \right]^2 + \frac{\bar{c}}{2F(\bar{x}_f) \text{tg } \theta'} + \frac{1}{\bar{\chi}}},$$

где $F(\bar{x}_f) = 3(\bar{\chi} - 1)\bar{x}_f^5 - (7\bar{\chi} - 8)\bar{x}_f^4 + (4\bar{\chi} - 6)\bar{x}_f^3 + \bar{x}_f$,

$$\chi_{1cn} = \text{arctg } \chi_{1cn}, \quad \text{tg } \chi_{2cn} = \bar{\chi} \cdot \text{tg } \chi_{1cn}, \quad \chi_{2cn} = \text{arctg } \chi_{2cn};$$

в) Угол изгиба входной и выходной кромок профиля со стороны корытца лопатки $\chi_{1к}$ и $\chi_{2к}$:

$$\text{tg } \chi_{1к} = \frac{\bar{f}_к}{\bar{f}_{cn}} \cdot \text{tg } \chi_{1cn}, \quad \text{где } \bar{f}_{cn} = \text{tg } \chi_{1cn} \cdot F(\bar{x}_f);$$

$$\bar{f}_к = \bar{f}_{cn} - \bar{c}, \quad \chi_{1к} = \text{arctg } \chi_{1к}; \quad \text{tg } \chi_{2к} = \bar{\chi} \cdot \text{tg } \chi_{1к}; \quad \chi_{2к} = \text{arctg } \chi_{2к}.$$

8) Производится расчёт координат профилей по уравнению (4.6) для j значений \bar{x} :

а) Для спинки

$$y_{cn} = b \cdot \chi_{1cn} \left[3(\bar{\chi} - 1)\bar{x}^5 - (7\bar{\chi} - 8)\bar{x}^4 + (4\bar{\chi} - 6)\bar{x}^3 + \bar{x} \right];$$

б) Для корытца

$$y_k = b \cdot \text{tg} \chi_{1k} \left[3(\bar{\chi} - 1)\bar{x}^5 - (7\bar{\chi} - 8)\bar{x}^4 + (4\bar{\chi} - 6)\bar{x}^3 + \bar{x} \right]$$

где $\bar{x} = 0,1 \cdot j$.

в) Координаты сечения профиля $x = \bar{x} \cdot b$.

9) Определяются радиусы закругления входной и выходной кромок и координаты крайних точек.

Принимая, что на некотором расстоянии от кромок кривые спинки и корытца близки к прямым, получим:

$$r_1 = \frac{S}{1/\cos \chi_{1cn} - \text{tg} \chi_{1cn} + 1/\cos \chi_{1k} + \text{tg} \chi_{1k}};$$

$$r_2 = \frac{S}{1/\cos \chi_{2cn} - \text{tg} \chi_{2cn} + 1/\cos \chi_{2k} + \text{tg} \chi_{2k}};$$

$$l' = r_1 (\sec \chi_{1k} + \text{tg} \chi_{1k}); \quad l'' = r_2 (\sec \chi_{2k} + \text{tg} \chi_{2k}); \quad \delta' = b - r_2.$$

Результаты расчета профилей рабочих лопаток в семи сечениях приведены в таблице 4.4.

Условные обозначения в таблице 4.4:

Z – доля длины хорды рабочего профиля;

X_Ax – абсцисса точки на корытце и спинке профиля в мм;

Y_Ax – ордината точки на спинке профиля в мм;

Y_{ACP} – ордината точки на спинке профиля в мм;

$K1K$ – значение производной (тангенс угла наклона касательной) к профилю на корытце:

$K1CP$ – значение производной (тангенс угла наклона касательной) к профилю на спинке:

$K11K$ – угловой коэффициент перпендикуляра, проведенного из точки на корытце профиля;

$K11CP$ – угловой коэффициент перпендикуляра, проведенного из точки на спинке профиля;

$B1k$ – свободный член в уравнении перпендикуляра, проведено из точки на корытце профиля;

$B1CP$ – свободный член в уравнении перпендикуляра, проведенного из точки на спинке профиля:

XBk – абсцисса точки на корытце или спинки профиля, отстоящего на расстоянии шага от предыдущего профиля в мм;

YBk – ордината точки на корытце профиля, отстоящего на расстоянии шага от предыдущего профиля в мм;

$YBcp$ – ордината точки на спинке профиля, отстоящего на расстоянии шага от предыдущего профиля в мм;

XCP – абсцисса точки средней линии межлопаточного канала в мм;

YB – ордината точки на корытце профиля при построении средней линии межлопаточного канала в мм;

YA – ордината точки на спинке профиля при построении средней линии межлопаточного канала в мм;

h_{cp} – хорда окружности, вписанной в межлопаточный канал и представляющая собой ширину проходного сечения на данном радиусе в мм;

$Z1$ – доля хорды, занятой межлопаточным каналом.

Таблица 4.4

Результаты расчета геометрических параметров профилей
рабочих лопаток ступени вентилятора в семи сечениях по высоте

Сечение= 1
Шаг= 140: Хорда= 171: Угол установки=27.62:

Z	XB	YB	K1	XA	YA	K2	K11	B1
0.00	124.2	65.0	0.0243	0.0	0.3	0.0473	-41	5235
0.05	132.8	65.2	0.0236	8.6	0.7	0.0458	-42	5770
0.10	141.3	65.4	0.0209	17.1	1.1	0.0406	-48	6910
0.15	149.9	65.6	0.0157	25.7	1.5	0.0306	-64	9693
0.20	158.5	65.9	0.0075	34.3	2.0	0.0147	-133	21195
0.25	167.1	66.1	-0.0041	42.9	2.5	-0.0079	247	-41030
0.30	175.6	66.4	-0.0194	51.4	3.0	-0.0377	52	-8883
0.35	184.2	66.7	-0.0387	60.0	3.5	-0.0753	26	-4574
0.40	192.8	66.9	-0.0622	68.6	4.0	-0.1210	16	-2907
0.45	201.3	67.1	-0.0899	77.1	4.4	-0.1749	11	-2038
0.50	209.9	67.3	-0.1218	85.7	4.7	-0.2370	8	-1513
0.55	218.5	67.4	-0.1579	94.3	4.9	-0.3072	6	-1165
0.60	227.1	67.4	-0.1980	102.9	5.0	-0.3851	5	-920
0.65	235.6	67.4	-0.2418	111.4	5.0	-0.4703	4	-739
0.70	244.2	67.3	-0.2889	120.0	4.7	-0.5620	3	-601
0.75	252.8	67.1	-0.3390	128.6	4.3	-0.6595	3	-493
0.80	261.3	66.8	-0.3916	137.2	3.8	-0.7618	3	-406
0.85	269.9	66.4	-0.4461	145.7	3.1	-0.8678	2	-335
0.90	278.5	66.0	-0.5017	154.3	2.2	-0.9760	2	-277

Z	XA1	YA1	K2P	K22P	B2P	XO	YO	R
0.17	29.3	1.7	0.0247	-40	1185	76.7	33.4	57.0
0.17	29.9	1.8	0.0236	-42	1270	81.3	33.5	60.4
0.19	31.8	1.9	0.0199	-50	1600	86.6	33.6	63.3
0.20	33.7	2.0	0.0159	-63	2122	91.8	33.8	66.2
0.22	36.9	2.2	0.0085	-117	4332	97.7	34.0	68.6
0.24	41.4	2.4	-0.0034	293	-12110	104.2	34.3	70.5
0.27	46.4	2.7	-0.0194	51	-2387	111.0	34.6	72.0
0.30	51.5	3.0	-0.0381	26	-1349	117.9	34.9	73.6
0.33	57.3	3.4	-0.0624	16	-914	125.0	35.1	74.8
0.37	63.0	3.7	-0.0903	11	-694	132.2	35.4	76.1
0.40	68.7	4.0	-0.1218	8	-560	139.3	35.6	77.4
0.43	74.4	4.3	-0.1569	6	-470	146.5	35.8	78.6
0.47	80.5	4.5	-0.1981	5	-402	153.8	36.0	79.7
0.50	86.2	4.7	-0.2408	4	-353	160.9	36.1	81.0
0.54	92.3	4.9	-0.2898	3	-313	168.2	36.1	82.1
0.57	98.0	5.0	-0.3398	3	-283	175.4	36.0	83.4

Продолжение табл.4.4

Се4ение= 2

Шаг= 124: Хорда= 165: Угол установки=31.70:

Z	XВ	YВ	K1	XA	YA	K2	K11	B1
0.00	105.9	65.4	0.0266	0.0	0.6	0.0966	-38	4082
0.05	114.1	65.6	0.0257	8.2	1.4	0.0934	-39	4549
0.10	122.4	65.8	0.0228	16.5	2.2	0.0828	-44	5485
0.15	130.6	66.0	0.0176	24.7	3.0	0.0638	-57	7556
0.20	138.8	66.3	0.0098	33.0	3.8	0.0356	-102	14305
0.25	147.1	66.5	-0.0007	41.2	4.6	-0.0027	1343	-197338
0.30	155.3	66.7	-0.0142	49.5	5.4	-0.0515	70	-10783
0.35	163.6	66.9	-0.0307	57.7	6.1	-0.1113	33	-5170
0.40	171.8	67.1	-0.0502	66.0	6.7	-0.1822	20	-3250
0.45	180.1	67.2	-0.0728	74.2	7.2	-0.2643	14	-2292
0.50	188.3	67.3	-0.0985	82.4	7.6	-0.3574	10	-1724
0.55	196.5	67.4	-0.1271	90.7	7.7	-0.4612	8	-1350
0.60	204.8	67.4	-0.1585	98.9	7.7	-0.5752	6	-1087
0.65	213.0	67.3	-0.1926	107.2	7.5	-0.6988	5	-893
0.70	221.3	67.2	-0.2290	115.4	7.1	-0.8311	4	-745
0.75	229.5	67.0	-0.2676	123.7	6.5	-0.9711	4	-628
0.80	237.8	66.8	-0.3079	131.9	5.6	-1.1175	3	-534
0.85	246.0	66.5	-0.3497	140.1	4.6	-1.2692	3	-457
0.90	254.3	66.1	-0.3925	148.4	3.4	-1.4244	3	-394

Z	XA1	YA1	K2P	K22P	B2P	XO	YO	R
0.21	35.2	4.0	0.0263	-38	1340	70.5	34.7	46.8
0.22	35.5	4.1	0.0250	-40	1424	74.8	34.8	49.9
0.22	36.1	4.1	0.0223	-45	1624	79.2	35.0	53.0
0.23	37.3	4.2	0.0167	-60	2243	84.0	35.1	55.9
0.24	38.9	4.4	0.0093	-107	4162	88.8	35.3	58.8
0.25	41.0	4.6	-0.0015	659	-26999	94.0	35.5	61.4
0.26	43.4	4.8	-0.0148	68	-2929	99.4	35.8	63.9
0.28	46.2	5.1	-0.0309	32	-1491	104.9	36.0	66.3
0.30	49.3	5.4	-0.0502	20	-977	110.5	36.2	68.6
0.32	52.6	5.7	-0.0731	14	-714	116.3	36.4	70.8
0.34	56.0	5.9	-0.0979	10	-566	122.1	36.6	72.9
0.36	59.7	6.2	-0.1271	8	-463	128.1	36.8	75.0
0.38	63.3	6.5	-0.1584	6	-393	134.1	36.9	77.0
0.41	67.0	6.8	-0.1920	5	-342	140.0	37.0	79.0
0.43	70.8	7.0	-0.2294	4	-302	146.1	37.1	81.0

Продолжение табл.4.4

Се4ение= 3

Шаг= 106: Хорда= 157: Угол установки=38.01:

Z	XB	YB	K1	XA	YA	K2	K11	B1
0.00	83.8	65.5	0.0543	0.0	0.9	0.1943	-18	1628
0.05	91.7	65.9	0.0523	7.9	2.5	0.1874	-19	1843
0.10	99.6	66.4	0.0464	15.7	4.0	0.1662	-22	2245
0.15	107.4	66.8	0.0363	23.6	5.4	0.1300	-28	3067
0.20	115.3	67.2	0.0219	31.5	6.8	0.0783	-46	5390
0.25	123.2	67.5	0.0030	39.3	8.2	0.0107	-334	41302
0.30	131.0	67.9	-0.0204	47.2	9.4	-0.0729	49	-6306
0.35	138.9	68.1	-0.0482	55.1	10.4	-0.1725	21	-2743
0.40	146.8	68.4	-0.0805	62.9	11.2	-0.2881	12	-1677
0.45	154.6	68.6	-0.1171	70.8	11.9	-0.4193	9	-1166
0.50	162.5	68.7	-0.1580	78.7	12.2	-0.5657	6	-866
0.55	170.4	68.7	-0.2030	86.5	12.3	-0.7267	5	-669
0.60	178.2	68.6	-0.2518	94.4	12.1	-0.9015	4	-530
0.65	186.1	68.5	-0.3043	102.3	11.7	-1.0892	3	-426
0.70	194.0	68.3	-0.3600	110.1	10.9	-1.2887	3	-345
0.75	201.8	68.0	-0.4187	118.0	9.8	-1.4987	2	-280
0.80	209.7	67.6	-0.4799	125.9	8.4	-1.7179	2	-227
0.85	217.6	67.2	-0.5432	133.8	6.8	-1.9446	2	-183
0.90	225.4	66.6	-0.6082	141.6	5.0	-2.1772	2	-145

Z	XA1	YA1	K2P	K22P	B2P	XO	YO	R
0.22	34.5	7.4	0.0545	-18	639	59.1	36.4	38.1
0.22	34.7	7.4	0.0521	-19	674	63.2	36.7	40.8
0.22	35.3	7.5	0.0471	-21	757	67.4	36.9	43.6
0.23	36.5	7.7	0.0370	-27	995	72.0	37.2	46.2
0.24	38.2	8.0	0.0210	-48	1827	76.8	37.6	48.6
0.26	40.1	8.3	0.0029	-348	13965	81.7	37.9	51.0
0.27	42.5	8.7	-0.0207	48	-2039	86.8	38.3	53.3
0.29	45.0	9.0	-0.0474	21	-940	91.9	38.6	55.5
0.30	47.9	9.4	-0.0808	12	-583	97.3	38.9	57.6
0.32	50.8	9.8	-0.1164	9	-426	102.7	39.2	59.6
0.34	54.0	10.3	-0.1582	6	-331	108.3	39.5	61.6
0.36	57.2	10.6	-0.2025	5	-272	113.8	39.7	63.6
0.39	60.6	11.0	-0.2518	4	-230	119.4	39.8	65.5
0.41	63.9	11.3	-0.3039	3	-199	125.0	39.9	67.4
0.43	67.4	11.6	-0.3601	3	-175	130.7	39.9	69.4
0.45	70.8	11.9	-0.4192	2	-157	136.3	39.9	71.3

Продолжение табл.4.4

Се4ение= 4

Шаг= 85: Хорда= 148: Угол установки=48.05:

Z	XB	YB	K1	XA	YA	K2	K11	B1
0.00	56.5	62.9	0.2195	0.0	1.4	0.4591	-5	314
0.05	64.0	64.5	0.2114	7.4	4.8	0.4422	-5	366
0.10	71.4	66.1	0.1875	14.8	8.1	0.3922	-5	452
0.15	78.8	67.6	0.1482	22.2	11.2	0.3099	-7	611
0.20	86.2	69.0	0.0940	29.7	14.1	0.1966	-11	1003
0.25	93.6	70.2	0.0254	37.1	16.7	0.0532	-39	3778
0.30	101.0	71.3	-0.0570	44.5	18.9	-0.1192	18	-1672
0.35	108.4	72.1	-0.1526	51.9	20.7	-0.3192	7	-602
0.40	115.8	72.8	-0.2609	59.3	22.0	-0.5458	4	-328
0.45	123.3	73.2	-0.3812	66.7	22.8	-0.7975	3	-200
0.50	130.7	73.3	-0.5130	74.1	23.2	-1.0732	2	-124
0.55	138.1	73.2	-0.6555	81.5	23.0	-1.3713	2	-73
0.60	145.5	72.9	-0.8081	89.0	22.3	-1.6904	1	-35
0.65	152.9	72.3	-0.9700	96.4	21.0	-2.0291	1	-5
0.70	160.3	71.5	-1.1405	103.8	19.3	-2.3859	1	20
0.75	167.7	70.4	-1.3189	111.2	17.1	-2.7591	1	41
0.80	175.1	69.2	-1.5044	118.6	14.5	-3.1471	1	59
0.85	182.6	67.8	-1.6961	126.0	11.6	-3.5482	1	75
0.90	190.0	66.3	-1.8933	133.4	8.4	-3.9607	1	90

Z	XA1	YA1	K2P	K22P	B2P	XO	YO	R
0.19	28.3	13.6	0.2189	-5	143	42.4	38.2	28.4
0.19	28.7	13.7	0.2120	-5	149	46.4	39.1	30.9
0.20	30.1	14.3	0.1883	-5	174	50.7	40.2	33.1
0.22	32.3	15.0	0.1483	-7	233	55.6	41.3	35.1
0.24	35.1	16.0	0.0946	-11	387	60.6	42.5	36.8
0.26	38.4	17.1	0.0248	-40	1567	66.0	43.6	38.3
0.28	42.0	18.2	-0.0573	17	-714	71.5	44.7	39.7
0.31	45.8	19.2	-0.1529	7	-280	77.1	45.7	41.0
0.34	49.9	20.2	-0.2617	4	-170	82.9	46.5	42.2
0.36	54.0	21.1	-0.3807	3	-121	88.6	47.1	43.3
0.39	58.3	21.8	-0.5120	2	-92	94.5	47.6	44.4
0.42	62.7	22.4	-0.6565	2	-73	100.4	47.8	45.5
0.45	67.0	22.8	-0.8071	1	-60	106.2	47.9	46.6
0.48	71.4	23.1	-0.9697	1	-51	112.2	47.7	47.6
0.51	75.9	23.2	-1.1406	1	-43	118.1	47.3	48.7
0.54	80.2	23.0	-1.3189	1	-38	124.0	46.7	49.7

Продолжение табл.4.4

Се4ение= 5

Шаг= 77: Хорда= 145: Угол установки=50.76:

Z	XB	YB	K1	XA	YA	K2	K11	B1
0.00	48.5	59.4	0.2153	0.0	1.5	0.5538	-5	274
0.05	55.8	61.0	0.2070	7.2	5.5	0.5324	-5	325
0.10	63.0	62.5	0.1836	14.5	9.3	0.4722	-5	406
0.15	70.3	63.8	0.1473	21.7	12.7	0.3789	-7	547
0.20	77.5	64.9	0.1003	29.0	15.7	0.2580	-10	851
0.25	84.8	65.9	0.0443	36.2	18.1	0.1140	-23	1998
0.30	92.0	66.6	-0.0190	43.5	19.9	-0.0488	53	-4763
0.35	99.3	67.1	-0.0881	50.7	21.1	-0.2267	11	-1027
0.40	106.5	67.3	-0.1619	58.0	21.7	-0.4165	6	-551
0.45	113.8	67.3	-0.2394	65.2	21.8	-0.6157	4	-362
0.50	121.0	67.1	-0.3197	72.5	21.3	-0.8221	3	-258
0.55	128.3	66.8	-0.4021	79.7	20.3	-1.0343	2	-191
0.60	135.5	66.2	-0.4864	87.0	18.9	-1.2510	2	-143
0.65	142.8	65.6	-0.5723	94.2	17.2	-1.4718	2	-107
0.70	150.0	64.8	-0.6597	101.5	15.3	-1.6967	2	-77
0.75	157.3	64.0	-0.7490	108.7	13.1	-1.9263	1	-53
0.80	164.5	63.1	-0.8404	116.0	10.8	-2.1616	1	-31
0.85	171.8	62.2	-0.9347	123.2	8.5	-2.4041	1	-12
0.90	179.0	61.3	-1.0327	130.5	6.2	-2.6560	1	6

Z	XA1	YA1	K2P	K22P	B2P	XO	YO	R
0.22	31.3	16.5	0.2150	-5	162	39.9	38.0	23.2
0.22	31.7	16.6	0.2072	-5	169	43.7	38.8	25.3
0.23	32.9	17.0	0.1833	-5	196	48.0	39.7	27.3
0.24	34.7	17.6	0.1464	-7	255	52.5	40.7	29.2
0.25	36.9	18.3	0.1010	-10	383	57.2	41.6	31.0
0.27	39.4	18.9	0.0450	-22	894	62.1	42.4	32.6
0.29	42.2	19.6	-0.0193	52	-2170	67.1	43.1	34.2
0.31	45.1	20.2	-0.0876	11	-495	72.2	43.7	35.8
0.33	48.2	20.8	-0.1615	6	-277	77.3	44.0	37.3
0.35	51.2	21.2	-0.2395	4	-193	82.5	44.3	38.9
0.37	54.3	21.5	-0.3195	3	-149	87.7	44.3	40.4
0.40	57.4	21.7	-0.4015	2	-121	92.9	44.2	42.0
0.42	60.6	21.8	-0.4870	2	-103	98.1	44.0	43.6
0.44	63.7	21.8	-0.5723	2	-89	103.2	43.7	45.2
0.46	66.8	21.7	-0.6590	2	-80	108.4	43.3	46.9
0.48	69.9	21.5	-0.7489	1	-72	113.6	42.7	48.6

Продолжение табл.4.4

Сечение= 6

Шаг= 68: Хорда= 141: Угол установки=54.07°

Z	XВ	YВ	K1	XA	YA	K2	K11	B1
:0.00:	39.9:	55.1:	0.1821:	0.0:	1.6:	0.5631:	-5:	259:
:0.05:	47.0:	56.3:	0.1750:	7.1:	5.6:	0.5413:	-6:	315:
:0.10:	54.0:	57.6:	0.1552:	14.1:	9.3:	0.4801:	-6:	402:
:0.15:	61.1:	58.7:	0.1246:	21.2:	12.7:	0.3855:	-8:	551:
:0.20:	68.2:	59.6:	0.0851:	28.3:	15.6:	0.2631:	-12:	870:
:0.25:	75.2:	60.4:	0.0381:	35.3:	18.0:	0.1178:	-26:	2051:
:0.30:	82.3:	60.9:	-0.0149:	42.4:	19.8:	-0.0460:	67:	-5453:
:0.35:	89.4:	61.3:	-0.0726:	49.5:	21.0:	-0.2245:	14:	-1142:
:0.40:	96.4:	61.5:	-0.1340:	56.5:	21.5:	-0.4144:	7:	-623:
:0.45:	103.5:	61.5:	-0.1982:	63.6:	21.5:	-0.6130:	5:	-419:
:0.50:	110.6:	61.3:	-0.2645:	70.7:	21.0:	-0.8181:	4:	-307:
:0.55:	117.6:	61.0:	-0.3324:	77.7:	20.0:	-1.0283:	3:	-236:
:0.60:	124.7:	60.6:	-0.4016:	84.8:	18.7:	-1.2423:	2:	-186:
:0.65:	131.8:	60.0:	-0.4719:	91.9:	16.9:	-1.4597:	2:	-147:
:0.70:	138.8:	59.4:	-0.5434:	98.9:	15.0:	-1.6807:	2:	-117:
:0.75:	145.9:	58.7:	-0.6161:	106.0:	12.9:	-1.9058:	2:	-91:
:0.80:	153.0:	58.0:	-0.6906:	113.1:	10.7:	-2.1362:	1:	-69:
:0.85:	160.1:	57.3:	-0.7674:	120.1:	8.4:	-2.3738:	1:	-49:
:0.90:	167.1:	56.5:	-0.8472:	127.2:	6.1:	-2.6207:	1:	-30:

Z	XA1	YA1	K2P	K22P	B2P	XO	YO	R
:0.23:	32.3:	17.1:	0.1822:	-5:	194:	36.1:	36.1:	19.4:
:0.23:	32.7:	17.2:	0.1754:	-6:	203:	39.8:	36.8:	20.9:
:0.24:	33.6:	17.5:	0.1560:	-6:	233:	43.8:	37.5:	22.5:
:0.25:	35.0:	17.9:	0.1249:	-8:	298:	48.1:	38.3:	24.2:
:0.26:	36.8:	18.4:	0.0842:	-12:	456:	52.5:	39.0:	25.9:
:0.28:	38.9:	19.0:	0.0377:	-27:	1050:	57.1:	39.7:	27.5:
:0.29:	41.1:	19.5:	-0.0148:	68:	-2758:	61.7:	40.2:	29.2:
:0.31:	43.5:	20.0:	-0.0721:	14:	-583:	66.4:	40.7:	30.9:
:0.33:	46.0:	20.5:	-0.1342:	7:	-322:	71.2:	41.0:	32.5:
:0.34:	48.5:	20.8:	-0.1980:	5:	-224:	76.0:	41.2:	34.2:
:0.36:	51.0:	21.1:	-0.2650:	4:	-171:	80.8:	41.2:	35.9:
:0.38:	53.5:	21.4:	-0.3316:	3:	-140:	85.6:	41.2:	37.7:
:0.40:	56.1:	21.5:	-0.4012:	2:	-118:	90.4:	41.0:	39.5:
:0.41:	58.6:	21.6:	-0.4720:	2:	-103:	95.2:	40.8:	41.3:
:0.43:	61.2:	21.6:	-0.5438:	2:	-91:	100.0:	40.5:	43.2:
:0.45:	63.7:	21.5:	-0.6165:	2:	-82:	104.8:	40.1:	45.1:

Продолжение табл.4.4

Ce4enie= 7

Шаг= 58: Хорда= 137: Угол установки=58.23:

: Z	: XB	: YB	: K1	: XA	: YA	: K2	: K11	: B1
:0.00:	30.5:	49.3:	0.1427:	0.0:	1.8:	0.5733:	-7:	244:
:0.05:	37.4:	50.3:	0.1371:	6.9:	5.7:	0.5510:	-7:	310:
:0.10:	44.2:	51.2:	0.1216:	13.7:	9.3:	0.4887:	-8:	408:
:0.15:	51.1:	52.0:	0.0977:	20.6:	12.7:	0.3926:	-10:	574:
:0.20:	58.0:	52.7:	0.0669:	27.4:	15.6:	0.2687:	-15:	925:
:0.25:	64.8:	53.3:	0.0304:	34.3:	17.9:	0.1220:	-33:	2200:
:0.30:	71.7:	53.7:	-0.0107:	41.1:	19.6:	-0.0429:	94:	-6640:
:0.35:	78.5:	54.0:	-0.0552:	48.0:	20.7:	-0.2220:	18:	-1343:
:0.40:	85.4:	54.1:	-0.1025:	54.9:	21.3:	-0.4118:	10:	-748:
:0.45:	92.2:	54.1:	-0.1517:	61.7:	21.2:	-0.6097:	7:	-516:
:0.50:	99.1:	54.0:	-0.2024:	68.6:	20.7:	-0.8134:	5:	-390:
:0.55:	106.0:	53.7:	-0.2541:	75.4:	19.7:	-1.0211:	4:	-311:
:0.60:	112.8:	53.4:	-0.3066:	82.3:	18.3:	-1.2321:	3:	-255:
:0.65:	119.7:	53.0:	-0.3598:	89.2:	16.6:	-1.4457:	3:	-213:
:0.70:	126.5:	52.5:	-0.4137:	96.0:	14.7:	-1.6621:	2:	-179:
:0.75:	133.4:	52.0:	-0.4684:	102.9:	12.6:	-1.8822:	2:	-151:
:0.80:	140.2:	51.4:	-0.5244:	109.7:	10.4:	-2.1071:	2:	-127:
:0.85:	147.1:	50.9:	-0.5821:	116.6:	8.2:	-2.3390:	2:	-106:
:0.90:	154.0:	50.4:	-0.6421:	123.4:	6.1:	-2.5801:	2:	-86:

: Z	: XA1	: YA1	: K2P	: K22P	: B2P	: XO	: YO	: R
:0.24:	33.3:	17.6:	0.1435:	-7:	250:	31.9:	33.4:	15.9:
:0.24:	33.6:	17.7:	0.1378:	-7:	261:	35.5:	34.0:	16.4:
:0.25:	34.3:	17.9:	0.1219:	-8:	299:	39.3:	34.5:	17.4:
:0.26:	35.4:	18.2:	0.0970:	-10:	383:	43.2:	35.1:	18.6:
:0.27:	36.6:	18.6:	0.0671:	-15:	564:	47.3:	35.6:	20.1:
:0.28:	38.2:	18.9:	0.0306:	-33:	1268:	51.5:	36.1:	21.7:
:0.29:	39.8:	19.3:	-0.0100:	100:	-3978:	55.7:	36.5:	23.4:
:0.30:	41.6:	19.7:	-0.0546:	18:	-743:	60.1:	36.9:	25.2:
:0.32:	43.5:	20.1:	-0.1034:	10:	-401:	64.5:	37.1:	27.0:
:0.33:	45.4:	20.4:	-0.1515:	7:	-279:	68.8:	37.3:	28.9:
:0.34:	47.3:	20.7:	-0.2023:	5:	-213:	73.2:	37.3:	30.8:
:0.36:	49.2:	20.9:	-0.2538:	4:	-173:	77.6:	37.3:	32.8:
:0.37:	51.1:	21.1:	-0.3062:	3:	-146:	82.0:	37.2:	34.8:
:0.39:	53.0:	21.2:	-0.3593:	3:	-126:	86.3:	37.1:	36.9:
:0.40:	54.9:	21.3:	-0.4131:	2:	-112:	90.7:	36.9:	39.1:
:0.41:	56.9:	21.3:	-0.4693:	2:	-100:	95.1:	36.7:	41.2:

4.5. Расчет параметров потока при наличии забоины на входной кромке рабочей лопатки.

Исходными данными для расчета являются:

1. Забоина находится между 2-ым и 3-ем сечениями рабочей лопатки вентилятора двигателя ПС-90А.
2. Глубина забоины 5 мм.
3. Повреждена одна рабочая лопатка вентилятора двигателя ПС-90А.
4. Параметры потока в сечениях 2 и 3 берутся из предыдущего расчета (табл.4.2, 4.3, 4.4).

Расчет производится в следующей последовательности:

1. Определяется площадь проходного сечения для воздуха между 2-ым и 3-ем сечениями:

$$F = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_3^2) = \frac{3.14}{4} \cdot (1.466^2 - 1.254^2) = 0.45266 \text{ м}^2$$

2. Находится расход воздуха в элементарной ступени, располагающей между 2-ым и 3-ем сечениями:

$$G_{\text{в}} = F c \rho = 0.45266 \cdot 200 \cdot 1.009 = 91.347 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

3. Рассчитывается расход воздуха через межлопаточный канал рабочей решетки:

$$G_{\text{вканал}} = \frac{G_{\text{в}}}{Z_{pk}} = \frac{91.347}{37} = 2.47 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

4. Определяется высота межлопаточного канала на входе в решетку:

$$h_{\text{канал}} = t \sin \beta_1 = 106 \cdot \sin 30.94^\circ = 54.5 \text{ мм}$$

где $t = 106 \text{ мм}$ – шаг лопаток в 3-ем сечении (табл.4.4); $\beta_1 = 30.94^\circ$ – угол направления относительной скорости в данном сечении (из табл.4.2).

5. В результате уменьшения хорды рабочего профиля на 5 мм высота канала на входе увеличивается на толщину профиля 1.9 мм (устанавливается из табл.4.4 интерполяцией), то есть становится равной 56.4 мм (возрастает 3.48 %).

6. Относительная скорость w_1 на входе в межлопаточный канал при наличии забоины уменьшается примерно пропорционально изменению высоты межлопаточного канала на входе, то на 3.48 % и становится равной

$$w_1 = \frac{389}{1.0348} = 375.9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

7. При одной и той же окружной скорости $u = 333.7 \text{ м/с}$ расходная составляющая скорости перед колесом в данной элементарной ступени

становится равной $c_{1a} = \sqrt{375.9^2 - 333.7^2} = 173.0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, то есть расход воздуха в

этой ступени снижается на $\frac{200 - 173.0}{200} \cdot 100\% = 13.5\%$.

8. Параметры потока перед данным межлопаточным каналом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{c_1^2}{2c_{pv}} = 288 - \frac{173^2}{2009} = 273.1K;$$

$$p_1 = p_1^* \left(\frac{T_1}{T_1^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.9981 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{273.1}{288} \right)^{3.5} = 0.82878 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0.82878 \cdot 10^5}{287 \cdot 273.1} = 1.05739 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

9. Угол направления относительной скорости при наличии забоины становится равным

$$\beta_1 = \arcsin \frac{173.0}{375.9} = 27.4^\circ \quad \text{и} \quad \text{появляется} \quad \text{положительный} \quad \text{угол} \quad \text{атаки}$$

$$i_{pk} = 30.94 - 27.4 = 3.24^\circ.$$

10. Определяется коэффициент потерь в канале по формуле:

$$\xi_{pk} = 3.3 \cdot 10^{-4} i_{pk}^2 + 10^{-3} i_{pk} + 0.021 =$$

$$= 3.3 \cdot 10^{-4} \cdot 3.24^2 + 10^{-3} \cdot 3.24 + 0.021 = 0.0277$$

11. Работа, затраченная на преодоление потерь в межлопаточном канале:

$$L_r = \xi_{pk} \frac{w_1^2}{2} = 0.0277 \cdot \frac{375.9^2}{2} = 1957 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

12. Появление срывного течения со спинки профиля, имеющего забоину на входной кромке приводит к уменьшению высоты «живого» сечения на выходе из межлопаточного канала на величину

$$\Delta h_{вых} = t \sin \beta_2 - b_{pk} \operatorname{tg} \chi_{cp} = 106 \cdot \sin 50.13 - 157 \cdot 0.0467 = 74.0 \text{ мм},$$

где начало срывного течения устанавливается в точке на спинке профиля, в которой значение производной $\operatorname{tg} \chi_{cp}$ определяется из табл.4.4 методом интерполяции.

13. В результате относительная средняя скорость на выходе из межлопаточного канала возрастает (из-за срывного течения, занимающего значительную высоту) на величину $\frac{81.35}{74.0} \cdot 100\% = 9.9\%$ и становится равной

$$w_2 = 247.6 \cdot 1.099 = 272.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

14. При той же окружной скорости $u=333.7$ м/с параметры плана скоростей на выходе из межлопаточного канала приближенно равны

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2w_2u \cos \beta_2} =$$

$$= \sqrt{272.2^2 + 333.7^2 - 2 \cdot 272.2 \cdot 333.7 \cdot \cos 50.13} = 262.6 \frac{M}{c};$$

$$c_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 272.2 \cdot \sin 50.13 = 208.9 \frac{M}{c};$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} = \arcsin \frac{208.9}{262.6} = 52.7^\circ;$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 262.6 \cdot \cos 52.7 = 159.1 \frac{M}{c}$$

15. Окружная работа в 3-ем сечении при наличии забоины равна

$$L_u = u c_{2u} = 333.7 \cdot 159.1 = 53092 \frac{Дж}{кг}$$

Коэффициент теоретического напора $\overline{H_m} = \frac{L_u}{u_1^2} = \frac{53092}{333.7^2} = 0.477$.

Коэффициент расхода $\overline{c_a} = \frac{c_{1a}}{u_1} = \frac{173}{333.7} = 0.518$.

16. Из уравнения Бернулли находится политропная работа сжатия в данном межлопаточном канале:

$$L_u = L_{пол} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r$$

$$53092 = L_{пол} + \frac{262.6^2 - 173^2}{2} + 1957; L_{пол} = 31620 \frac{Дж}{кг}$$

17. Параметры воздуха на выходе из межлопаточного канала при наличии забоины на входной кромке рабочего профиля:

$$p_2 = p_1 \left(1 + \frac{L_{пол}}{c_{pв} T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}} = 0.82878 \cdot 10^5 \cdot \left(1 + \frac{31620}{1004.5 \cdot 273.1}\right)^{\frac{1.5}{1.5-1}} = 1.14966 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$T_2^* = T_1^* + \frac{L_u}{c_{pв}} = 288 + \frac{31620}{1004.5} = 319.48 \text{ К};$$

$$T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2c_{pв}} = 319.48 - \frac{262.6^2}{2009} = 285.15 \text{ К};$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{1.14966 \cdot 10^5}{287 \cdot 285.15} = 1.4048 \frac{кг}{м^3};$$

$$p_2^* = p_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 1.14966 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{319.48}{285.15}\right)^{3.5} = 1.7114 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

18. Аналогичные расчеты проводятся для 2-го сечения при той же глубине забоины:

$$h_{\text{канал}} = t \sin \beta_1 = 124 \cdot \sin 27.14^\circ = 56.6 \text{ мм}$$

В результате уменьшения хорды рабочего профиля на 5 мм высота канала на входе увеличивается на толщину профиля 1.1 мм, то есть становится равной 57.7 мм (возрастает на 1.94 %).

Относительная скорость на входе в межлопаточный канал при наличии забоины уменьшается примерно пропорционально изменению высоты межлопаточного канала на входе, то на 1.94 % и становится равной

$$w_1 = \frac{438.5}{1.0194} = 430.1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

При одной и той же окружной скорости $u=390.2$ м/с расходная составляющая скорости перед колесом в данной элементарной ступени становится равной

$$c_{1a} = \sqrt{430.1^2 - 390.2^2} = 181.0 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \text{ то есть расход воздуха в этой ступени снижается на } \frac{200-181.0}{200} \cdot 100\% = 9.49\%$$

Параметры потока перед данным межлопаточным каналом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{c_1^2}{2c_{pv}} = 288 - \frac{181^2}{2009} = 271.7 \text{ К};$$

$$p_1 = p_1^* \left(\frac{T_1}{T_1^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.9981 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{271.7}{288} \right)^{3.5} = 0.8139 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0.8139 \cdot 10^5}{287 \cdot 271.7} = 1.04376 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Угол направления относительной скорости при наличии забоины становится равным $\beta_1 = \arcsin \frac{181.0}{430.1} = 24.89^\circ$ и появляется положительный угол

$$\text{атаки } i_{pk} = 27.14 - 24.89 = 2.25^\circ.$$

При данном угле атаки коэффициент потерь:

$$\begin{aligned} \xi_{pk} &= 3.3 \cdot 10^{-4} i_{pk}^2 + 10^{-3} i_{pk} + 0.021 = \\ &= 3.3 \cdot 10^{-4} \cdot 2.25^2 + 10^{-3} \cdot 2.25 + 0.021 = 0.0249 \end{aligned}$$

Работа, затраченная на преодоление потерь в межлопаточном канале:

$$L_r = \xi_{pk} \frac{w_1^2}{2} = 0.0249 \cdot \frac{430.1^2}{2} = 2303 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Появление срывного течения со спинки профиля, имеющего забоину на входной кромке приводит к уменьшению высоты «живого» сечения на выходе из межлопаточного канала на величину

$$\Delta h_{\text{вых}} = t \sin \beta_2 - b_{pk} \operatorname{tg} \chi_{cp} = 124 \cdot \sin 38.29 - 165 \cdot 0.0958 = 61.0 \text{ мм}$$

В результате относительная средняя скорость на выходе из межлопаточного канала возрастает (из-за срывного течения, занимающего значительную высоту) на величину $\frac{76.8}{61.0} \cdot 100\% = 25.96\%$ и становится равной

$$w_2 = 306.6 \cdot 1.259 = 386.0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

При той же окружной скорости $u = 390.2$ м/с параметры плана скоростей на выходе из межлопаточного канала приближенно равны

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2w_2u \cos \beta_2} =$$

$$= \sqrt{386.0^2 + 390.2^2 - 2 \cdot 386.0 \cdot 390.2 \cdot \cos 38.29} = 254.6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$c_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 386.0 \cdot \sin 38.29 = 239.18 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} = \arcsin \frac{239.18}{254.6} = 69.96^\circ$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 254.6 \cdot \cos 69.96 = 87.26 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Окружная работа в 2-ом сечении при наличии забоины равна

$$L_u = u c_{2u} = 390.2 \cdot 87.26 = 34049 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Коэффициент теоретического напора $\overline{H_m} = \frac{L_u}{u_1^2} = \frac{34049}{390.2^2} = 0.224$. Коэффициент

расхода $\overline{c_a} = \frac{c_{1a}}{u_1} = \frac{181}{390.2} = 0.464$.

Из уравнения Бернулли находится политропная работа сжатия в данном межлопаточном канале:

$$L_u = L_{\text{пол}} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + L_r$$

$$34049 = L_{\text{пол}} + \frac{254.6^2 - 181^2}{2} + 2303; L_{\text{пол}} = 15716 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

17. Параметры воздуха на выходе из межлопаточного канала при наличии забоины на входной кромке рабочего профиля:

$$p_2 = p_1 \left(1 + \frac{L_{\text{пол}}}{c_p T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 0.8139 \cdot 10^5 \cdot \left(1 + \frac{15716}{1004.5 \cdot 271.7} \right)^{\frac{1.5}{1.5-1}} = 0.9901 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$T_2^* = T_1^* + \frac{L_u}{c_{pv}} = 288 + \frac{34049}{1004.5} = 321.9 K;$$

$$T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2c_{pv}} = 321.9 - \frac{254.6^2}{2009} = 289.6 K;$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{0.9901 \cdot 10^5}{287 \cdot 289.6} = 1.191 \frac{кг}{м^3};$$

$$p_2^* = p_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.9901 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{321.9}{289.6} \right)^{3.5} = 1.4335 \cdot 10^5 Pa$$

19. Таким образом из-за появления забоины на входной кромке рабочего профиля образуется неравномерность как в радиальном, так и в окружном направлениях. При осреднении полного давления за рабочей решеткой по площади получаем среднее давление между сечениями 1-ым и 4-ым (в наружном контуре) вентилятора равным $p_{2cp}^* = 1.6867 \cdot 10^5 Pa$, то есть напорность рабочего колеса при наличии забоины снижается примерно на 8 %.

Действительное снижение напорности будет больше, так как снижение расхода в межлопаточном канале вызывает появление вращающегося срыва из-за положительных углов атаки в каналах, прилежащих к рассматриваемому против вращения.

Следует отметить, что изменение глубины забоины по радиусу (после зачистки) приводит к снижению напорности ступени компрессора несколько менее, чем в данном примере. В этом случае задача решается последовательным расчетом поля скоростей и давлений за рабочим колесом с учётом изменения глубины забоины по радиусу.

Упрощенная характеристика ступени компрессора с поврежденными лопатками представлена на рис.4.2. Видно, что повреждение лопаток рабочего колеса снижает напорность ступени. При этом область устойчивой работы уменьшается (градиент изменения теоретического напора возрастает).

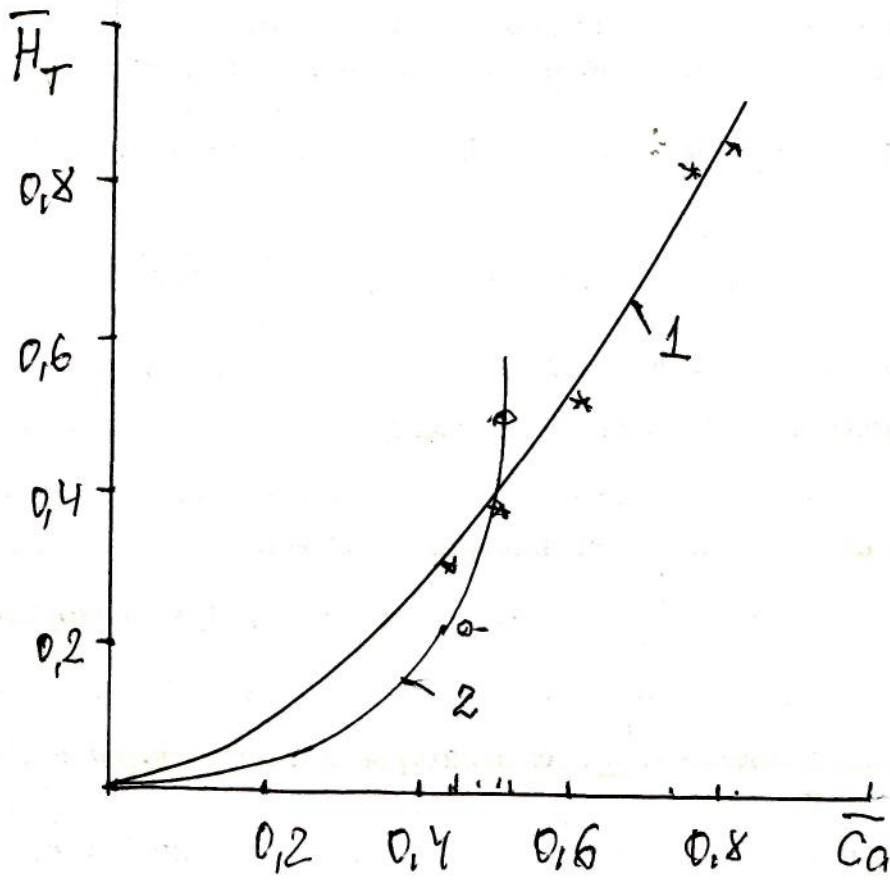


Рис.4.2. Упрощенная характеристика ступени вентилятора:
1 – с исправными лопатками; 2 - при наличии забоины

Список использованных источников

1. Казанджан П.К., Тихонов Н.Д. Теория авиационных двигателе1. Теория лопаточных машин. Учебник для студентов вузов по специальности «Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей». – 2-е изд., перераб. И доп. М.:Машиностроение, 1998. 320 с.
2. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели». 2-е изд., перераб. И доп. М.:Машиностроение, 1986. 432 с.
3. Ржавин Ю.А. Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчет. Учебник. М.:Изд-во МАИ, 1995. 344 с.
4. Алексеев Л.П., Казанджан П.К., Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория двигателей. Ч.1. Теория лопаточных машин. Под ред. Т.М. Мелькумова. М.:ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1967. 440с.
5. Зверев И.И., Коконин С.С. Проектирование авиационных колёс и тормозных систем. М.:Машиностроение,1973. 223 с.
6. Лигум Т.И. Аэродинамика самолета Ту-134А. М.:Транспорт, 1975. 320 с.
7. Лигум Т.И., Скрипниченко С.Ю., Чульский Л.А. и др. Аэродинамика самолета Ту-154. М.:Транспорт, 1977. 304 с.

Рецензия

на учебное пособие «Характеристики ступени осевого компрессора ГТД с поврежденными лопатками», автор Шулекин В.Т., 99 с.

При эксплуатации авиационных ГТД наблюдаются многочисленные случаи повреждений лопаток компрессоров посторонними предметами, поступающими на вход двигателей воздушных судов при взлёте и пробеге по взлетно-посадочной полосе аэродрома.

В целях экономии материальных и финансовых ресурсов эти повреждения лопаток в настоящее время подвергаются зачистке, после проведения которой двигатели проходят контрольное испытание и допускается к дальнейшей эксплуатации.

Однако после зачистки повреждений лопаток ухудшаются технико-экономические показатели ГТД (снижается тяга, возрастает расход топлива и т.п.).

В пособии приводятся установленные нормы на зачистку повреждений; рассматривается механизм попадания посторонних предметов на вход в двигатель; анализ статистики по двигателях семейства Д-30 (Д-30КУ, ПС-90А и др.); формы характеристики ступени осевого компрессора и пример расчета показателей ступени с поврежденными лопатками.

К отличительным особенностям пособия следует отнести:

1. Рассмотрение физической сущности процессов, реализация которых сопровождается попаданием посторонних предметов на вход в двигатель.
2. Использование современной методики построения сверхзвуковых (околозвуковых) профилей и др.

На основании изложенного рекомендую к изданию учебное пособие «Характеристики ступени осевого компрессора ГТД с поврежденными лопатками», автор Шулекин В.Т., 99 с.

Рецензент, д.т.н., проф.

Пивоваров В.А.

ВЫПИСКА

из протокола № 9 заседания методического совета
Механического факультета по специальности 160901
от 02.04.2008 г.

Слушали:

Зав. кафедрой «ДЛА» проф. Никонова В.В. о содержании и готовности к изданию рукописи учебного пособия «Характеристики ступени осевого компрессора ГТД с поврежденными лопатками» для студентов 3-го курса специальности 160901 дневного и заочного форм обучения, автор Шулекин В.Т., 100 страниц.

Постановили:

1. Одобрить текстовой и графический материалы учебного пособия.
2. Рекомендовать указанное пособие к изданию через РИО МГТУ ГА тиражом 200 экз.

Председатель МС по специальности 160901,
Д.т.н., проф.

Ю.М. Чинючин

ВЫПИСКА

из протокола № 9 заседания кафедры «Двигатели летательных аппаратов»
от 20 марта 2008 г.

Слушали:

Доцента Шулекина В.Т. о содержании и готовности к изданию рукописи учебного пособия «Характеристики ступени осевого компрессора ГТД с поврежденными лопатками» для студентов 3-го курса специальности 160901 дневного и заочного форм обучения (автор Шулекин В.Т., 100 страниц).

Постановили:

1. Одобрить текстовой и графический материалы учебного пособия.
2. Рекомендовать указанное пособие к рассмотрению на МС Механического факультета.

Зав. кафедрой «ДЛА»

Никонов В.В.

Ученый секретарь кафедры «ДЛА»

Шулекин В.Т.

Рецензия

на учебное пособие «Характеристики ступени осевого компрессора ГТД с поврежденными лопатками», автор Шулекин В.Т., 99 с.

Названное пособие состоит из введения и четырех глав.

Во введении приводятся сведения о нормах на зачистку повреждений лопаток компрессоров газотурбинных двигателей гражданской авиации, которые свидетельствуют о разнообразном расположении забоин на пере лопаток.

В первой главе пособия рассматривается механизм попадания посторонних предметов на вход в двигатели, расположенных в хвостовой части фюзеляжа (Ту-154М и др.) или на пилонах под крылом (Ил-96 и др.). В механизме описывается физическая сущность процессов, реализация которых приводит к поступлению на вход в двигатель посторонних предметов.

Во второй главе приводится краткий анализ повреждений лопаток компрессоров двигателей семейства Д-30 по материалам различных авторов. Анализ показывает, что основными зонами повреждений лопаток являются периферийные зоны, расположенные выше антивибрационных полок. Этот вывод согласуется с рассмотренным ранее механизмом попадания посторонних предметов на вход в двигатель.

В третьей главе рассматриваются характеристики ступени осевого компрессора ГТД в обычной форме (зависимости степени повышения давления и КПД от расхода воздуха и частоты вращения), а также в виде зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода, позволяющие всю область характеристик «свернуть» в виде параболической кривой.

В четвертой главе приводится пример расчета показателей ступени вентилятора ТРДД ПС-90А с поврежденной входной кромкой рабочих лопаток. Несмотря на то, что забоина имеет зачистку, глубина её довольно значительна (5 мм), однако её отрицательное влияние на характеристики ступени осевого компрессора весьма значительно.

На основании изложенного рекомендую к изданию учебное пособие «Характеристики ступени осевого компрессора ГТД с поврежденными лопатками», автор Шулекин В.Т., 99 с.

Рецензент, к.т.н., доц.

Шерышев А.Е.

