

Барыкин Игорь Юрьевич

**Комплексное влияние геометрических и газодинамических параметров на
эффективность малоразмерной осевой турбины**

Специальность 05.07.05

«Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки
летательных аппаратов»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском авиационном институте (национальном
исследовательском университете) (МАИ)

Научный руководитель: доктор технических наук, с.н.с
Крылов Борис Анатольевич

Официальные оппоненты:

Тимушев Сергей Федорович
доктор технических наук, профессор,
Московский авиационный институт (национальный
исследовательский университет) (МАИ), заведующий
кафедрой «Ракетные двигатели»

Мухина Светлана Дмитриевна
кандидат технических наук,
«ОКБ им. А. Люльки» - филиал ОАО «УМПО»,
начальник бригады экспериментальных исследований
отдела 2400

Ведущая организация: Федеральное государственное унитарное предприятие
«Научно-производственный центр газотурбостроения «САЛЮТ»

Защита состоится 18 2013 г. в 15:00 часов на заседании
диссертационного совета Д212.125.08, созданного на базе Московского авиационного
института (национального исследовательского университета) (МАИ) по адресу:
125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского авиационного
института (национального исследовательского университета) (МАИ).

Автореферат разослан «__» _____ 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., проф.

Зуев Юрий Владимирович

Общая характеристика работы.

Актуальность темы. Осевые турбины с полным подводом различной размерности применяются во многих отраслях народного хозяйства, в силовых установках летательных аппаратов (в том числе в беспилотных летательных аппаратах (БПЛА)) в качестве главных двигателей, а также для привода агрегатов и вспомогательного оборудования.

Создание ГТД новых поколений требует и новых подходов к проблеме создания эффективных турбин и учет особенности их применения.

В связи с вышесказанным, актуальна задача создания перспективных транспортных, энергосиловых установок, обеспечивающих: повышение эффективности, сокращение расхода топлива, снижение материалоемкости. Коэффициент полезного действия (КПД) турбины зависит от большого числа геометрических и газодинамических параметров, в том числе от величин радиальных зазоров и от наличия или отсутствия бандажа на рабочем колесе ступени, что особенно важно для малоразмерных турбин.

Потери от радиального зазора зависят от ряда факторов и влияние их взаимно, но большинство работ учитывает влияние только радиального зазора, а комплексное влияние ряда основных влияющих параметров практически, ни кем не показано.

Установка бандажа на рабочее колесо (РК) турбины повышает ее КПД, принятие решения об установке бандажа на РК турбины определяется правильностью учета его влияния на потери КПД, геометрию турбины и прочностными соображениями.

Поэтому проблема нахождения способа сопоставления осевых турбин с РК с бандажом и без бандажа при полном подводе актуальна, но нет способа сопоставления, позволяющего заложить модели потерь на ранней стадии для быстрого проектирования турбин.

Механизмы формирования потерь в турбинах с РК с бандажом и без бандажа сильно различаются, что затрудняет их сопоставление. Вследствие этого целесообразно разработать метод сопоставления турбин с РК с бандажом и турбин с РК без бандажа при полном подводе с учетом основных влияющих параметров (высота лопатки h , средний диаметр $D_{ср}$, углы α , β , зазоры). Основное внимание в диссертации уделено неохлаждаемым активным малоразмерным осевым турбинам с полным подводом с РК с бандажом и без бандажа.

Цель работы: Разработать методику сопоставления потерь КПД осевых

неохлаждаемых турбин с полным подводом с РК с бандажом и с РК без бандажа с учетом взаимного влияния основных параметров.

Основные задачи работы:

1) найти обобщающий метод расчета потерь КПД от радиальных зазоров (δ_r) в турбинах с РК **без бандажа** при полном подводе ($\varepsilon=1$) при изменении основных влияющих параметров (D_{cp} , h , α_1 , β , осевые зазоры (δ_1));

2) найти обобщающий метод расчета потерь КПД от δ_r в турбинах с РК **с бандажом** при $\varepsilon=1$ с учетом влияния основных параметров (D_{cp} , h , α_1 , β , δ_1) и их взаимного влияния и провести коррекцию имеющихся расчетных формул;

3) найти обобщающий метод расчета потерь КПД от δ_r в турбинах с РК **с бандажом** при парциальном подводе ($\varepsilon<1$) с учетом влияния основных параметров (D_{cp} , h , α_1 , β , δ_1) и их взаимного влияния и провести коррекцию имеющихся расчетных формул;

4) разработать метод сопоставления потерь КПД осевых неохлаждаемых турбин с РК с бандажом и с РК без бандажа при $\varepsilon=1$ и сравнить его с известным методом ЦИАМ.

5) построить уравнения регрессии для турбин с РК с бандажом и с РК без бандажа при постоянных высотах лопаток и построить обобщающие зависимости потерь КПД для турбин с РК с бандажом и с РК без бандажа, показывающие изменение потерь в турбине и ее конструктивное оформление.

Научная новизна:

- показана неточность сопоставления турбин с РК с бандажом и с РК без, только по относительной площади радиального зазора.
- проведена корректировка имеющихся расчетных математических зависимостей для расчета потерь КПД турбин с РК с бандажом от зазоров и ряда параметров при полном ($\varepsilon=1$) и парциальном ($\varepsilon<1$) подводах.
- предложен метод сопоставления турбин с РК с бандажом и без бандажа при $\varepsilon=1$ по двум параметрам (1-потеря КПД, 2-комплексный обобщенный параметр $\bar{F}_{прив}$).
- построены зависимости позволяющие проводить сопоставления потерь КПД турбин с РК с бандажом и турбин с РК без бандажа при полном подводе с учетом основных влияющих параметров и их взаимного влияния.

Практическая значимость:

- предлагаемый метод сопоставления потерь в турбинах с РК с бандажом и без, при

$\varepsilon=1$, при комплексном учете влияния зазоров и основных параметров, позволяет более полно учесть влияние наличия или отсутствия бандажа на РК при проектировании турбин на потери КПД ($\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$) и на относительный приведенный параметр ($\bar{F}_{прив}$);

- полученный материал расширяет представление о процессах, происходящих в турбинах;
- полученные результаты могут использоваться в двигателестроительных конструкторских бюро, НИИ промышленности, МО РФ, в ВУЗах.

Достоверность результатов диссертационной работы обеспечена корректным применением современного математического аппарата, постановкой дополнительных расчетных опытов, корректной статистической обработкой имеющихся данных.

Все полученные результаты теоретически и экспериментально обоснованы, а их достоверность подтверждена:

- сходимостью аналитических решений поставленных научных задач с результатами экспериментов, полученными в опытах ряда авторов;
- метрологическими возможностями оборудования;
- соблюдением правил составления и тестирования вычислительных программ.

На защиту выносятся: результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния на потери КПД ряда геометрических и газодинамических параметров.

Апробация работы и публикации. Материалы, изложенные в диссертации, докладывались и обсуждались на конференции и опубликованы в тезисах докладов и сообщений. По материалам диссертации опубликованы 3 научные работы в рецензируемых журналах, входящих в перечень ВАК.

Личный вклад автора. Основные результаты диссертации получены при непосредственном участии автора в качестве исполнителя на этапах расчетно-экспериментальных исследований, при решении конкретных задач, проведении численных экспериментов, в обработке, анализе и обобщении имеющихся данных, подготовке печатных работ по результатам исследований.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка использованных источников. Содержит 120 страниц, включая размещенные в тексте 34 рисунка и 8 таблиц.

Содержание работы

Во введении описаны причины выбора малоразмерных турбин в качестве объекта исследования, приведены их особенности и отличия от полноразмерных турбин. Из-за малых размеров, осевые малоразмерные турбины ($N_e=10...100$ кВт) и микротурбины ($N_e=0,01...10$ кВт) характеризуются повышенными значениями относительных конструктивных зазоров, радиальных, осевых (периферийных, боковых, корневых), а поэтому потери, связанные с расходными процессами в отмеченных зазорах, очень существенны, в них теряется не только часть работоспособного газа, но под влиянием этой утечки меняются структура и энергетика основного потока. Для упрощения восприятия рассмотренного вопроса, схемы абстрактных ступеней турбин с обозначениями основных конструктивных параметров приведены на рис. 1.а,б (а- турбина с РК без бандажа, б - турбина с РК с бандажом).

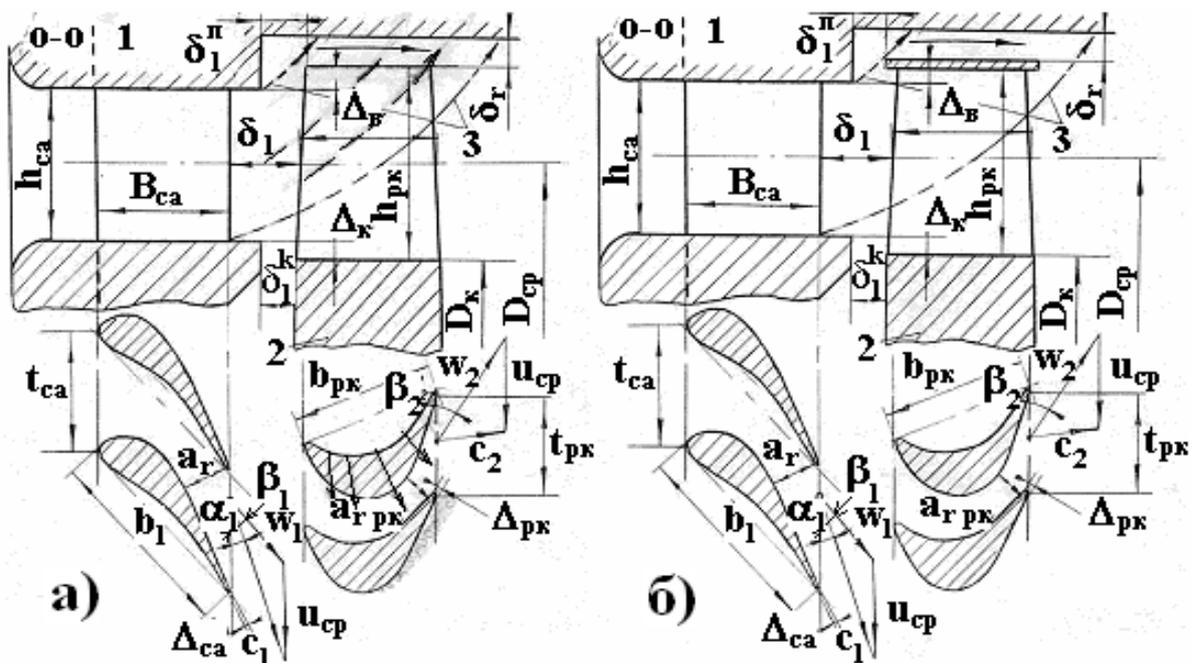


Рис. 1. Схемы проточных частей ступеней с обозначением основных конструктивных параметров. 1) Сопловой аппарат (СА), 2) РК, 3) гиперboloид за СА с $\alpha_1 > 7$, без корпуса и РК

По рабочему процессу малоразмерные турбины аналогичны полноразмерным турбинам, но есть ряд особенностей: малая относительная высота лопаток, развитые вторичные течения, наличие зон отрыва потока, большая относительная толщина кромок, сильное влияние шероховатости, осевого δ_1 и радиального δ_r зазоров.

На потери от δ_r влияет много факторов.

$$\Delta \bar{\eta}_{\delta_r} = f[M, Re, u/c_s, \rho, \dots, h/D_{cp}, h/b, t/b, \alpha_1, \beta_1, \beta_2, \bar{\delta}_r, \bar{\delta}_1, \text{бандаж, перекрыша}] \quad (1)$$

Если выделить основные режимные, геометрические факторы осевой турбины, влияющие на потери ($\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$) от δ_r видно, что $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ есть функция многих переменных.

Проведенные многочисленные исследования ряда авторов расширили представления о механизмах явлений, происходящих в δ_r РК с бандажом и без. Известно, что через кольцевое сечение, соответствующее δ_r , происходит перетекание газа, обусловленное разностью давлений до и после РК и скоростным напором. В турбине без бандажа в результате вторичного перетекания газа с вогнутой поверхности рабочих лопаток на выпуклую, что уменьшает разность давлений на лопатку в периферийной части, снижается аэродинамическая сила в концевой части лопатки и работа ступени. В результате взаимодействия этого течения с основным потоком у концов лопаток со стороны выпуклой поверхности сходят вихревые шнуры. В зоне вихрей потери в решетке и угол выхода потока в относительном движении значительно возрастают, а КПД турбины существенно снижается.

Лопатки РК отклоняют основной поток газа, а в δ_r аналогичных преград нет. Однако поток газа в δ_r в результате взаимодействия с основным потоком и вторичными течениями, а также вследствие трения о кольцевую периферийную поверхность и воздействия продольного и поперечного градиентов давлений межлопаточного канала также разворачивается в направлении, противоположном вращению РК. Вследствие этого в пристеночных сечениях угол потока $\alpha_{2\delta}$ близок к величине угла α_2 в периферийных сечениях за турбиной.

Прошедший через δ_r газ не совершает работы, плотность его оказывается больше плотности за РК. Относительная утечка через δ_r с учетом кольцевой площади δ_r становится больше величины относительного радиального зазора $\bar{\delta}_r = \delta_r/h_{\text{РК}}$.

Для турбин с РК с бандажом, при малых периферийных осевых зазорах ($\delta_1^{\text{п}}$) утечка происходит только под действием перепада давления при потере кинетической энергии потока, входящего в δ_r . При уменьшении $\delta_1^{\text{п}}$ снижается статическое давление и δ_r "запирается" сильнее. Критическая точка присоединения струи к корпусу при увеличении $\delta_1^{\text{п}}$ смещается от плоскости переднего торца бандажа в направлении уступа. При $\delta_1^{\text{п}} > \delta_{1\text{кр}}^{\text{п}}$ происходит "отпирание" δ_r (активный режим утечки), а щелевой поток, представляющий собой закрученную турбулентную струю, проникает непосредственно в открытый δ_1 со значительным запасом кинетической энергии, что приводит к росту расходных потерь.

В первой главе рассмотрены методы расчета потерь из-за δ_r в ступенях осевых турбин с РК с бандажом и без бандажа. Проанализировано влияние основных конструктивных параметров на потери в лопаточных венцах осевых малоразмерных турбин.

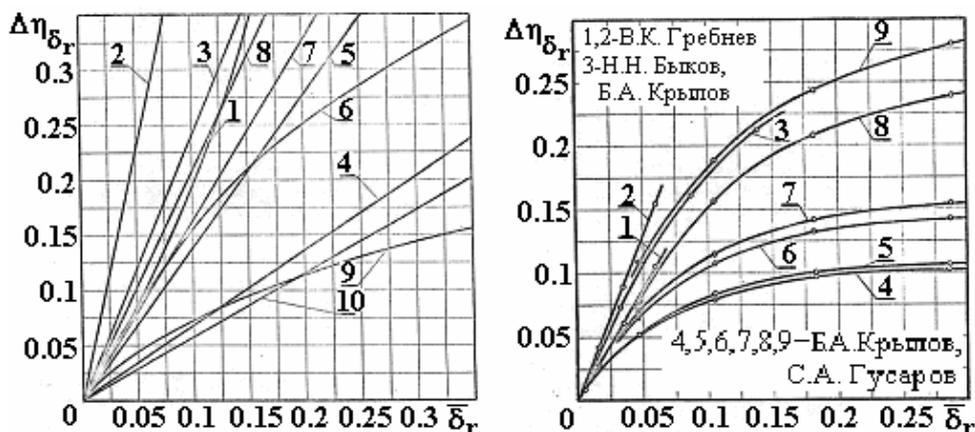


Рис. 2. Сравнение зависимостей $\eta=f(\delta_r; \delta_1)$

а) Сравнение зависимостей $\Delta\eta_{\delta_r} = f(\bar{\delta}_r)$ по методам

б) Сравнение зависимостей $\Delta\eta_{\delta_r} = f(\bar{\delta}_r)$ при $\delta_1 = \text{var}$.

- | | | | |
|------------------|-------------------|--|---|
| 1) Андерхуб | 2) Браун-Боувери | 1) $\delta_1=4\text{мм}, \alpha_1=14.30$ | 2) $\delta_1=22\text{мм}, \alpha_1=14.30$ |
| 3) Г.Ю. Степанов | 4) О.Н. Емин | 3) $\delta_1=2.3\text{мм}, \alpha_1=15$ | 4) $\delta_1=0.1\text{мм}, \alpha_1=21$ |
| 5) В.Х. Абянц | 6) М.К. МаксUTOва | 5) $\delta_1=0.1\text{мм}, \alpha_1=12$ | 6) $\delta_1=0.3\text{мм}, \alpha_1=21$ |
| 7) А.К. Зарянкин | 8) Ю.Н. Нечаев | 7) $\delta_1=0.3\text{мм}, \alpha_1=12$ | 8) $\delta_1=0.5\text{мм}, \alpha_1=21$ |
| 9) К.М. Попов | 10) Содерберг | 9) $\delta_1=0.5\text{мм}, \alpha_1=12$ | |

На рис.2 сопоставление потерь КПД от $\bar{\delta}_r$, определённых по методам различных авторов (которые учитывали влияние только $\bar{\delta}_r$), и видно, что расчетные потери от δ_r , по различным методам, различаются в несколько раз. Разброс расчётов по этим методам объясняется тем, что не все влияющие факторы нашли отображение в этих исследованиях. Эти работы не дают возможности сопоставления, в отличие от работ Крылова Б.А. в которых учитывается влияние обобщающих комплексов в которые входят $D_{cp}, h, \alpha_1, \beta, \delta_r$ и δ_1 .

Анализ показал, что основное влияние на потери от δ_r оказывают δ_r, h РК, D_{cp} РК. Учёт других факторов зависит от взгляда авторов на влияние этих факторов на потери, но нет обобщающего метода, учитывающего влияние не только δ_r , но и ряд основных параметров.

В работе для анализа выбран метод Крылова Б.А. и намечены цели исследования-поиск метода сопоставления потерь КПД турбин с РК с бандажом и турбин с РК без бандажа (особенность выбранного метода пояснена в 3-ей и 4-ой главах).

Рассмотрена последняя работа, посвященная сопоставлению потерь КПД турбин с РК с бандажом и без (К.М. Попова, М.Х. Мухтарова и др. (ЦИАМ)) (рис.3).

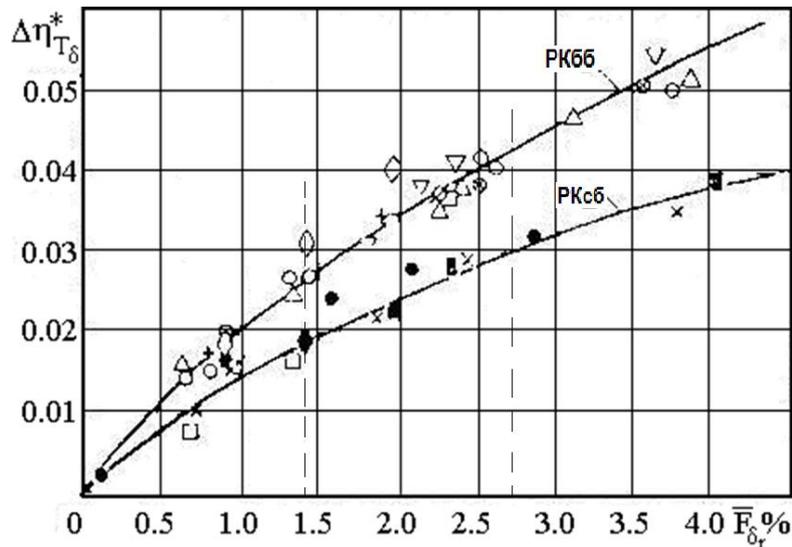


Рис. 3. Влияние относительной площади δ_r на потери КПД ступени осевой турбины
1-турбины с РК без бандажа: \emptyset - турбина № 1; ∇ - турбина № 2. По данным:
 \circ -Кириллова И.И., Климцова А.А.($h=38\div 83\text{мм}$, $\delta_1=5\div 8,5\text{мм}$, $D_{cp}=512\div 704\text{мм}$);
 Δ -В.В. Фишгойта; $+$ -Тырышкина В.Г., Широкова Б.А.($h=63.5\text{мм}$, $D_{cp}=283\text{мм}$,
 $\delta_r=0.375\div 2$); \square -А.Я. Речкоблита; \diamond -Б.А. Пономарева; \oplus -Szanca и др.; \ominus -Дейча М.Е.,
Трояновского Б.М.($h\leq 60\text{мм}$, $D_{cp}\leq 550\text{мм}$).
2-турбины с РК с бандажом. По данным: \bullet -Кириллова И.И., Климцова А.А.
($h=86\div 90\text{мм}$, $\delta_1=7\div 8,5\text{мм}$, $D_{cp}=390\div 712\text{мм}$); \times -Тырышкина В.Г., Широкова Б.А.;
 \blacksquare -Шерстянников В. А.; \blacksquare - В. В. Фишгойта; \blacklozenge - Б. А. Пономарева

По имеющимся опытам различных авторов были построены две экспериментальные зависимости потерь КПД турбин с РК с бандажом и без бандажа, при изменении относительной площади δ_r в процентах (рис.3), но специальных комплексных расчетно-экспериментальных исследований по этой теме в работе ЦИАМ не проводилось.

Метод ЦИАМ заключался в сопоставлении влияния относительной площади δ_r на потери КПД ступеней осевых турбин с РК с бандажом и без бандажа путем рассечения приведенных зависимостей при одинаковых относительных площадях зазоров \bar{F}_{δ_r} на рис.3.
$$\bar{F}_{\delta_r} = F_{\delta_r} / \pi D_{cp} h = \bar{\delta}_r (D_{cp} / h + 1) / (D_{cp} / h). \quad (2)$$

Пунктиром дан переход для определения потерь в турбинах с РК с бандажом к потерям в турбинах с РК без бандажа (или наоборот).

Метод ЦИАМ не полно отражает происходящие в турбине процессы.

Комплексное исследование влияния основных параметров турбин на потери КПД в турбинах без бандажа и с бандажом, рассмотрено в работах МАИ и представлено далее.

Поэтому на основе имеющихся экспериментальных данных целесообразно провести расчетно-экспериментальное исследование, для поиска метода

сопоставления потерь КПД в турбинах имеющих РК с бандажом при полном подводе с потерями в аналогичных турбинах с РК без бандажа. Поиск такого метода сопоставления приведен в 4-ой главе.

Во второй главе диссертации представлены и описаны установки, на которых были получены опытные зависимости $\eta=f(u/c_s)$ при изменении h , D_{cp} , зазоров, углов для турбин с РК с бандажом и без, использованные в работе, даны образцы этих турбин и их геометрия.

Опыты с этими ступенями при изменении: высот, углов лопаток, δ_1 и δ_r использовались в расчетно-экспериментальных исследованиях, проведенных для поиска способа сопоставления турбин с РК с бандажом и с РК без бандажа при полном подводе ($\varepsilon=1$).

В МАИ были проведены опыты на осевых микротурбинах с РК без бандажа, испытаны 32 варианта ступеней на базе более 100 режимов испытаний. Комплексные опыты при изменении ряда геометрических параметров микротурбин, и сравнение с результатами испытаний ступеней указали на неточность методов других авторов учета влияния основных факторов ступеней в формулах для потерь от δ_r .

Получены и проанализированы 93 опытные характеристики $\eta=f(u/c_s)$ ступеней, на базе более 1100 режимов испытаний 9 модельных ступеней с РК с бандажом.

Схемы установок приведены в диссертации.

При проведении опытных исследований на установках измерялись параметры: G - расход воздуха (кг/с) на испытываемой турбине; $M_{кр}$ - крутящий момент испытываемой турбины (Н·м); ω - частота вращения испытываемой турбины (рад/с); δ_r ; p_0^* на входе в испытываемую турбину (Па); p_1^* и p_1 за СА (Па); p_2^* и p_2 за РК Па; T_0^* - температура торможения на входе в турбину (К). Результатом динамических исследований являлись зависимости внутреннего $\eta_T=f(u/c_s)$ и $M_{кр}=f(u/c_s)$. Исследования в основном выполнялись при работе "на наддув", что обеспечивало достаточно высокий уровень мощностей и чисел Рейнольдса.

Экспериментальные исследования проводились на дозвуковых режимах, числа Рейнольдса были в автомоделной области ($Re=10^5-5 \cdot 10^5$).

Относительная погрешность определения внутреннего КПД исследуемой турбины при доверительной вероятности $P=0.95$ для РК без бандажа будет $\sim 1,25\%$, а для турбин с РК с бандажом тот же параметр равен 1.5% .

Третья глава посвящена методу расчета потерь КПД от зазоров и ряда параметров для РК турбин без бандаж. Для этих турбин D_{cp} изменялся в ~ 20 раз, высота лопаток в ~ 36 раз, хорда профиля в ~ 5 раз, в широких пределах изменялись зазоры и другие параметры.

На рис.4 представлена графическая зависимость $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{прив}^{66})$ (3), где $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = \frac{\eta_{\delta=0} - \eta_{\delta=var}}{\eta_{\delta=0}}$ (4) - потери КПД, а $\bar{F}_{прив}^{66} = K_{\delta_1} K_{h/D} \bar{F}_{\delta_r}$ (5) - комплексный приведенный параметр для РК без бандаж. Графическая зависимость описывается уравнением регрессии и отражает влияние основных параметров процесса на потери КПД (эта зависимость и выражения параметров входящих в нее понадобятся для разработки метода сопоставления).

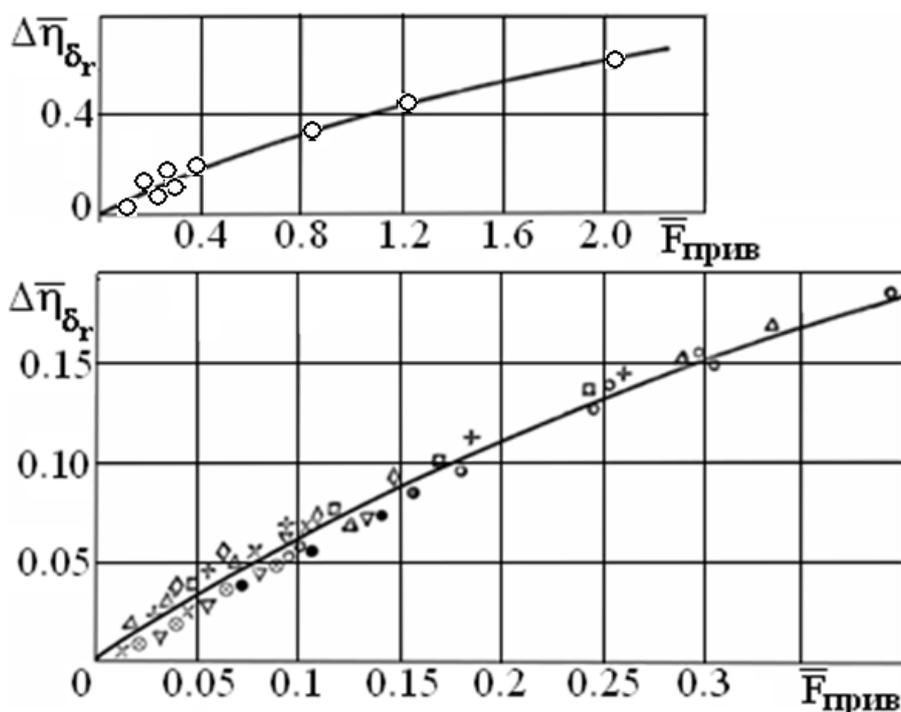


Рис. 4 $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{прив}^{66})$ - зависимость потерь КПД $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ от комплексного параметра $\bar{F}_{прив}^{66}$ для турбин без бандаж: x - ступень 7, Θ - ступень 4, ∇ -ступень 3, + - [И.И. Кириллов и др.]; \circ и Δ - [Крылов Б.А. и др.]; \square -[Ю.Н. Динеев др.]; \bullet -[Г.М. Ключников]; \diamond -[А.М. Завадовский]

Опытные точки, для осевых ступеней с разными: формой проточной части, параметрами решеток, газодинамической нагруженностью, описываются единой зависимостью.

Параметр $\bar{F}_{прив}^{66}$ - относительная площадь радиального надбандажного зазора при $\bar{\delta}_1 = var$, параметра размерности (h/D_{cp}) , степени закрутки потока за РК в относительном движении. Для РК без бандаж, на основании анализа кинематики движения потока газа за СА, теории подобия и априорных данных о влиянии

отдельных факторов на потери из множества факторов, влияющих на потери, определяющими выбраны относительные площади (\bar{F}_{δ_r} , \bar{F}_{δ_1}) радиального и осевого зазоров, относительная высота h/D_{cp} и $\sin\alpha_1$.

Первые две величины выбраны потому, что они более полно характеризуют относительную долю утечек рабочего тела в зазорах: осевом

$$\bar{F}_{\delta_1} = \frac{\delta_1}{h} \left(\frac{D_{cp}}{h} + 1 \right) / \left(\frac{D_{cp}}{h} \cdot \sin \alpha_1 \right) \quad (6), \text{ радиальном } \bar{F}_{\delta_r}^{\sigma\sigma} = \frac{\delta_r}{h} \left(\frac{D_{cp}}{h} + 1 \right) / \left(\frac{D_{cp}}{h} \cdot \sin \beta_2 \right) \quad (7)$$

K_{δ_1} – учитывает влияние относительной площади осевого зазора \bar{F}_{δ_1} на потери от δ_r :

$$K_{\delta_1} = [1 + \ln(1 + \bar{F}_{\delta_1})]^{0,75} \quad (8), \text{ а } K_{h/D} = (1 - h/D_{cp})^{1,5} \quad (9) \text{ – учитывает влияние } h/D_{cp}$$

Подставив формулы (8), (9) в (5) имеем

$$\bar{F}_{\text{прив}} = (1 + \ln[1 + \bar{F}_{\delta_1}])^{0,75} (1 - h/D_{cp})^{1,5} \bar{F}_{\delta_r} \quad (10)$$

Графическая и математическая зависимости имеют расхождение опытных и расчетных данных в диапазоне $\pm 5\%$. Малый разброс объясняется правильностью выбора учитываемых факторов, влияющих на потери из-за δ_r , а не учитываемые влияют незначительно. Для расчета предложено выражение с коэффициентами, найденными с помощью метода наименьших квадратов

$$\Delta \bar{\eta}_{\delta_r} = 0,35((1 + \ln[1 + \bar{F}_{\delta_1}])^{0,75} (1 - h/D_{cp})^{1,5} \bar{F}_{\delta_r})^{0,75}. \quad (11)$$

Несмотря на большие отличия в параметрах рассмотренных осевых турбин видно, что расчет по итоговой формуле универсален, обеспечивает достаточную точность в широком диапазоне изменения режимных и геометрических параметров ступеней осевых турбин, что обусловлено правильностью представления физической и математической моделей течения.

Рассмотрение аэродинамики периферийных течений, позволяет сделать методический вывод, что потери в периферийном зазоре можно рассматривать, как некую функцию сложного вида, определяющую снижение КПД из-за утечки через периферийный δ_r , как конечный и определяющий элемент модели, с последующим учетом влияния на него осевого зазора. Величина δ_1 определяет характер и интенсивность утечки через зазоры.

Из рис.5 показано, что попытка подставить данные опытов для турбин с РК с бандажом в единую зависимость $\Delta \bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{\text{прив}}^{\sigma\sigma})$, полученную для турбин с РК без бандажа, не привела к успеху, из-за разных механизмов образования потерь в ступенях с РК с бандажом и без бандажа и разным учетом их в математической модели обобщающих комплексов [3].

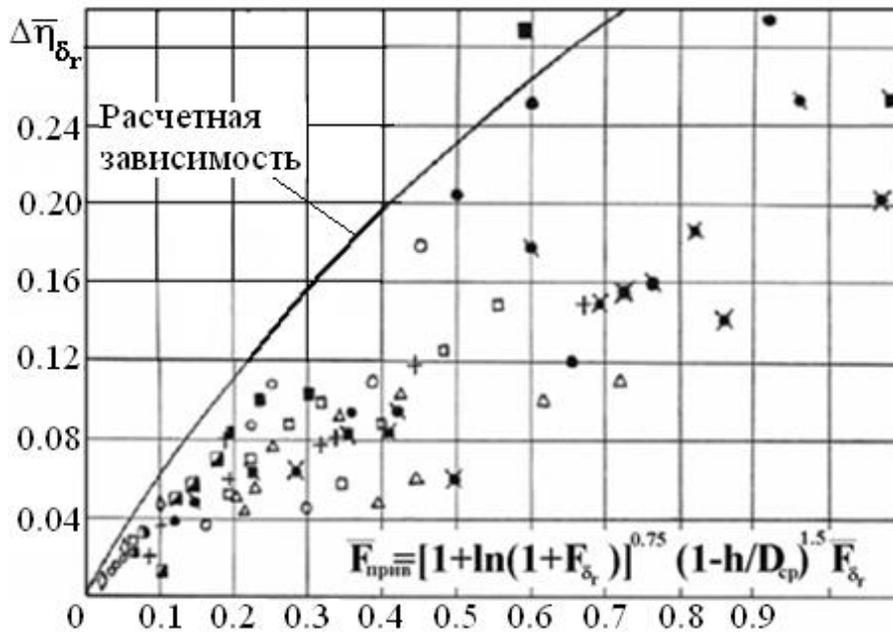


Рис.5. Результат сравнения опытных значений функции $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$, полученных Крыловым Б.А., Митиным С.П., и опытными данными других авторов для ступеней с РК с бандажом, с расчетной зависимостью Крылова Б.А. и Гусарова С.А. для ступеней с РК без бандажа [3]

Из вышесказанного следует, что для учета потерь КПД турбин с РК с бандажом нужен иной метод представления $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{\text{прив}}^{\text{бн}})$, который приведен далее.

В четвертой главе приведен метод расчета потерь КПД от зазоров и ряда параметров для турбин с РК с бандажом, созданный на базе 93 опытных характеристик $\eta=f(u/c_s)$ ступеней, на базе более 1100 режимов испытаний.

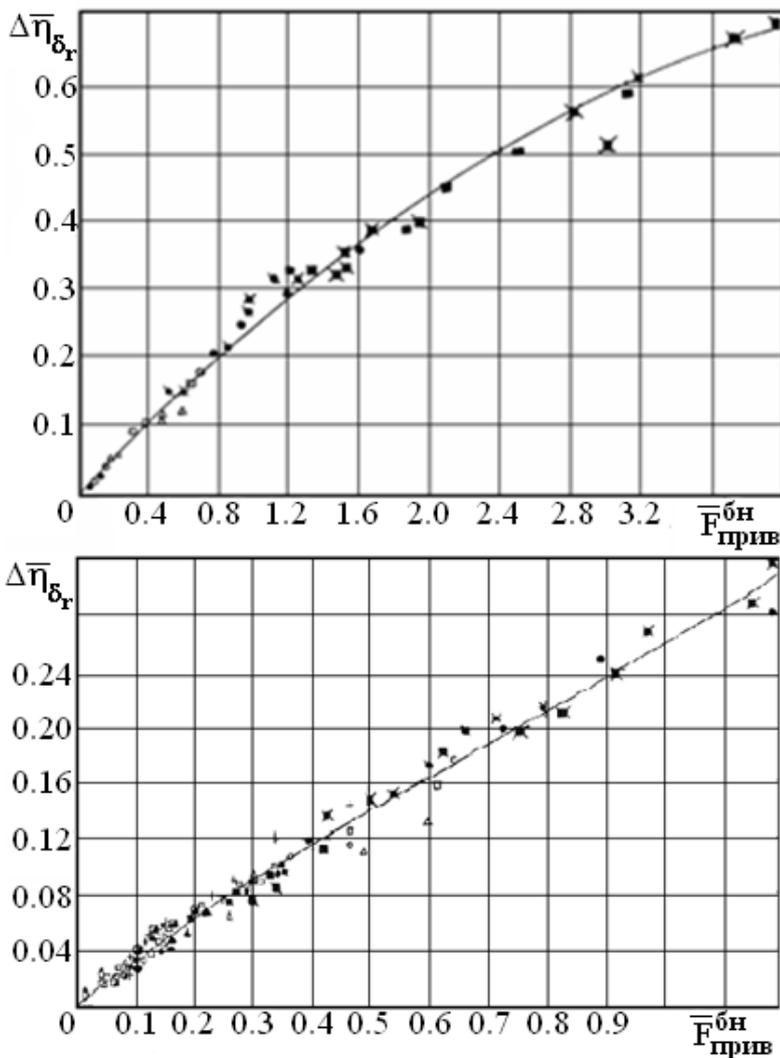
Зависимость $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = 0,26(\bar{F}_{\text{прив}}^{\text{бн}})^{0,73}$ (12) приведена на рис.6 (геометрия турбин в таблице №1) (здесь $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ - потери КПД, $\bar{F}_{\text{прив}}^{\text{бн}} = K_{\delta_1^{\text{п}}} K_{h/D} \bar{F}_{\delta_r} / \sin \beta_2$ (13) - комплексный параметр).

Коэффициенты влияния

$$K_{\delta_1^{\text{п}}} = \ln \left[\left(1 + (0.43\bar{F}_{\delta_r}^{-1.8} - 13.84\bar{F}_{\delta_r})\bar{F}_{\delta_1^{\text{п}}} \right)^{0.046\bar{F}_{\delta_r}^{-0.22} + 1.75\bar{F}_{\delta_r}} \right], \quad (14)$$

и $K_{h/D} = (1 + h/D_{cp})^{5.1}$ (15) найдены из обобщения опытных данных и модели течения рабочего тела, $\bar{F}_{\delta_r}^{\text{бн}} = (\delta_r/D_{cp}) \cdot (1 + h_{pk}/D_{cp}) / (h_{pk}/D_{cp})$, (16) из уравнения регрессии:

$$\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = 3.8\bar{F}_{\delta_r} + 0.7638 h/D_{cp} - 0.2313 \sin \alpha_1 + 1.7\bar{F}_{\delta_r} h/D_{cp} - 7.825\bar{F}_{\delta_r} \sin \alpha_1 - 1.717 \sin \alpha_1 h/D_{cp} - 4.56\bar{F}_{\delta_r}^2 - 1.936(h/D_{cp})^2 + 0.919 \sin \alpha_1^2 - 0.03 \quad (17)$$



Рассмотренные турбины с РК с бандажом Таблица №1

Обозначения	α_1	h_{ca} мм
○	16	16
□	17	9.65
△	17.8	4
●	9.2	16
●	9.92	9.65
⊗	10.5	4
■	2.95	16
■	3.13	9.65
⊠	3.41	4
○	10-16.5	11
▣	18	50
◇	20	80
+	8.5-20	4-19

Рис.6. Зависимости расходных потерь в периферийных зазорах $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ от комплексного параметра $\bar{F}_{прив}^{66}$ на основе данных из работ: ●- (Веровский В.И., Пономарев Б.А.); ▣- (Михальцев В.Е., Моляков В.Д., Куникеев Б.А); ◇- (К.М. Попов, М.Х.Мухтаров, Л.И. Киселёв, И.В. Сафроньев); +- (Крылов Б.А., Гусаров С.А., Митин С.П)

Из графика (рис.6) видно, что результаты опытов ряда авторов со ступенями с разными: газодинамической нагруженностью, параметрами решеток, формами проточной части и периферийными уплотнениями, удовлетворительно описываются единой зависимостью.

Расчет по методу для осевых ступеней с РК с бандажом при $\epsilon=1$, универсален, обеспечивает необходимую точность в широком диапазоне изменения параметров.

В расчетной формуле использованы степени в виде дробных чисел, полученные из уравнения регрессии, что осложняет сопоставление потерь для турбин с РК с бандажом и без бандажа и затрудняет создание метода сопоставления, поэтому целесообразно привести эти степени к виду удобному для сопоставления[1].

По результатам расчетно-экспериментальных исследований, для турбин с полным подводом ($\epsilon=1$), с РК без бандажа, зависимость $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{прив}^{66})$ - потерь КПД

от приведенного параметра (11), со всеми входящими компонентами, оставлена без изменения, а для турбин с РК с бандажом ($\varepsilon=1$) (12) и (15) проведена корректировка формул расчета потерь КПД от δ_r и ряда параметров, что не привело к значимым изменениям расчетных параметров (разница составила менее 1%) [1].

Формула (15) стала $K_{h/D} = (1 + h/D_{cp})^5$ (18), а формула (12) –

$$\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = 0,26(\bar{F}_{прив}^{6н})^{0,75}. \quad (19)$$

Полученные формулы удобны для понимания физического смысла, так как $(h/D_{cp})^5$ – произведение квадрата относительной высоты лопатки, характеризующего площадь проточной части, на её куб, характеризующий объем, тоже относится и к степени 0.75, характеризующей объем и квадрат площади лопаточного аппарата.

В четвертой главе диссертации также приведены экспериментальные исследования осевых ступеней турбин с парциальным подводом ($\varepsilon < 1$).

$$\text{Полученная в работе [2] зависимость: } \Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = 0.26 \cdot (\bar{F}_{прив}^{6н})^{0.75} + 0.11 \cdot \bar{F}_{заз}^{0.75}. \quad (20)$$

позволяет оценить потери КПД от зазоров и ряда параметров для турбин с парциальным подводом ($\varepsilon < 1$) на ранней стадии проектирования.

В диссертации предлагается метод сопоставления эффективности турбин с РК с бандажом и турбин с РК без бандажа при полном подводе при комплексном учете основных факторов, влияющих на эффективность турбины [3] основанный на имеющихся обобщающих зависимостях (11) рис.4 и (19) рис.6 [1;3].

На рис.7 построены зависимости $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{прив}^{6б})$ (11) и $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{прив}^{6н})$ (19) (сплошные линии) на основе данных из работ [1-4], с учетом всех известных опытных данных, а также дан увеличенный фрагмент. Перечеркнутыми значками отмечены экспериментальные точки.

Зависимости $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{прив})$ на рис.7 построены по разным $\bar{F}_{прив}$ ($\bar{F}_{прив}^{6н}$ для РК с бандажом (13), а для РК без бандажа $\bar{F}_{прив}^{6б}$ (10)), в качестве минимальных базовых зазоров взяты зазоры $\delta \sim 0,2-0,3$ мм, т.к. при $\delta=0$ теряется смысл сопоставления.

По результатам комплексного расчетно-экспериментального исследования предложен метод сопоставления турбин с бандажом и без бандажа при полном подводе по двум параметрам (1-потеря КПД $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$, 2-обобщенные параметры $\bar{F}_{прив}$, для турбин с РК с бандажом $\bar{F}_{прив}^{6н}$ (13) и для турбин с РК без бандажа $\bar{F}_{прив}^{6б}$ (10)).

Расчетные точки на рис.7 (для $\alpha_1=3^\circ$ и $h=var$) показывают картину перехода от турбины без бандажа к турбине с бандажом, по полученным опытным точкам.

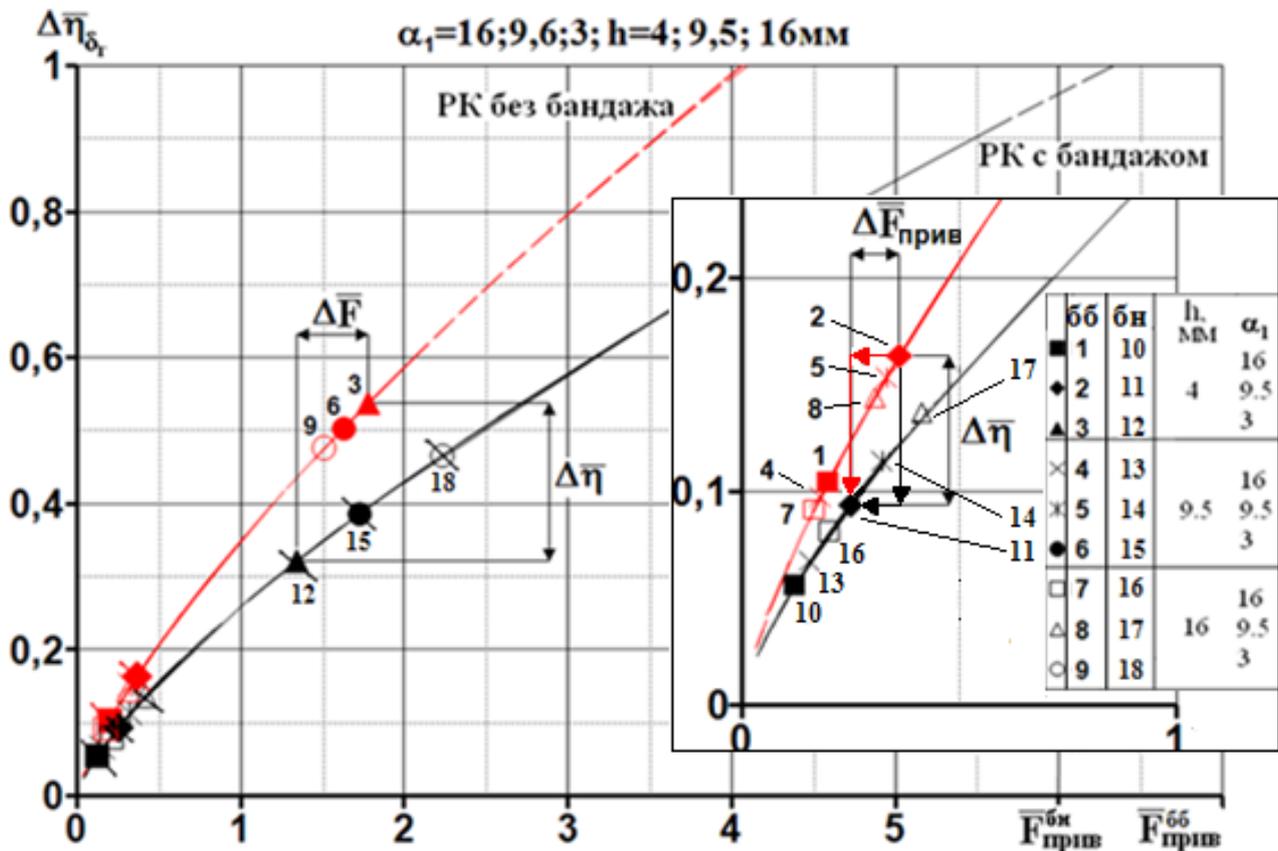


Рис.7. Обобщающие расчетно-экспериментально полученные зависимости $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{\text{прив}})$ для турбин с бандажом и без (опытные точки перечеркнуты)

Из рис. 7 видно, что при переходе от ступени с РК без бандажа турбина №3 ($h=4\text{мм}$, $\alpha_1=3^\circ$) к ступени с РК с бандажом турбина №12, потери снизились на 60% (были 0,538, стали 0,322), т.е. КПД повысилось от 0.462 до 0.678, а параметр $\bar{F}_{\text{прив}}$ снизился с 1,77 до 1,34.

Из вышесказанного следует, что предлагаемый в работе ЦИАМ (рис.3) переход при сопоставлении $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ от ступени с РК с бандажом к РК без бандажа не правильно получать простым рассечением графиков на рис.7 (например, переход от турбины №3 к турбине №12).

На рис.7 даны зависимости $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ от приведенных параметров для турбин при полном подводе для ступеней с РК без бандажа (рис.4) (верхняя кривая) и с РК с бандажом (рис.6) (нижняя кривая), и на эти расчетно-экспериментальные зависимости, нанесены только расчетно-экспериментальные точки сопоставляемых турбин (геометрические параметры ступеней осевых турбин, использованные для сопоставления, представлены в диссертации).

Перечеркнутые значки - опытные точки, а недостающие для сопоставления точки ($\alpha_1=3^\circ$, $h=\text{var}$ для РК без бандажа) получены в первом приближении пересчетом

на основе имеющихся опытных точек для турбин с РК с бандажом (рис.7) и стрелками показан подтвержденный экспериментом переход от ступени с РК без бандажа к ступени с РК с бандажом (или наоборот). Данные точки были получены экспериментально для турбин с РК с бандажом, а аналогичные точки для турбин без бандажа были получены пересчетом. При переходе от РК без бандажа к РК с бандажом (или наоборот), изменяются потери КПД (снизились на 60%, КПД вырос на 32%) и приведенный параметр $\bar{F}_{прив}$ (снизился на 40%).

Используя зависимости $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{прив}^{66})$ (11) (рис.4) и $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r} = f(\bar{F}_{прив}^{6H})$ (19) (рис.6), для получения отличия $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ в турбинах с РК без бандажа от $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ с РК с бандажом (рис.8), были построены уравнения регрессии для трех высот лопаток испытанных турбин:

$$\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{6H} = 0.033 + 0.317\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{66} + 0.375\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{66^2} \text{ для } h=4\text{мм,}$$

$$\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{6H} = 0.008 + 0.635\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{66} + 0.155\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{66^2} \text{ для } h=9,5\text{мм,}$$

$$\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{6H} = 0.022 + 0.7\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{66} + 0.25\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{66^2} \text{ для } h=16\text{мм.}$$

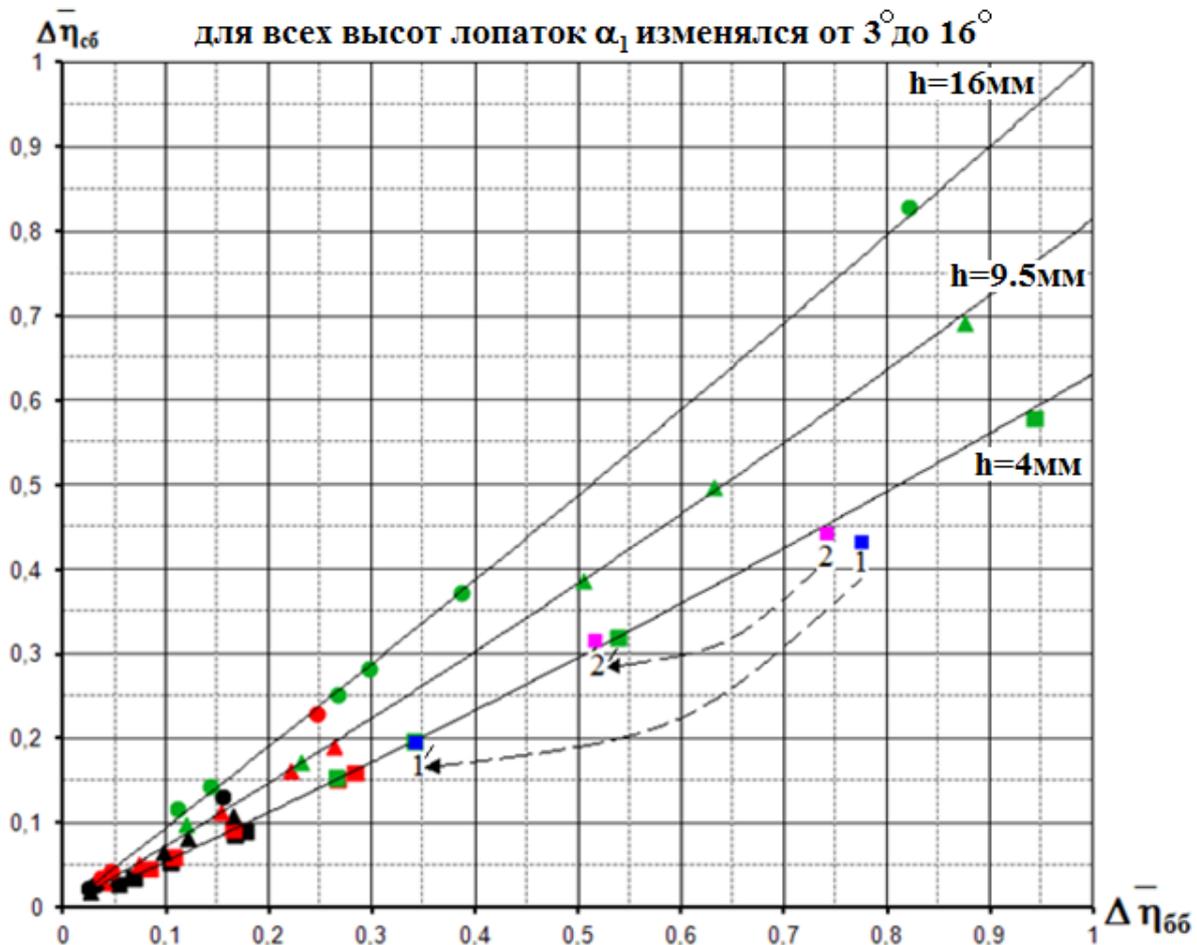


Рис.8. Зависимость потерь КПД турбин с РК с бандажом от потерь КПД турбин с РК без бандажа при $h=\text{const}$

Из рис.8 видно, что приведенные зависимости расслаиваются по высотам, что указывает на значительно большее влияние бандажа у микротурбин с $h=4\text{мм}$ (нижний график), нежели у турбин с $h=16\text{мм}$ (верхний график).

Представленные на рис.8 расчетно-экспериментальные данные подтверждают, что при расчете потерь КПД по предложенному методу необходимо учитывать запирающие большие зазоры меньшим, и в качестве примера даны результаты расчета двух точек (1,2- без учета величины лимитирующего зазора, а 1',2'- с учетом величины лимитирующего зазора):

- без учета лимитирующего зазора 1) $h=4\text{мм}$, $\alpha_1=3$, $\delta_r=0.75\text{мм}$, $\delta_1=0.25\text{мм}$, $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{\text{бн}}=0,428$, $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{\text{бб}}=0,777$; 2) $h=4\text{мм}$, $\alpha_1=3$, $\delta_r=0.41\text{мм}$, $\delta_1=2.8\text{мм}$, $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{\text{бн}}=0,435$, $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{\text{бб}}=0,742$;
- с учетом лимитирующего зазора 1') $h=4\text{мм}$, $\alpha_1=3$, $\delta_r=0.25\text{мм}$, $\delta_1=0.25\text{мм}$, $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{\text{бн}}=0,198$, $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{\text{бб}}=0,341$; 2') $h=4\text{мм}$, $\alpha_1=3$, $\delta_r=0.41\text{мм}$, $\delta_1=0.41\text{мм}$, $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{\text{бн}}=0,322$, $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}^{\text{бб}}=0,538$.

В заключении отметим, что представленный метод сопоставления позволяет расчетным путем совершить переход от ступени с РК без бандажа к ступени с РК с бандажом (или наоборот) и оценить, в первом приближении, изменение потерь КПД $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ и изменение параметра $\bar{F}_{\text{прив}}$.

Основные выводы по работе:

1) разработана методика и алгоритм расчета для сопоставления турбин с бандажом и без бандажа при полном подводе ($\varepsilon=1$);

2) представленная методика позволяет расчетным путем совершить переход от ступени с РК без бандажа к ступени с РК с бандажом (или наоборот) и оценить, в первом приближении, изменение потерь КПД $\Delta\bar{\eta}_{\delta_r}$ и изменение параметра $\bar{F}_{\text{прив}}$.

3) представленная методика по сравнению с работой ЦИАМ, учитывает основные влияющие факторы, а также их взаимное влияние.

4) разработанная методика внедрена в «ОКБ им. А. Люльки» - филиал ОАО «УМПО».

Результаты исследований классифицируются как решение актуальной научно-практической проблемы обеспечения создания эффективных и конкурентоспособных турбин ГТД воздушных судов на основе разработки новых научно-обоснованных технических и технологических решений, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие экономики страны и повышение ее обороноспособности.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Крылов Б.А., Митин С.П., Барыкин И.Ю. Анализ и уточнение формул расчета потерь КПД турбин с бандажом при полном подводе // Вестник МАИ. 2012. Т.19. №4. С. 109-114.
2. Крылов Б.А., Митин С.П., Барыкин И.Ю. Экспериментальные исследования, анализ и уточнение формул расчета потерь КПД турбин с бандажом при частичном подводе // Вестник МАИ. 2012. Т.19. №5. С. 98-102.
3. Крылов Б.А., Барыкин И.Ю. Влияние наличия или отсутствия банджа на рабочем колесе ступени осевой турбины, при полном подводе, на геометрию турбины и потери КПД // Вестник МАИ. 2013. Т.20. №2. С. 121-131.
4. Крылов Б.А., Барыкин И.Ю. Метод сопоставления влияния банджа на рабочем колесе ступени при полном подводе на потери и геометрические параметры турбины // Московская молодежная научно-практическая конференция «Инновации в авиации и космонавтике - 2013». 16-18 апреля 2013. Москва. Сборник тезисов докладов. –М.: ООО «Принт-салон». С.155-156.

