

## ПРИМЕНЕНИЕ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГТУ

К.т.н., с.н.с. Грановский А.В.<sup>1</sup> (Альстом Пауэр Унитурбо)

### Часть II – Экспериментальное исследование ступени

**АННОТАЦИЯ.** Анализируются результаты экспериментального исследования:

- секторной сопловой решетки, составленной из натуральных охлаждаемых лопаток,
- плоской решетки, соответствующей среднему сечению рабочей лопатки,
- высоконагруженной трансзвуковой ступени.

Результаты экспериментального исследования подтвердили расчетные результаты, полученные в первой части статьи, относительно возможности получения в высоконагруженной трансзвуковой ступени в диапазоне изменения параметра  $u/c_{ад} = 0.4 - 0.5$  значений КПД  $\eta$ ,  $\eta^* = 0.87 - 0.89$ .

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА.** охлаждаемый сопловой аппарат, рабочая решетка, экспериментальное исследование высоконагруженной трансзвуковой ступени, КПД по заторможенным параметрам.

### Экспериментальное исследование лопаточных аппаратов ступени

Лопаточные аппараты рассматриваемой ступени работают в транс- и сверхзвуковом диапазоне скоростей на выходе. Для определения аэродинамической эффективности отдельных венцов ступени были проведены экспериментальные исследования секторного соплового аппарата, составленного из натуральных охлаждаемых лопаток и рабочей решетки, соответствующей среднему сечению рабочей лопатки. Основные геометрические параметры сопловой и рабочей лопаток на среднем диаметре приведены в таблице 1.

Таблица 1. Геометрические параметры сопловой и рабочей решеток на среднем диаметре.

Параметр	$\beta_{1к}$	$\beta_{2эфф}$	$c_{max}/L$	$t/L$	$d_2/a_2$	$\delta^\circ$	$\gamma$
Сопловая решетка	90	16	0.18	0.67	0.11	8.6	41.5
Рабочая решетка	31	21.1	0.237	0.7	0.12	14	59.5

### Исследование сопловой лопатки

На рис. 1 представлен вид секторного экспериментального пакета, составленного из натуральных охлаждаемых сопловых лопаток. Сопловая лопатка имела ряды отверстий для выпуска охлаждающего воздуха на поверхности лопатки в районе входной кромки и на платформах. В работе [3] показано, что выпуск воздуха через отверстия, расположенные на поверхности лопатки в районе входной кромки, не приводит к существенному увеличению потерь в сопловых лопатках, работающих при трансзвуковых значениях скорости по-

тока на выходе. С другой стороны, выпуск воздуха через отверстия, расположенные на платформах, может приводить к интенсификации вторичных течений и росту вторичных потерь. Влияние выпуска воздуха через торцевые поверхности межлопаточных каналов в плоской решетке исследовались в работе [4]. Исследования секторной решетки [5] и кольцевой решетки [6] позволили более обоснованно проанализировать изменение структуры вторичных течений и оценить потери при выпуске воздуха через торцевые поверхности.

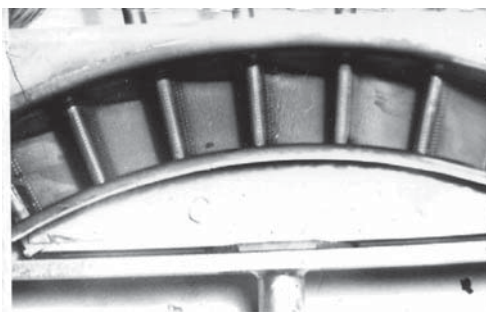


Рис. 1. Вид секторного пакета со стороны входных кромок.

На рис. 2-а приведены результаты измерения коэффициента потерь  $\zeta$  по высоте проточной части за секторным пакетом на режиме  $\lambda_{2ад,ср} = 1.12$  при отсутствии выпуска охлаждающего воздуха на торцевых поверхностях  $G_{в,торц} = 0$  и при выпуске охлаждающего воздуха через отверстия на торцевых поверхностях  $G_{в,торц} = 0.013$ . Видно, что при выпуске воздуха через торцевые поверхности межлопаточного канала уровень потерь в решетке существенно возрастает, как вблизи торцевых поверхностей, так и в средних сечениях проточной части.

На рис. 2-б приведена схема расположения от-

<sup>1</sup> 129626, г. Москва, Кулаков пер., д.9 стр.1, 956-60-03

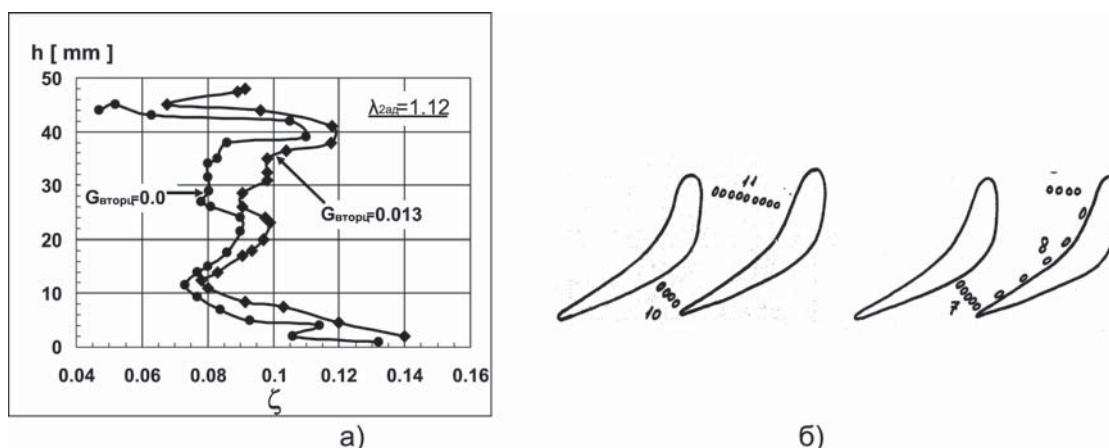


Рис. 2. Исследование секторного пакета при выпуске воздуха: а) распределение коэффициента потерь  $\zeta$  по высоте лопатки при выпуске воздуха на торцевых поверхностях  $G_{в.торц} = 0.013$  и без выпуска воздуха  $G_{в.торц} = 0$ , б) расположение отверстий для выпуска воздуха на полках.

верстий перфорации для выпуска охлаждающего воздуха на полках сопловой лопатки. На схеме видно, что периферийная полка имеет по сравнению с полкой корневого сечения дополнительный ряд отверстий вдоль вогнутой поверхности. Выпуск воздуха через ряд отверстий, расположенных вдоль вогнутой поверхности, приводит к интенсификации вторичных течений и соответственно к увеличению уровня потерь в периферийной области. На рис. 2-а хорошо видно, что коэффициент потерь при выпуске воздуха через отверстия на полках увеличивается по сравнению с вариантом без выпуска воздуха:

- на 5% непосредственно в окрестности поверхности полок при  $h = 45 - 50$  мм.
- на 1% в зоне расположения максимального увеличения потерь из-за вторичного вихря на спинке при  $h = 40$  мм.
- На 1.5% – 2% при  $h = 25 - 38$  мм.

Этот результат указывает, что при защите полок сопловых лопаток при помощи пленочного охлаждения минимизация негативного влияния выпуска воздуха на полки является важным аспектом повышения эффективности охлаждаемых лопаток.

На рис. 3 приведена экспериментальная зависимость коэффициента потерь от приведенной скорости на выходе из решетчатой решетки на среднем диаметре

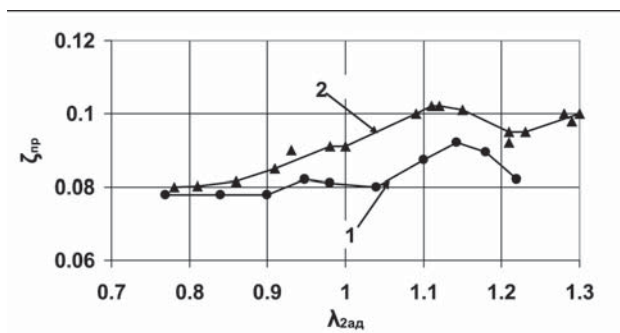


Рис. 3. Зависимость коэффициента потерь от приведенной скорости на выходе из секторной решетки на среднем диаметре  $h=25$ мм. 1 –  $G_{в.торц} = 0$ , 2 –  $G_{в.торц} = 0.013$ .

при выпуске воздуха  $G_{в.торц} = 0.013$  через ряды отверстий на полках соплового аппарата и без выпуска воздуха  $G_{в.торц} = 0$ . Видно негативное влияние выпуска воздуха на полках в широком диапазоне изменения приведенной скорости на выходе, особенно на сверхзвуковых режимах работы.

В работе [7] при анализе различных способов выпуска воздуха через торцевые поверхности делается однозначный вывод, что пленочное охлаждение торцевых поверхностей увеличивает потери.

### Исследование рабочей лопатки

Для подтверждения требуемого уровня потерь в спроектированной рабочей лопатке была изготовлена плоская решетка, соответствующая среднему сечению, и были проведены ее испытания в широком диапазоне изменения скорости на выходе  $\lambda_{2ад} = 0.7 - 1.4$ . В процессе испытаний проводились:

- определение профильных потерь на расчетном режиме
- определение профильных потерь при углах атаки  $i = \pm 10^\circ$ ,
- визуализация потока на рабочем режиме
- определение интенсивности вторичных течений.

На рис. 4 приведена экспериментальная зависимость профильных потерь от приведенной скорости за рабочей решеткой.

Видно, что в диапазоне скоростей на выходе  $\lambda_{2ад} = 1.1 - 1.25$  коэффициент профильных потерь имеет практически постоянное значение, равное примерно  $\zeta_{пр} = 0.065$ . Такой уровень коэффициента профильных потерь подтвердил возможность использования данной рабочей лопатки в составе экспериментальной ступени.

### Экспериментальное исследование трансзвуковой турбинной ступени

В результате предварительных расчетных и экспериментальных исследований соплового аппарата и рабочей лопатки было отмечено силь-

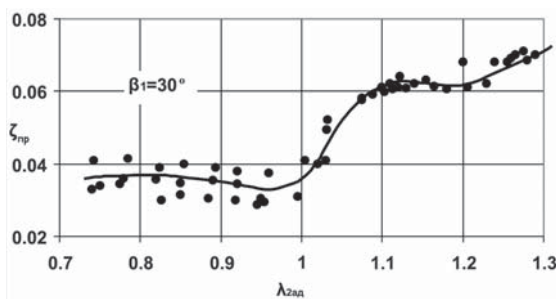


Рис. 4. Экспериментальные значения потерь в рабочей решетке, соответствующей среднему сечению рабочего колеса ступени.

ное влияние на эффективность лопаточных аппаратов следующих факторов:

- выпуска охлаждающего воздуха через перфорацию на торцевых поверхностях соплового аппарата;
- положительного угла атаки в рабочем колесе;
- течения в радиальном зазоре в рабочей лопатке при реактивности на периферии  $\rho > 0.57$ .

Эксперименты проводились на турбинном стенде ТС-2 экспериментального центра Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ). На рис. 5 приведена схема экспериментального стенда, размеры которого позволяют испытывать натурные индустриальные турбины, а также представлена схема измерения параметров потока в установке.

Испытания проводились при следующих параметрах газа:

Полное давление на входе	450 – 500 кПа
Полная температура	750 – 780 К
Перепад давления на ступень	2.7 – 3.4
Число оборотов ротора	6000 – 9000 об/мин

Охлаждающий воздух подводился к сопловому аппарату автономно через специальный мерный участок. Расход основного потока определялся при помощи калиброванного сопла, установленного в подводящем трубопроводе. Выходная мощность измерялась при помощи гидротормоза.

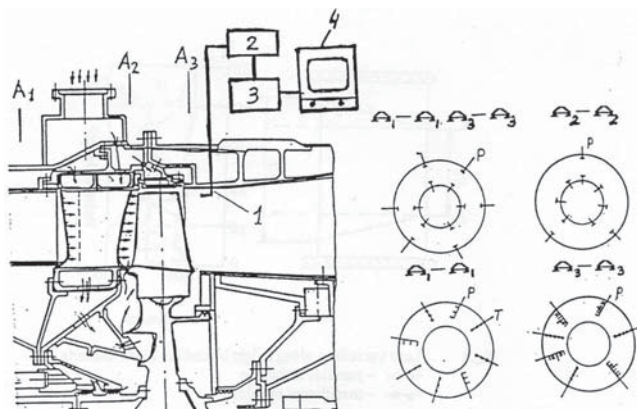


Рис. 5. Схема экспериментального стенда.

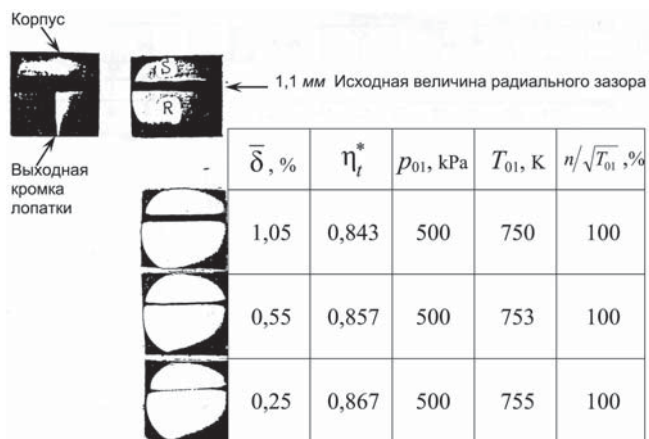


Рис. 6. Результаты измерения радиального зазора в процессе испытаний.

Помимо стандартных измерений полного и статического давления, а также полной температуры, измерялась величина радиального зазора в процессе проведения экспериментов. Измерения проводились при помощи специальной оптической системы, показанной на рис.4 и состоящей из световода (1), миниатюрной телекамеры (2), записывающей аппаратуры (3) и монитора(4). В процессе испытаний на экране монитора была видна величина радиального зазора. Изменение величины радиального зазора проводилось путем подачи холодного воздуха в корпус над рабочими лопатками. В результате температурных деформаций корпуса изменялась величина радиального зазора. Учитывая, что погрешность такого метода измерения зазора составляет  $\pm 0.025 \text{ мм}$ , измерения зазора меньше чем  $\delta < 0.01 \text{ мм}$  могут быть недостоверными.

На рис. 6 в качестве иллюстрации приведены снимки различной величины радиального зазора и соответствующие этим величинам радиального зазора значения кпд экспериментальной ступени.

На рис. 7 приведено сравнение экспериментальных и расчетных данных по влиянию величины радиального зазора на кпд рассматриваемой

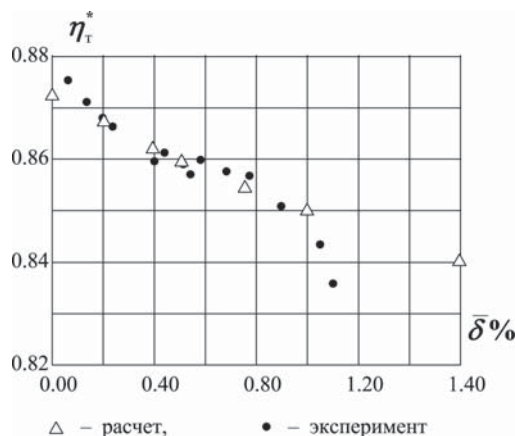


Рис. 7. Изменение  $\eta_t^*$  в зависимости от величины относительного радиального зазора  $\bar{\delta}$ . Сравнение расчета и эксперимента. ( $\pi_T^* = 3.2$ ;  $u/c_{ад} = 0.38$ ).

ступени. Видно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных при изменении относительного радиального зазора в пределах  $\bar{\delta} = 0.2\% - 1\%$ .

На рис. 8 приведена экспериментальная зависимость кпд ступени по заторможенным параметрам от параметра  $u/c_{ад}$  для различных значений перепада полного давления на ступень. Видно, что в расчетной точке  $u/c_{ад} = 0.38$  (точке проектирования лопаточных аппаратов) кпд составляет  $\eta_t^* = 0.862 - 0.865$  для перепадов полного давления на ступень в диапазоне  $\pi_{T1}^* = 2.85 - 3.25$ .

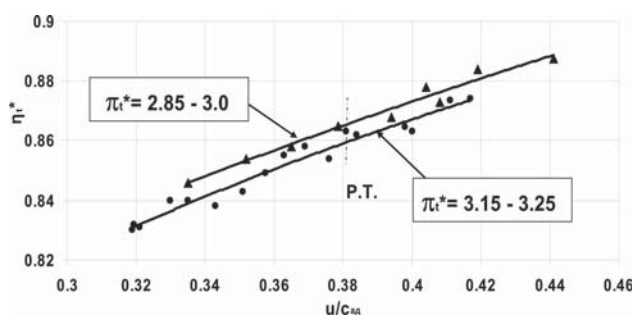


Рис. 8. Экспериментальная зависимость кпд от  $u/c_{ад}$  для исследованной ступени при  $\bar{\delta} = 0.45\%$ .

При увеличении параметра  $u/c_{ад}$  до значений  $u/c_{ад} > 0.45$  характеристика имеет пологий максимум со значением кпд  $\eta_t^* = 0.89 - 0.90$ .

На рис. 9 сопоставляются между собой экспериментальные зависимости  $\eta_t^* = f(u/c_{ад})$  для рассматриваемой в статье ступени и для высокореактивной ступени из работы [9] при величине относительного радиального зазора  $\bar{\delta} = 0.75\%$ . Турбинная ступень из работы [9] была спроектирована на основе традиционного подхода, когда точка проектирования соответствует  $u/c_{ад} = 0.5$ . Рассматриваемая в статье ступень была спроектирована при  $u/c_{ад} = 0.38$ . Видно, что турбина (б), которая была спроектирована при  $u/c_{ад} = 0.5$ , имеет максимальное значение кпд при  $u/c_{ад} = 0.55$ . Однако в диапазоне значений  $u/c_{ад} = 0.34 - 0.48$  кпд этой турбины ниже, чем кпд турбины (а),

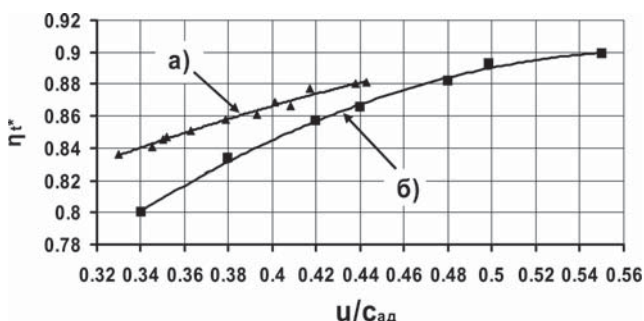


Рис. 9. Экспериментальные зависимости кпд  $\eta_t^*$  от  $u/c_{ад}$  для рассматриваемой ступени и высокореактивной ступени из [9] при  $\bar{\delta} = 0.75\%$ .

- а)  $\Delta H/u^2 = 2.3$ ;  $\rho_{ср} = 0.5$ ; расчетная точка  $u/c_{ад} = 0.38$   
 б)  $\Delta H/u^2 = 1.68$ ;  $\rho_{ср} = 0.6$ ; расчетная точка  $u/c_{ад} = 0.5$ .

спроектированной при  $u/c_{ад} = 0.38$ .

В основном этот эффект связан с тем, что рабочие лопатки ступеней, спроектированных при  $u/c_{ад} = 0.5$ , при  $u/c_{ад} < 0.5$  работают при положительных углах атаки, а рабочие лопатки ступеней, спроектированных при пониженных значениях  $u/c_{ад}$  при увеличении  $u/c_{ад} > 0.38$  работают при отрицательных углах атаки. Поскольку потери в рабочих лопатках при работе с отрицательными углами атаки меньше, чем при работе с положительными углами атаки [10], то кпд соответственно выше у тех ступеней, рабочие лопатки которых работают с отрицательными углами атаки.

Таким образом, экспериментальные исследования продемонстрировали достижимость уровня кпд порядка  $\eta_t^* = 0.87 - 89\%$  в одноступенчатых охлаждаемых высоконагруженных трансзвуковых турбинных ступенях. Этот результат позволяет применять высоконагруженные трансзвуковые ступени, когда необходимо уменьшение числа ступеней, оборотов или среднего диаметра без существенного уменьшения газодинамической эффективности. При этом снижается масса турбины, уменьшается расход охлаждающего воздуха, сокращается количество деталей и соответственно стоимость всей турбины.

## Заключение

1. Предварительное расчетное исследование позволило сформулировать граничные условия на проектирование лопаточных аппаратов турбинной ступени при значении параметра  $u/c_{ад} = 0.38$ .
2. Для подтверждения предсказанного уровня потерь в спроектированных венцах были проведены экспериментальные исследования сопловой секторной решетки и плоской рабочей решетки, соответствующей среднему сечению рабочей лопатки.
3. Проведено расчетно-экспериментальное исследование трансзвуковой охлаждаемой турбинной ступени в диапазоне изменения параметра  $u/c_{ад} = 0.32 - 0.44$ .
4. Результаты экспериментального исследования высоконагруженной трансзвуковой турбинной ступени подтвердили:
  - обоснованность использованной методики проектирования таких ступеней;
  - возможность получения значений кпд по заторможенным параметрам  $\eta_t^* = 0.87 - 0.89$  при работе ступени в диапазоне изменения параметра  $u/c_{ад} = 0.40 - 0.48$ .
5. Данное исследование продемонстрировало возможность сокращения числа ступеней без существенного уменьшения газодинамической эффективности турбины. При этом снижается масса турбины, уменьшается расход охлаждающего воздуха, сокращается количество деталей и соответственно стоимость всей турбины.



**Условные обозначения**

$\lambda$  – число Лаваля ( или приведенная скорость);  
 $\lambda = c/a^*$ ;  $\lambda_{ад} = f(P/P_0^*)$ ;

$a^*$  – критическая скорость звука;  $a^* = \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT^*}$   
 [м/сек];

$G_B$  – расход охлаждающего воздуха [кг/сек];

$u$  – окружная скорость ;  $u_i = \pi D_i n / 60$  [м/сек];

$u/c_{ад}$  – параметр, характеризующий нагруженность ступени;

$c_{ад}$  – адиабатическая скорость;  $c_{ад} = f(P_2/P_0^*)$ ;

$\Theta$  – угол поворота потока [град.];  $\Theta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ ;

$\beta_{1к}$  – конструктивный угол входа [град.];

$\beta_{2эфф}$  – эффективный угол выхода [град.]  
 $(\beta_{2эфф} = \arcsin(a_2/t))$ ;

$\gamma$  – угол установки профиля [град.],

$\delta$  – угол отгиба профиля [град.], т.е. угол между касательной на выпуклой поверхности в точке геометрического горла и касательной к, вписанной в выходную кромку, окружности.

$t$  – шаг решетки [мм];

$L$  – действительная хорда [мм];

$t/L$  – относительный шаг решетки;

$C_{max}$  – максимальная толщина профиля [мм];

$C_{max}$  – относительная максимальная толщина профиля;  $\bar{C}_{max} = C_m/L$ ;

$d_1$  – толщина входной кромки ( диаметр вписанной окружности) [мм];

$d_2$  – толщина выходной кромки (диаметр вписанной окружности) [мм];

$a_2$  – ширина горла [мм];

$d_2/a_2$  – относительная толщина выходной кромки

$\eta_t^*$  – КПД по заторможенным параметрам

$h_0$  – полная энтальпия

$N_T$  – мощность ступени

$\bar{\delta}$  – относительный радиальный зазор,  $\bar{\delta} = \delta/h$

$\delta$  – радиальный зазор [мм];

$h$  – высота лопатки [мм];

$P^*$  – полное давление;

$P$  – статическое давление

$T^*$  – полная температура

Индексы

0 – вход в ступень или в решетку

2 – выход из ступени или из решетки

**Литература**

1. Карелин А.М., Построение решетки турбинных профилей на основе рациональных параметрических кривых. // Тр. ин-та / Центр. Ин-т. Авиаци. Мотор. "Лопаточные машины и струйные аппараты" – 1989 – Вып.9., № 1233. – с.79 – 89
2. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых турбин. Венедиктов В.Д., Грановский А.В. Карелин А.М., и др. Центр. Ин-т. Авиаци. Мотор. – 1990 – 393 с.
3. Венедиктов В. Д. – Газодинамика охлаждаемых турбин, М., Машиностроение 1990. стр. 239.
4. Sieverding, C. H., Wilputte, P., 1981, Influence of Mach Number and Endwall Cooling on Secondary Flows in a Straight Nozzle Cascades. ASME Journal of Engineering for Power, Vol.103, No. 2.
5. Венедиктов В.Д., Грановский А.В. Колесов А.Н. Экспериментальное исследование сопловых секторных решеток. // Тр. ин-та / Центр. Ин-т. Авиаци. Мотор. Лопаточные машины и струйные аппараты – 1990 – Вып.12 № 1280. – С. 116 – 126
6. Harasgama S., P., Burton, C., D., 1992, Film Cooling Research on the Endwall of a Turbine Nozzle Guide Vane in a Short Duration Annular Cascade, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp. 734 – 741
7. Friedrichs, S., Hodson, H., P., Dawes, W., N., 1997, Aerodynamic Aspects of Endwall Film-Cooling, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp. 786 – 793
8. Granovski A.V., Karelin A.M., Popov K.M. Experimental investigation of flow structure and losses in a high load transonic turbine stage. AGARD conference Proceedings 571., 1995
9. Study of high loaded single-stage turbine aerodynamics. Venedictov V.D., Ivanov M. Ja., Nigmatullin R.Z., Rechcoblit A.J. 2003 ISABE 2003 – 1039
10. Хорлокк Дж.Х., – Осевые турбины, М., Машиностроение 1972. стр. 212.