

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ С ДЛИННЫМИ, НЕЗАКРУЧЕННЫМИ ЛОПАТКАМИ

Б. ЦИНКОЦКИ

Кафедра тепловых машин
Будапештского Технического Университета

(Поступило 30 ноября 1973 года)

Представлено проф.
д-р Г. Башша

Введение

У реактивных паровых турбин конденсационного типа, изготавливаемых в Венгрии, как правило, только последние ступени выполняются с закрученными рабочими лопатками, а длинные лопатки предпоследних ступеней изготавливаются незакрученными.

В связи с этим представляет большой интерес определение распределения скоростей, расхода, степени реакции вдоль вдлины лопатки. Решение этой проблемы чисто расчетным путем казалось неосуществимым, так как в литературе [1], [2] имеются различные методы расчета с различными пренебрежениями.

Решение задачи производится в два этапа. На выбранную модельную ступень определяем распределение скоростей и параметры состояния вдоль лопатки, потом в таких же условиях экспериментально определяем их и при сравнении можем судить о точности различных расчетных методов.

Условные обозначения

Величины

- c — абсолютная скорость
- u — окружная скорость
- w — относительная скорость
- r — радиус и степень реакции
- y — радиус, отнесенный к среднему радиусу, r/r_{cp}
- R — радиус кривизны линии тока
- α — эффективный угол выхода потока из направляющих лопаток
- p — давление
- ρ — плотность
- η — политропический КПД расширения
- i — энтальпия
- z — ось вращения
- n — касательная линия тока в естественной системе координат
- v — главная нормаль к линии тока

Индексы

- 1 — сечение за направляющими лопатками
- 2 — сечение за рабочими лопатками
- м — меридиальное сечение
- в, н, ср. — соответственно на внешнем, на окружном, и на среднем радиусе облапачивания.

Методы расчета

В качестве *первого метода* расчета рассмотрим метод В. Траупеля [1], основанный на следующих допущениях.

1. Энтальпия торможения $\left(i + \frac{c^2}{2}\right)$ постоянна вдоль радиуса.

2. В меридиональном сечении линии тока не имеют кривизны. ($R_m = \infty$)

При таких условиях для расчета распределения скоростей вдоль радиуса получается зависимость:

$$\frac{Cu_1}{Cu_{1cp}} = \exp \left[- \int_1^y \left(\frac{\eta}{y} + \operatorname{tg} \alpha_1 \frac{d \operatorname{tg} \alpha_1}{dy} \right) \frac{dy}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_1} \right]. \quad (1)$$

К этой зависимости нужно знать изменение эффективного угла выхода из направляющих лопаток α_1 , вдоль радиуса, которое приняли на основе [2], согласно нашим измерениям в виде

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_{1b} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_{1H} - \operatorname{tg} \alpha_{1b}}{2} \left(\frac{r_b + r_H}{l} - 1 \right) \left(\frac{r}{r_b} = 1 \right). \quad (2)$$

Значения $\operatorname{tg} \alpha_{1H}$ и $\operatorname{tg} \alpha_{1b}$ определили измерением ($\alpha_{1b} = 14^\circ 20'$, $\alpha_{1H} = 21^\circ 30'$).

Так как теплоперепад исследуемой турбинной ступени вдоль радиуса оставался постоянным, более серьезной задачей является определение распределения скоростей и давления в осевом зазоре между направляющими и рабочими лопатками.

В качестве *второго метода* расчета рассмотрим неперриодическое решение В. Траупеля. Это решение лучше всего соответствует условиям исследуемой одноступенчатой турбины, так как в этом случае меридиональные линии тока наверняка не могут периодически повторяться в отдельных ступенях. Далее, этот метод имеет меньше всего связей и допущений, в том числе не надо предполагать несжимаемость и строгое постоянство окружной работы вдоль длины лопатки.

По этому методу расчета на составляющую абсолютной скорости по касательной n (рис. 1) и предполагаем зависимость

$$C_n = C_{ncp} + B \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{r_{cp}} \right). \quad (3)$$

В сечении 1 после направляющих лопаток значение неизвестной постоянной B_1 надо определить так, чтобы энтальпия заторможенного потока вдоль радиуса была самая равномерная, сумма квадратов отклонений получилась бы наименьшей.

В сечении 2 за рабочими лопатками значение B_2 надо определить из условия наиболее равномерного распределения вдоль радиуса окружной работы, полученной из уравнений Эйлера для турбомашин.

По этому методу можно обеспечить равновесие сил, действующих на элементарный объем в осевом зазоре между направляющими и рабочими лопатками.

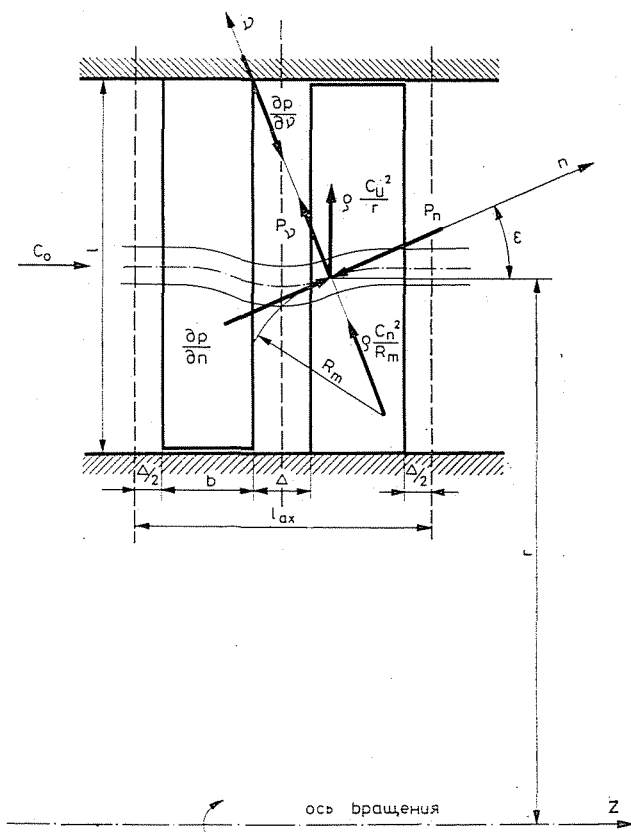


Рис. 1

патками. (Силы, действующие на элементарный объем, показаны на рис. 1). Точное равновесие принимает во внимание и кривизну меридиональных линий тока.

Недостатком метода является то обстоятельство, что условия равновесия в осевом зазоре обеспечиваются для такого произвольного (определенного по формуле (3)) распределения скоростей, которое кроме соблюдения непрерывности приведет к определенному распределению окружной работы по радиусу, которое хотя и будет относительно равномерным в рамках принятого распределения скоростей, но на абсолютную равномерность, то есть, на

минимальную сумму квадратов отклонений не дается никакого ограничения.

В качестве *третьего расчетного метода* рассмотрим метод А. М. Дейча [2]. Этот метод относительно распределению скоростей за направляющими лопатками подобен первому расчетному методу Траупеля, значит и тут предполагается бесконечный радиус кривизны в меридиональном сечении и для интегрирования упрощенного дифференциального уравнения равновесия в виде

$$\frac{dp_1}{\rho_1} = C_m^2 \frac{dr}{r} = C_1^2 \cos^2 \alpha_1 \frac{dr}{r} \quad (4)$$

применяет, с одной стороны, уравнение (2) и уравнение Бернулли, которое равноценно с предположением Траупеля о постоянстве энтальпии заторможенного потока по радиусу.

Этот расчетный метод отличается от метода Траупеля тем, что принимает во внимание упрощенное радиальное равновесие и за рабочими лопатками в виде (4), заменой индексов 1 на индексы 2, в то же время Траупель пренебрегает этим условием, заметив, что несоблюдение его не приведет к заметной погрешности.

Результаты расчетов и измерений

Принимая во внимание, что использованная одноступенчатая турбина компоновской по рис. 2 является модельной установкой, рассмотрим те критерии подобия, соблюдение которых необходимо для перенесения результатов на натурную ступень.

Геометрическое подобие сохранилось с применением заводских типовых лопаток с выходным углом 18° .

Число Рейнольдса, рассчитанное по характерной длине хорды профиля, составило

$$Re = 6,05 \cdot 10^4.$$

Минимальное значение такого числа Re дается И. И. Кирилловым [3] $5 \cdot 10^4$.

Из-за осуществимого низкого числа Маха ($M = 0,15$) результаты измерений можно хорошо перенести на натуру до $M = 0,5$.

Надо отметить, что в натуральных ступенях с относительно длинными лопатками, как правило, число Маха находится в пределах $M = 0,6 + 0,8$.

Распределение скоростей и давлений за направляющими и рабочими лопатками измеряли миниатюрными аэродинамическими зондами, выполненными согласно рис 3 и рис. 4. Поворот и движение зондов были осуществлены с помощью координатника. Измерение начали с измерением направления потока, потом на определенные таким образом углы был установлен зонд с трубкой Пито и было определено статическое и полное давление по радиусу.

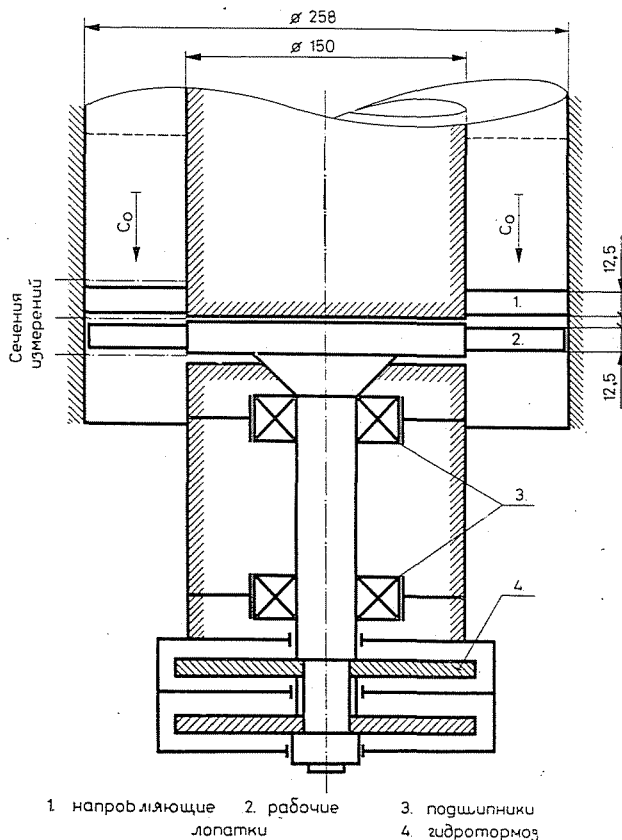


Рис. 2

Учитывая, что зонды должны были поместиться в осевом зазоре, величину этого зазора повысили с обычно применяемых 3—4 мм на 8 мм. Из-за большого осевого зазора поле скоростей перед рабочими лопатками будет более равномерным, так как следы направляющих лопаток сглаживаются.

Результаты измерений и расчетов, выполненных на режимы и условия измерений, показаны на рис. 5, 6, 7 в зависимости от относительного радиуса $y = r/r_{cp}$ с помощью безразмерных коэффициентов.

Кинематическая степень реакции

$$r = \frac{w_2 - w_1^2}{(C_1^2 - C_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}$$

на среднем радиусе была 0,5 в соответствии симметрическому облапачиванию, имеющему $r = 0,5$. У результатов измерений наблюдается у корня лопаток изгиб кривой r из-за сужения межлопаточного канала (рис. 5).

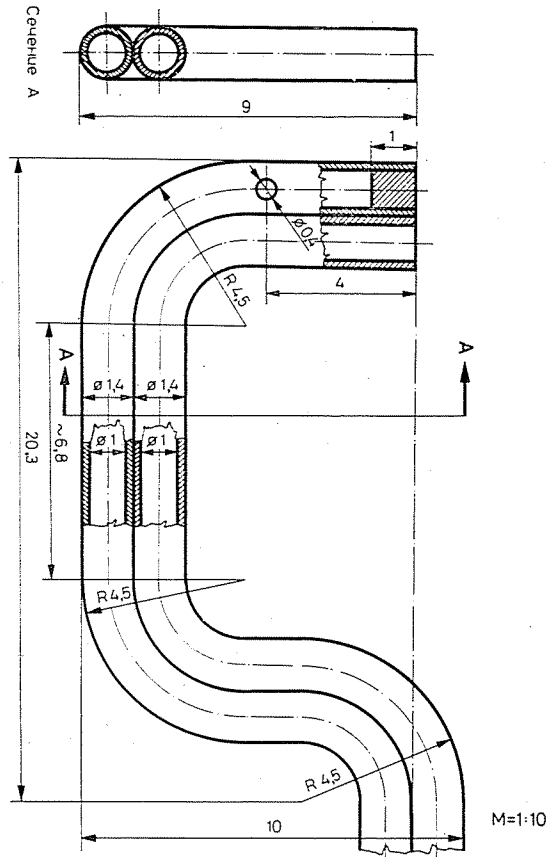


Рис. 3

На рис. 6 показываем вдоль радиуса изменение коэффициента расхода $c_{z1} = \frac{c_{z1}}{u}$ (безразмерной осевой скорости). Изменение \bar{C}_{z1} связано с изменением эффективного угла выхода потока из направляющих лопаток вследствие веерности решетки.

Рис. 7 показывает изменение коэффициента циркуляции

$$\bar{C}_u = \frac{C_{u1} - C_{u2}}{u}$$

вдоль радиуса. Коэффициент циркуляции равноценен коэффициенту мощности $\lambda = 2\bar{C}_u$ (в общем случае коэффициент мощности равен величине окружной работы, деленной на квадрат окружной скорости).

Перечисленные безразмерные коэффициенты однозначно характеризуют распределение скоростей вдоль радиуса при облапачивании, имеющем выхода

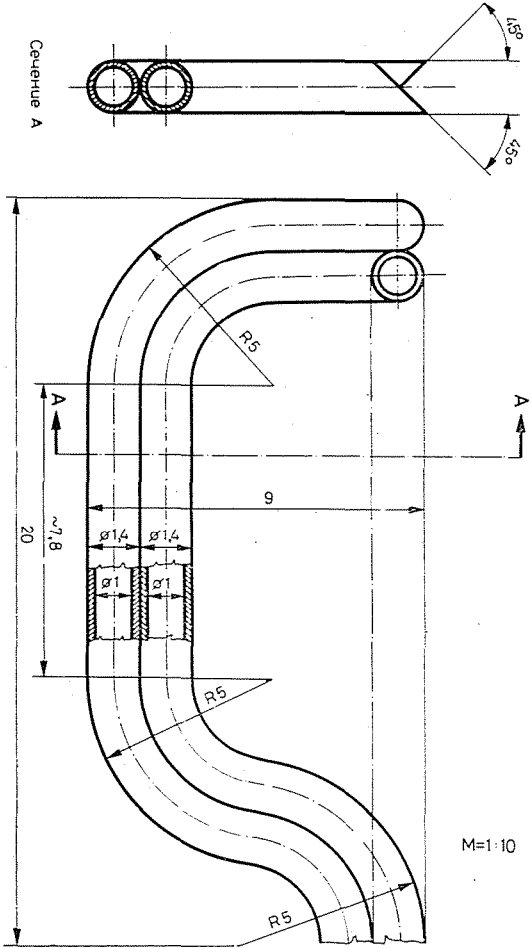


Рис. 4

18° и реакцию 50%. Отнесенный к хорде профиля относительный шаг лопаток на место заделки у рабочих лопаток на внутреннем радиусе эта величина была 0,645, у направляющих лопаток на внешнем радиусе 0,79.

Выводы

1. Коэффициенты расхода и циркуляции, а также степень реакции, характерные для работы турбинной ступени безразмерные коэффициенты имеют одинаковый характер распределения по радиусу по трем рассмотренным расчетным методам и по измерениям, значит, все три метода расчета по характеру дают правильное решение.

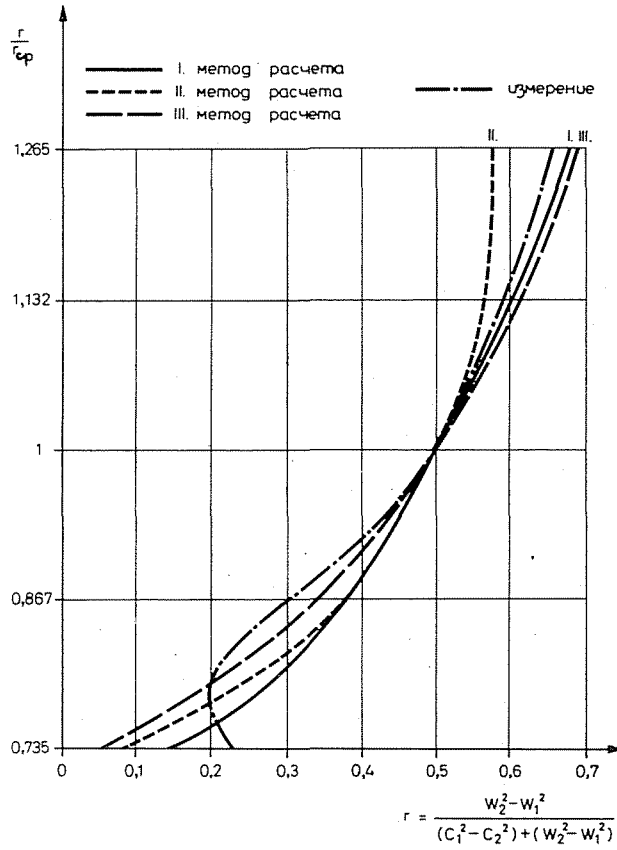


Рис. 5

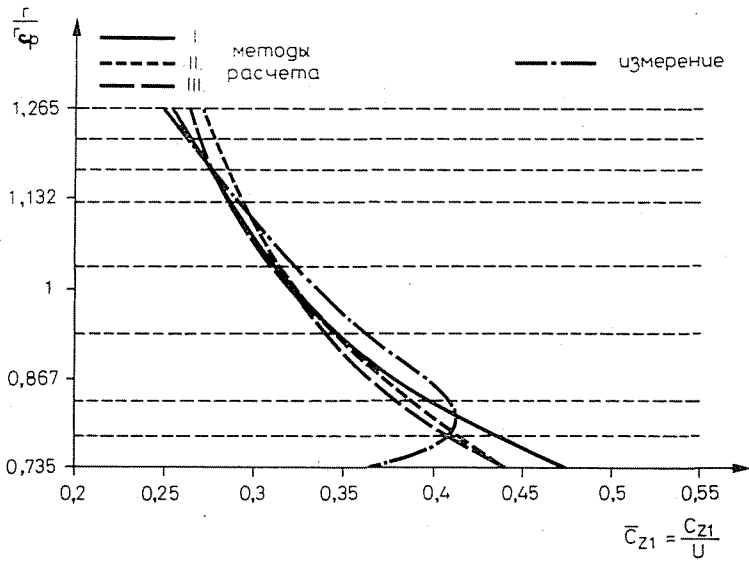


Рис. 6

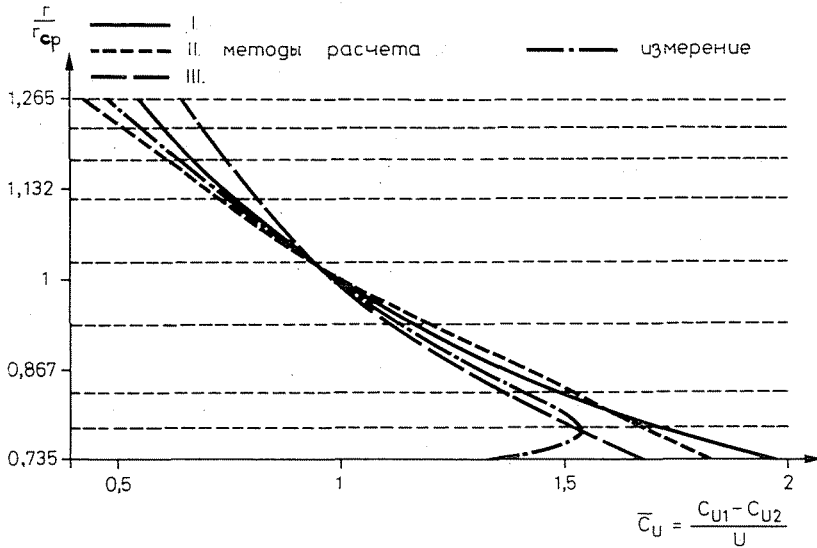


Рис. 7

2. Наблюдается некоторое расхождение между расчетными и экспериментальными результатами особенно около внутреннего радиуса, причиной этого является то допущение, что в расчетах не учли заметное сужение межлопаточного канала на внутреннем радиусе, ведущее к снижению КПД, который был принят постоянным по радиусу.

3. Результаты измерений лучше всего совпали с результатами первого расчетного метода, содержащего больше всего приближений. Второй рассмотренный метод расчета, имеющий наименьшее количество приближений, оказался менее точным, по той причине, что при расчете распределения скоростей исходил из предположения типа уравнения 3, которое не приводит к большой точности.

Резюме

В настоящей статье дается сравнение результатов расчета и эксперимента аэродинамических характеристик осевой турбинной ступени с длинными, незакрученными лопатками, имеющей степень реакции 50%. В результате сравнения можно судить о точности различных расчетных методов.

Литература

1. В. Траупель: Тепловые турбомашины. Москва 1963 г.
2. М. Е. Дейч: Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. Москва, 1964 г.
3. И. И. Кириллов: Аэродинамика проточной части осевых турбин. Москва, 1961 г.

д-р Ботонд Цинкоцки, Н-1521 Будапешт