

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPIYWOYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPIYWOYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

70-72

WARSZAWA-POZNAŃ 1976
PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY – EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER – REDAKTOR – EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA – EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN.
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1976

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE – ODDZIAŁ W POZNANIU

Wydanie I. Nakład 630+90 egz. Ark. wyd. 63,25 Ark. druk. 49,25 Papier druk.
sat. kl. V. 65 g., 70×100. Oddano do składania 4 VII 1975 r. Podpisano do druku
w czerwcu 1976 r. Druk ukończono w czerwcu 1976 r. Zam. 528/118. H-16/245.
Cena zł 190,–

DRUKARNIA UNIwersytetu IM. ADAMA MICKIEWICZA W POZNANIU

III KONFERENCJA NAUKOWA

na temat

TURBINY PAROWE WIELKIEJ MOCY

Gdańsk, 24 - 27 września 1974 r.

*

IIIrd SCIENTIFIC CONFERENCE

on

STEAM TURBINES OF GREAT OUTPUT

Gdańsk, September 24 - 27, 1974

*

III НАУЧНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Гданьск, 24 - 27 сентября 1974 г.

АЛЕКСАНДР ИВАНОВИЧ КИРИЛЛОВ

СССР*

Возможности снижения числа ступеней мощных паровых турбин

Одна из главных тенденций развития современной стационарной энергетики — рост единичных мощностей паротурбинных блоков. Несмотря на многоцилиндровую конструкцию мощных паровых турбин, работающих, как правило, при сверхкритических параметрах пара, число ступеней в их цилиндрах оказывается значительным, что затрудняет конструирование роторов, особенно в частях среднего давления. Создание ступени для повышенной разности энтальпий при умеренных окружных скоростях и высокой эффективности позволит улучшить весовые и габаритные характеристики мощных паровых турбин и упростить их конструкцию и технологию изготовления. Таким образом, с аэродинамической точки зрения ставится задача отработки ступени повышенной циркуляции с высоким к.п.д. в области малых значений характеристического числа u/C_0 (здесь u — окружная скорость на среднем диаметре, а $C_0 = \sqrt{2h_0}$, где h_0 — изоэнтропийная разность энтальпий от параметров торможения p_0^* и T_0^* перед ступенью до давления p_2 за нею).

Снижения оптимальной величины u/C_0 можно достичь уменьшением угла выхода потока из направляющего аппарата α_1 , выбором малых значений термодинамической степени реактивности на среднем диаметре ступени $\rho_T = h_2/h_0$ (величина h_2 — изоэнтропийная разность энтальпий на решетку рабочих лопаток, вычисленная по давлениям p_1 перед решеткой и p_2 за нею), а также проектированием ступени с закруткой потока за рабочим колесом ($c_{2u} < 0$). Применение малых углов α_1 лимитируется как увеличением потерь, так и нежелательным в некоторых случаях по конструктивным соображениям повышением высот лопаточного аппарата. Выбор низких значений степени реактивности ρ_T на среднем диаметре ступени приводит для обычно применяемых способов пространственной организации потока в межвенцовом зазоре ступени ($c_u r = \text{const}$, $\alpha_1 = \text{const}$, $\rho c_z = \text{const}$) к отрицательным значениям ρ_T у корня ступени и снижению ее к.п.д. Закрутку потока на выходе из ступени целесообразно применять лишь при условии хорошего использования выходной кинетической энергии в последующей ступени. Поэтому представляет интерес рассмотреть характеристики турбинных ступеней со сниженным градиентом степени реактивности, в которых при малой величине ρ_T у корня можно получить

* Ленинградский политехнический институт, Ленинград.

также невысокую степень реактивности на среднем диаметре ступени и, следовательно, снизить характеристическое число u/C_0 .

Известны несколько способов уменьшения градиента степени реактивности ступени: специальное профилирование меридиональных обводов проточной части, „обратная” закрутка лопаток соплового аппарата с увеличением угла α_1 от периферийных к корневым сечениям и тангенциальный наклон направляющих лопаток вогнутой поверхностью лопатки к корню ступени.

Последний способ достаточно прост с технологической точки зрения и, как показали выполненные исследования [1, 2], обеспечивает высокую эффективность ступени при рациональном проектировании лопаточного аппарата рабочего колеса. В разработанных в ЛПИ ступенях с тангенциальным наклоном направляющих лопаток необратимые потери энергии оказались даже ниже, чем в ступенях, спроектированных в соответствии с условием $c_u r = \text{const}$, за счет поджатия потока к корню ступени и снижения протечки через радиальный зазор над рабочими лопатками под влиянием уменьшения степени реактивности у периферии.

Рассмотрим приближенный метод расчета турбинных ступеней с тангенциальным наклоном направляющих лопаток (рис. 1). Воздействие установленных с тангенциальным наклоном направляющих лопаток на поток проявляется через сос-

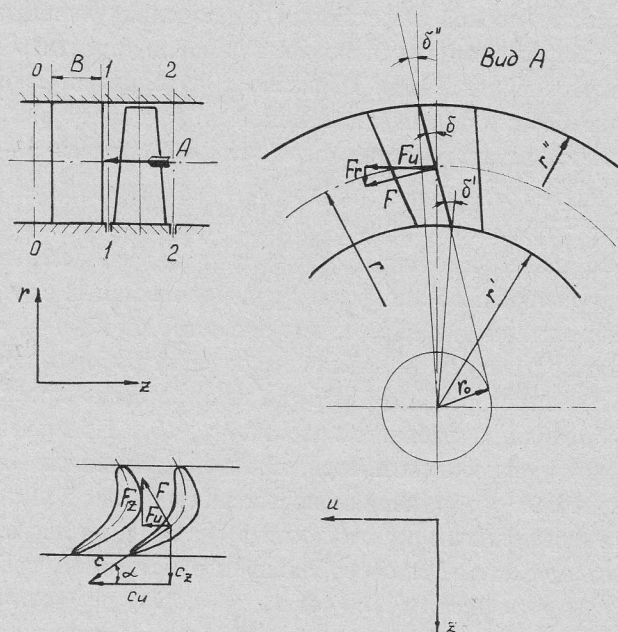


Рис. 1. Схема проточной части турбинной ступени с тангенциальным наклоном направляющих лопаток

тавляющую F_r , вектора поверхностной силы F . В осесимметричной постановке эти силы условно заменяются массовыми силами, введение которых равносильно предположению о течении через решетку, состоящую из бесконечного числа бесконечно

тонких лопаток [1]. Очевидно (рис. 1), что

$$F_r = -F_u \operatorname{tg} \delta. \quad (1)$$

Запишем уравнения движения идеальной жидкости в форме Эйлера в проекциях на оси r и u без учета радиальных составляющих скоростей:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho c_u^2}{r} + \rho F_r, \quad (2)$$

и

$$\frac{c_z \partial c_u}{\partial z} = F_u, \quad (3)$$

где ρ — плотность рабочего тела. Из последних двух уравнений с учетом выражения (1) найдем

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho c_u^2}{r} - \rho \operatorname{tg} \delta c_z \frac{\partial c_u}{\partial z}. \quad (4)$$

Если энтальпия торможения i_0^* и энтропия s_0 в сечении $O—O$ (рис. 1) постоянны вдоль радиуса, а коэффициент неизоэнтропийности $\kappa_1 = \exp[-(s_1 - s_0)/R]$, где R — газовая постоянная, одинаков для каждой струйки тока, проходящей сквозь направляющий аппарат, то и в сечении $I—I$ при отсутствии теплообмена $i_1^* = \text{const}$ и $s_1 = \text{const}$. Тогда для этого сечения уравнение энергии примет вид

$$\frac{dp}{\rho} + c dc = 0. \quad (5)$$

Исключив из уравнений (4) и (5) величину dp/ρ , получим

$$\frac{\partial c_z}{\partial r} = -\frac{c_u}{c_z} \frac{\partial(c_u r)}{r \partial r} + \operatorname{tg} \delta \frac{\partial c_u}{\partial z}. \quad (6)$$

Частную производную $\partial c_u / \partial z$ в уравнении (6) приближенно определим конечными разностями, полагая отсутствие закрутки потока на входе в ступень,

$$\frac{\partial c_u}{\partial z} \approx \frac{\Delta c_u}{\Delta z} = \frac{c_{1u}}{B}, \quad (7)$$

где B — ширина направляющей лопатки в меридиональной плоскости.

Расчет потока в сечении $I—I$ по уравнению (6) и выполненная выше линеаризация условны. Действительно, при подходе потока к выходным кромкам направляющих лопаток массовая сила F уменьшается и в сечении $I—I$ обращается в нуль. Вследствие воздействия на поток установленных с тангенциальным наклоном направляющих лопаток возникают радиальные течения, которые искривляют линии тока выпуклостью в корню ступени, в результате чего и снижается радиальный градиент давления в сечении $I—I$. Вместе с тем, детальные расчеты с учетом радиальных составляющих скоростей [3, 4] и опыты [2] подтверждают правомерность выше подхода к расчету турбинных ступеней с тангенциальным накло-

ном направляющих лопаток при не слишком малых отношениях среднего диаметра ступени к высоте лопатки ($d/l > 4$).

Подставив выражение (7) в уравнение (6), после несложных преобразований получим

$$\frac{dc_1}{c_1} = -\cos^2 \alpha_1 \frac{dr}{r} + \sin 2\alpha_1 \operatorname{tg} \delta \frac{dr}{2B}. \quad (8)$$

В общем случае величины α_1 , B и δ могут меняться вдоль радиуса. Рассмотрим частный случай, когда α_1 и B постоянны вдоль радиуса, а выходная кромка направляющей лопатки прямолинейна, вследствие чего угол δ связан с радиусом соотношением $\delta = \arcsin(r_0/r)$ (рис. 1). При $\delta < 20^\circ$ можно принять $\operatorname{tg} \delta \approx \sin \delta = r_0/r$ и проинтегрировать уравнение (8).

В результате получим

$$c_1 r^n = \text{const}, \quad (9)$$

где

$$n = \cos^2 \alpha_1 - r_0 \frac{\sin 2\alpha_1}{2B}. \quad (10)$$

Так как $\alpha_1 = \text{const}$, то из формулы (9) следует

$$c_{1u} r^n = \text{const} \quad (11)$$

и

$$c_{1z} r^n = \text{const}. \quad (12)$$

При установке рабочих лопаток существенный тангенциальный наклон не может быть применен из-за ограничений по прочности. Поэтому при расчете потока в сечении 2—2 с принятыми выше допущениями можно использовать уравнение (2), положив в нем $F_r = 0$. Если ступень многоступенчатой турбины проектировать так, чтобы удельная работа $h_u = u(c_{1u} - c_{2u})$ была постоянной вдоль радиуса, то при неизменной величине коэффициента неизоэнтропийности $\kappa_2 = \exp[-(s_2 - s_1)/R]$ в сечении 2—2 уравнение энергии (5) сохранит свой вид.

Указанных соображений достаточно, чтобы выполнив необходимые преобразования, найти распределение скоростей c_{2u} и c_{2z} в сечении 2—2:

$$c_{2u} = c_{1uc}(r_c/r)^n - (c_{1uc} - c_{2uc})r_c/r \quad (13)$$

и

$$\begin{aligned} c_{2z}^2 = & c_{2c}^2 - c_{1uc}^2 \left[\frac{n-1}{n} (r_c/r)^{2n} + \frac{1}{n} \right] + \\ & + 2c_{1uc}(c_{1uc} - c_{2uc}) \left[\frac{n-1}{n+1} (r_c/r)^{n+1} + \frac{2}{n+1} \right] - \\ & - (c_{1uc} - c_{2uc})^2, \end{aligned} \quad (14)$$

где индексом c отмечены величины, относящиеся к среднему диаметру ступени. Заметим, что в ступенях с тангенциальным наклоном направляющих лопаток рабочие лопатки оказываются менее закрученными, чем в ступенях обычного типа.

Закрутка потока в абсолютном движении на выходе из ступени с тангенциальным наклоном направляющих лопаток, согласно формуле (13), меняется вдоль радиуса. В частности, осевой выход потока ($c_{2u}=0$) может быть получен лишь на одном из радиусов ступени.

Изложенный метод расчета был использован при проектировании ступени повышенной циркуляции (модель 1Б) с небольшим тангенциальным наклоном направляющих лопаток ($\delta_c=4^\circ 20'$) и умеренной закруткой потока за ступенью ($\alpha_{2c}=103^\circ$), здесь α_2 — угол между положительным направлением оси u и вектором абсолютной скорости c_2 . Эта ступень по сравнению с моделью 1А, спроектированной в соответствии с условием $c_{u,r}=\text{const}$ при осевом выходе потока, способна срабатывать на 12,5% больший перепад энтальпии. Обе ступени имели одинаковые диаметры и высоты ($d/l=6,34$), хорды и числа направляющих и рабочих лопаток, а также близкие значения углов $\alpha_{1c}\approx 14^\circ$ и степени реактивности в корневых сечениях.

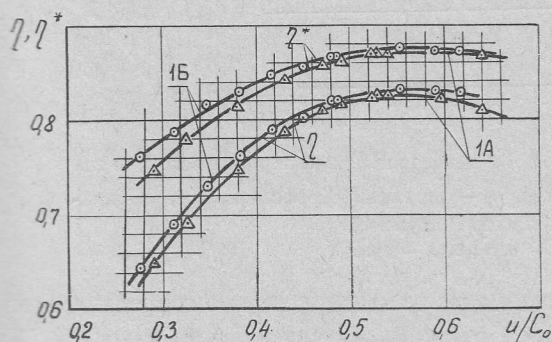


Рис. 2. К.п.д. η , вычисленный по изэнтропийной разности энтальпий h_0 , и к.п.д. η^* , определенный по величине $h_0 - c_2^2/2$, ступеней 1А и 1Б

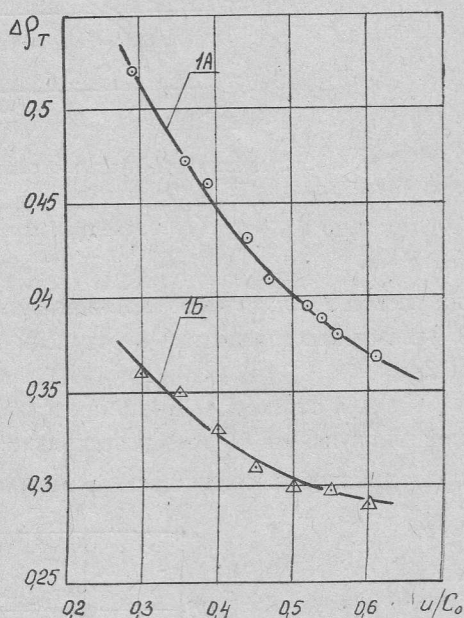


Рис. 3. Градиент степени реактивности $\Delta\rho_T = \rho_T'' - \rho_T'$ ступеней 1А и 1Б

Ниже приводятся некоторые результаты экспериментального исследования этих ступеней в одно- и двухступенчатых воздушных турбинах при числах $M_{c_1}=0,7$ и $Re_{c_1}=3,5 \cdot 10^5$. Опыты в двухступенчатой экспериментальной турбине с устройством для раздельного измерения мощностей двух ступеней дают основание судить об их взаимном влиянии и позволяют оценить степень использования выходной механической энергии как при осевом, так и неосевом выходе потока из рабочего колеса.

Эксперименты в одноступенчатой турбине показали, что эффективность ступени 1Б выше, чем ступени 1А во всем исследованном диапазоне значений u/C_0 (рис. 2). Этот результат тесно связан с благоприятным влиянием как поджатия потока к корню ступени вследствие тангенциального наклона направляющих лопаток, так и сни-

жения градиента степени реактивности $\Delta\rho_T = \rho_T'' - \rho_T'^*$ в ступени 1Б по сравнению с этой величиной в модели 1А (рис. 3). При расчетных значениях u/C_0 , которые для моделей 1А и 1Б составляли соответственно 0,52 и 0,49, к.п.д. ступени 1А и 1Б совпали, что свидетельствует о возможности применения ступеней повышенной циркуляции вместо обычных без снижения эффективности.

Двухступенчатые отсеки были исследованы в следующих вариантах: 1) отсек А, составленный из двух однотипных ступеней 1А и 2А; 2) отсек Б, составленный из ступеней 1Б и 2Б, причем ступень 2Б отличалась от ступени 2А, спроектированной

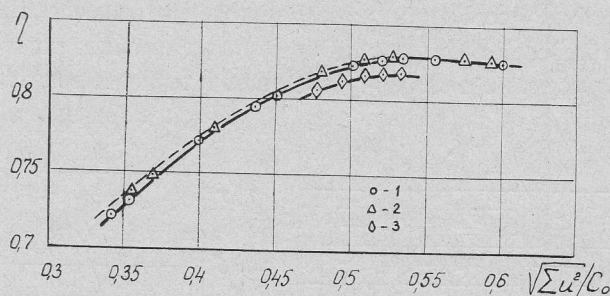


Рис. 4. К.п.д. η двухступенчатых отсеков А, Б и В в функции характеристического числа $\sqrt{\Sigma u^2}/C_0 = \sqrt{u_1^2 + u_2^2}/C_0$, где величины u_1 и u_2 — окружные скорости на средних диаметрах первой и второй ступеней

1 — отсек А, 2 — отсек Б, 3 — отсек В

на осевой вход потока, входными углами направляющих лопаток, совпадающими с углами выхода потока из ступени 1Б; 3) отсек В, составленный из ступеней 1Б и 2А.

К.п.д. η отсеков А, Б и В представлен на рис. 4. Отсек Б со ступенью повышенной циркуляции 1Б имеет несколько более высокую эффективность, чем отсек А при одинаковых величинах параметра $\sqrt{\Sigma u^2}/C_0$. Для расчетных значений $\sqrt{\Sigma u^2}/C_0$

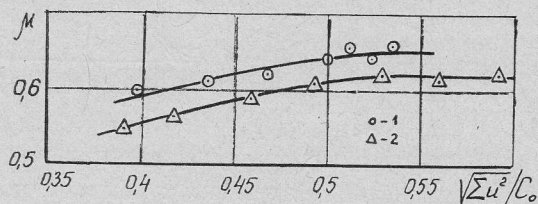


Рис. 5. Коэффициент использования выходной кинетической энергии первой ступени, работающей в отсеке

1 — отсек А, 2 — отсек Б

отсеков А и Б соответственно 0,535 и 0,52 их к.п.д. совпадают, что указывает на удовлетворительную работу в отсеке ступени повышенной циркуляции с неосевым выходом потока.

* Одним штрихом обозначена величина ρ_T , относящаяся к корню ступени, двумя штрихами — к периферии.

К.п.д. двухступенчатого отсека B ниже, чем к.п.д. отсеков A и B вследствие обтекания направляющего аппарата второй ступени на расчетном режиме со значительными углами атаки. Углы атаки особенно велики у корня, где поток на выходе из первой ступени имеет угол $\alpha'_2 = 118^\circ$, в то время как входная кромка направляющей лопатки второй ступени расположена под углом 90° .

На рис. 5 представлены полученные экспериментально величины коэффициентов использования выходной кинетической энергии μ при работе ступени в отсеке. Для отсека B со ступенью повышенной циркуляции коэффициент μ несколько ниже, чем для отсека A . Однако, в исследованных ступенях выходная кинетическая энергия невелика, и разница в величинах μ практически не отражается на эффективности отсеков.

Литература

- [1] И. И. Кириллов, *Теория турбомашин*. Машиностроение, Ленинград 1972.
- [2] А. И. Кириллов, К. Л. Лапшин, Н. Н. Афанасьева, *Характеристики турбинных ступеней с тангенциальным наклоном направляющих лопаток*. Энергомашиностроение, № 9, 1970.
- [3] А. И. Кириллов, К. Л. Лапшин, *К аэродинамическому расчету ступеней осевых турбомашин*. Энергомашиностроение, № 7, 1969.
- [4] Я. А. Сироткин, *Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин*. Машиностроение, Москва 1972.

Możliwości zmniejszenia ilości stopni turbin parowych wielkiej mocy

Streszczenie

Zwiększenie spadku entalpii w stopniu związane jest z pojawieniem się zawirowania strumienia opuszczającego tarczę wirnikową, skierowanego przeciwnie w stosunku do kierunku obrotów. Odchylenie strumienia od kierunku osiowego na wylocie ze stopnia jest tym mniejsze im mniejszy jest stopień reakcyjności ρ_T . Dlatego stopnie o zwiększonej cyrkulacji należy wykonywać tak, by gradient stopnia reakcyjności był mniejszy i by w ten sposób można było uzyskiwać niezbyt duży stopień reakcyjności ρ_T u stopy łopatek.

Dla realizacji zmniejszenia gradientu stopnia reakcyjności wybrano sposób polegający na stosowaniu tangencjalnego pochylenia łopatek kierowniczych. Przedstawiono przybliżoną metodę obliczeń stopni z łopatkami kierowniczymi o pochyleniu tangencjalnym. Metoda ta oparta jest na rozwiązaniu zadania przepływu osiowo-symetrycznego nielepkiego gazu doskonałego bez uwzględnienia składowych promieniowych prędkości.

Omawiane są wyniki badań doświadczalnych w powietrznej turbinie jednostopniowej i dwustopniowej z łopatkami kierowniczymi o pochyleniu tangencjalnym, zaprojektowanymi według zaproponowanej metody. Stopień przeznaczony jest do opanowywania spadku entalpii o 12,5% większego niż spadek w stopniu zaprojektowanym według zasady $c_u \cdot r = \text{const}$.

Sprawność proponowanego stopnia okazała się większa od sprawności stopnia zwykłego typu. Wynik ten jest ściśle związany z korzystnym wpływem przywarcia strumienia do stóp łopatek z powodu tangencjalnego pochylenia łopatek kierowniczych i zmniejszenia gradientu stopnia reakcyjności. Z doświadczeń przeprowadzonych w turbinie dwustopniowej wynika, że kinetyczna energia wylotowa strumienia opuszczającego stopień o zwiększonej cyrkulacji może być dobrze wykorzystana w stopniu następnym, jeśli aparat kierowniczy stopnia drugiego ukształtowany jest odpowiednio do kątów wpływu strumienia ze stopnia pierwszego.

Possibilities of Decreasing the Number of Stages of Steam Turbines of Great Output

Summary

An increase of the enthalpy drop conversed in a stage is connected with the downwash behind the rotor blading reverse to the direction of revolutions. The lower the degree of reaction ρ_T the smaller is the deviation of the outlet from the axial direction. Hence, it is reasonable to make the stages with increased circulation as stages with decreased degree of reaction gradient. It permits to achieve the low degree of reaction in the mean diameter at the favourable degree of reaction on roots.

As a means of decreasing the degree of reaction gradient a tangential inclination of the guide blading has been chosen. An approximate method of calculations dealing with the stages with tangentially inclined guide blades is presented in the paper. This method is based on the solution of axisymmetric inviscid ideal gas flow, neglecting the radial velocity components.

The results of an experimental investigation of the stage with tangential inclined guide blading designed towards the presented method and completed in both one- and two-stage air turbine are discussed. The enthalpy drop has been increased 12.5% in comparison with a stage designed in agreement with the condition $c_u \cdot r = \text{const}$.

The efficiency of the considered stage proved to be higher than that of the conventional one. This result is closely connected with the favourable influence of the flow passing towards the roots due to the tangential inclination of the guide blading as well as decreasing the degree of reaction gradient. The results obtained on two-stage turbine have shown that the kinetic energy of the outlet flow from the stage of increased circulation is effectively utilized in the next stage under the condition that the profile of the guide blading of the latter stage corresponds to the flow outlet angle of the former one.