

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

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPŁYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

70-72

WARSZAWA-POZNAN 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.

НИКОЛАЙ ЕРМАШОВ, ЮРИЙ МАРЧЕНКО

СССР*

Аэродинамические исследования цилиндров низкого давления

Исследования цилиндров низкого давления (ЦНД) мощных паровых турбин в СССР ведутся во многих организациях, в частности на турбостроительных заводах ЛМЗ, ХТЗ, ТМЗ, в научноисследовательских институтах ЦКТИ, ЛПИ, МЭИ, ХПИ и др.

Проведение этих исследований в первую очередь продиктовано экономическими соображениями. По полученным на электростанциях страны данным, при обеспечении гарантийных показателей по экономичности турбины в целом, эффективность ЦНД оказывается ниже расчётной. Достижение гарантийных показателей обеспечивается при этом повышенной против расчётной экономичностью цилиндра среднего давления (ЦСД).

Для повышения экономичности выпускаемых и разрабатываемых новых типов мощных паровых турбин, а также обеспечения их надёжной работы эти исследования проводятся как на модельных, так и на натурных установках.

В ЦКТИ имеются две экспериментальные турбоустановки, позволяющие проводить исследования модельных отсеков ЦНД в масштабе 1 : 3 с длиной натурной рабочей лопатки последней ступени до 1500 мм.

На ЛМЗ имеется натурный стенд по отработке ЦНД выпускаемых заводом турбин мощностью 500 и 800 тыс. квт. В настоящее время на этом стенде ведётся подготовка к испытаниям ЦНД турбины мощностью 1,2 млн квт.

Исследования ЦНД на этом стенде дополняются работами, проводимыми в ЦКТИ на двух экспериментальных стендах с модельной проточной частью в масштабе 1 : 3 указанных выше турбин. Эти стенды обладают рядом преимуществ по сравнению с натурными: требуют меньшего расхода пара, позволяют определить экономичность каждой ступени в отдельности при работе ее в группе ступеней, более мобильны, с более высокой точностью определяется влияние отдельных конструктивных элементов на экономичность ступени. Сравнение интегральных характеристик натурной и модельной проточной части позволяет выявить влияние эффекта моделирования на экономичность, а также на поведение жидкой фазы и ее влияние на паровой поток.

* Центральный котлотурбинный институт, Ленинград.

Характерной особенностью стендов является наличие разрезного вала. Каждый из валов имеет свой гидротормоз. Одновременно можно исследовать четыре ступени. Такое исполнение позволяет определять экономичность не только всего исследуемого отсека, но и отдельно последней ступени, представляющей наибольший интерес в ЦНД.

Наличие двух стендов позволяет, кроме этого, проводить исследования многоступенчатого ЦНД, содержащего 7 или 8 ступеней в одном потоке, что встречается в современных мощных атомных турбинах, и получить при этом экономичность не только всего ЦНД, но и каждой ступени в отдельности. Это дает возможность оценить работу каждой ступени и на основании полученных данных повысить эффективность ЦНД путем замены малоэкономичных ступеней другими или путем их модернизации.

При исследовании ступеней широко используются приборы, позволяющие измерять гидродинамические параметры потока. Для измерений во влажном паре используются пяти- или шестиканальные комбинированные насадки. Для устранения забивания приемных отверстий взвешенной в потоке влагой через импульсные трубки постоянно продувается воздух. Разработанная система позволяет производить измерение параметров потока с высокой точностью без введения поправки на продувку.

Наибольшее внимание в этих исследованиях уделяется последней ступени. Это вызвано как большим удельным весом этой ступени в мощности всей турбины, так и условиями работы последней ступени. По мощности последняя ступень на номинальном режиме вырабатывает до 10% мощности всей турбины. Условия работы последней ступени значительно отличаются от предшествующих ступеней, т.к. она работает на влажном паре и имеет малое отношение D_m/l . Последнее приводит к большому углу раскрытия проточной части, а это обуславливает значительные радиальные составляющие скорости потока и вихревые течения у концов лопаток.

Отработка таких ступеней начинает проводиться уже на стадии проектирования. Она заключается в продувке отдельных сечений лопаток и кольцевых решеток профилей. Окончательная отработка ступеней проводится в турбине. При этом аэродинамическое совершенствование ступеней достигается путем доводки лопаточных аппаратов и обработкой отдельных конструктивных элементов ступени.

Ниже приводятся исследования отсека ступеней одного из ЦНД, используемого в серии современных мощных паровых турбин.

Основные параметры модельной последней ступени следующие: $D_m/l = 2,58$, длина рабочей лопатки $l = 320$ мм, радиальный зазор $\delta = 2$ мм, угол раскрытия проточной части у периферии $\theta \cong 60^\circ$, закон закрутки

$$c_1 = c_{1m} \exp \left[- \int_{r_m}^r \cos^2 \alpha_1 \frac{dr}{r} \right],$$

где индекс m обозначает параметры на среднем радиусе ступени.

Исследования последней ступени показали, что ее экономичность совпадает

с расчетной, и в широком диапазоне изменения объемного расхода пара слабо изменяется (см. рис. 1).

Ступень начинает вырабатывать полезную мощность уже при нагрузке 35%, в то время как подобные ступени переходят в режим вентиляции уже при объемных расходах пара за ступенью около 0,6 от номинального.

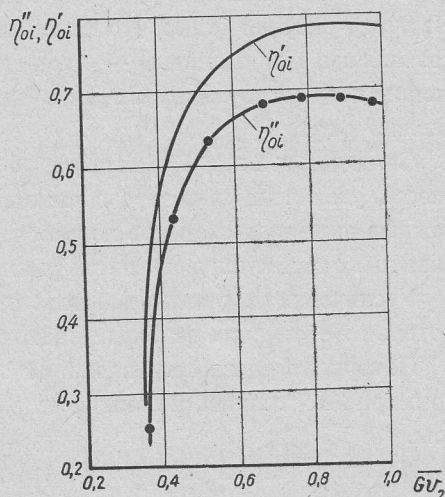


Рис. 1. Экономичность последней ступени в зависимости от объемного расхода пара

Одним из возможных путей увеличения экономичности последней ступени является установка за ней достаточно развитого диффузорного патрубка. Однако форма такого патрубка, возможный угол раскрытия диффузора существенно зависит от структуры потока, поступающего в него. С целью определения картины течения влажного пара за рабочим колесом было произведено траверсирование потока. Эти испытания, во время которых определялись также и суммарные характеристики, проводились при следующих основных параметрах: начальное давление $P_0 = 0,181 \times 10^5$ Па и конечное $P_2 = 0,0477 \cdot 10^5$ Па степень влажности на входе 4% и на выходе ~9%. Критерии газодинамического подобия сохранялись постоянными и составляли: $M_{c1t} \cong 1,1$; $Re_{c1t} \cong 5,7 \cdot 10^5$. Наличие значительных радиальных составляющих скорости c_{2r} и больших меридиальных углов потока γ_2 (рис. 2) позволяло предположить, что установка диффузора даже с большим углом раскрытия положительно скажется на экономичности ступени.

Для выявления влияния условий выхлопа на характеристики ступени была проведена специальная серия опытов, во время которых были исследованы 3 основных варианта: цилиндрический и конический (угол раскрытия 40°) патрубки, а также свободный выхлоп (рис. 3.) Длина патрубков составляла $L = 0,44 l$, где l — длина рабочей лопатки последней ступени.

Сравнение эффективности ступени с различными выхлопными устройствами проводилось при постоянном давлении на срезе выхлопного патрубка.

Для эффективности ступени определялся к.п.д. ступени без использования выходной скорости η''_{oi} .

К.п.д. подсчитывался по полным параметрам на входе в ступень и статическим параметрам в двух сечениях за ступенью: непосредственно за рабочим колесом ($\eta''_{oi.p.k.}$) и на срезе выхлопного патрубка (η''_{oin}).

Первый из них характеризует экономичность собственно ступени, второй — комплекса „ступень-патрубок”.

На рис. 4а показано изменение к.п.д. $\eta''_{oi.p.k.}$ для трех исследованных вариантов. Из этого рисунка видно, что максимальный к.п.д. имеет вариант с цилиндрическим козырьком, минимальный — с коническим. Разница в к.п.д. при оптимальном отношении u/c'_0 между вариантами с коническим и цилиндрическим козырьками составляет около 3%.

Снижение к.п.д. $\eta''_{oi.p.k.}$ варианта с коническим козырьком вызвано, главным образом, увеличением потерь с выходной скоростью. В частности, на номинальном режиме выходная скорость из рабочего колеса выросла на 13% по сравнению с вариантом с цилиндрическим козырьком.

Увеличение скорости на выходе из рабочего колеса привело также к увеличению потерь от обтекания рабочих лопаток.

Потери от влажности в данной ступени с различными козырьками на выходе примерно постоянны, несмотря на различную степень влажности за рабочим колесом.

Из приведенных на рис. 4б графиков, характеризующих экономичность комплекса „ступень-патрубок”, эффективность комплекса с коническим диффузором

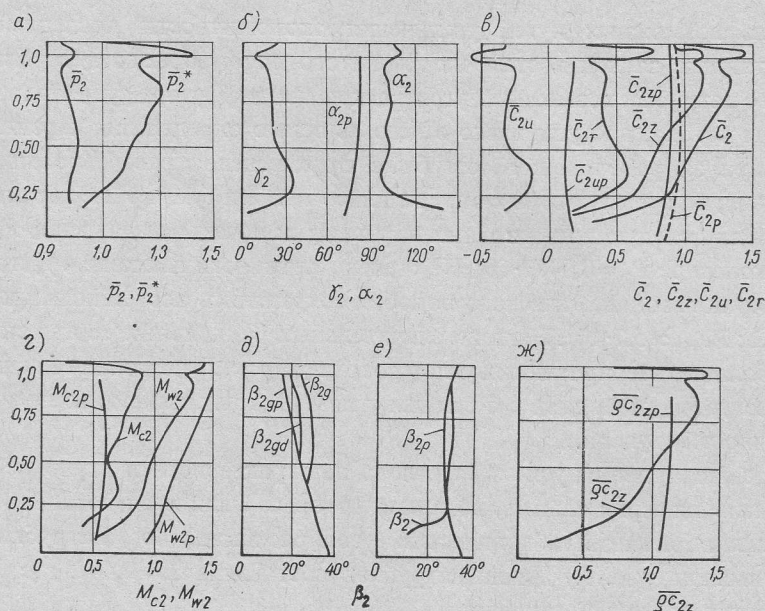


Рис. 2. Распределение газодинамических параметров за рабочим колесом последней ступени: а) полное $\bar{p}_2^*$ и статическое $\bar{p}_2$ давление, б) меридиональный γ_2 и тангенциальный α_2 углы выхода потока, в) скорости c_2 и ее проекции c_{2u} , c_{2z} , c_{2r} , г) числа M_{c2} и M_{w2} , д) угол выхода потока из рабочих лопаток в узком сечении β_{2g} , ж) плотность потока ρc_{2z} ; буквой p обозначены расчетные данные

на 3,4% выше эффективности варианта ступени с цилиндрическим патрубком и на 1,5% выше, чем у ступени со свободным выхлопом.

Так как к.п.д. собственно ступени при применении диффузора не возрастает, то рост экономичности объясняется ростом теплоперепада на ступень за счет понижения давления за рабочим колесом.

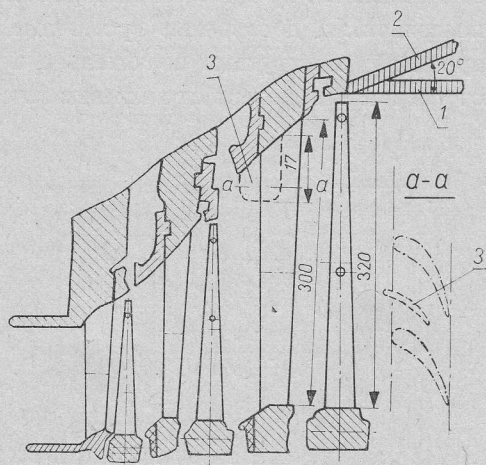


Рис. 3. Проточная часть экспериментальной турбины

1 — цилиндрический козырек, 2 — конический козырек, 3 — дополнительная лопатка

Раскрытие проточной части приводит к возможности появления отрыва потока в зазоре между ступенями. При наличии последнего поток поступает в направляющий аппарат следующей ступени, имея большую начальную завихренность. В этом случае интенсифицируются вихревые течения в межлопаточных каналах и экономичность ступени может быть значительно ниже расчетной.

Для борьбы с указанным явлением возможны различные методы. Одним из них является установка дополнительных лопаток в межлопаточные каналы на периферии соплового аппарата (деталь 3 на рис. 3). Форма и размеры дополнительных лопаток предварительно отрабатывались на воздушной турбине и кольцевой решетке профилей.

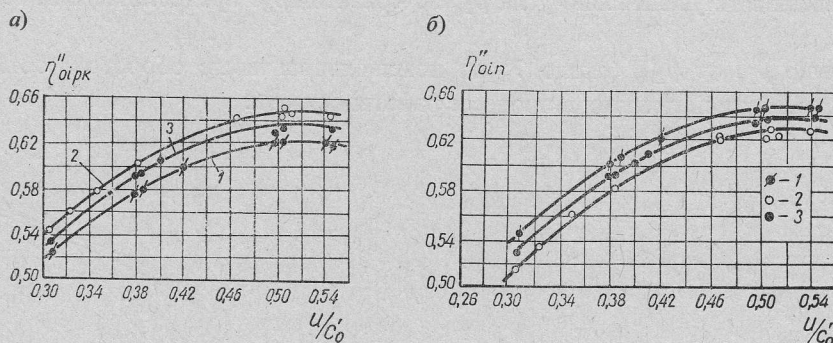


Рис. 4. Экономичность последней ступени в зависимости от конструкции диффузора: а) по параметрам за ступенью, б) на срезе диффузора

1, 2 — с коническим и цилиндрическим козырьками, 3 — без диффузора (свободный выход потока)

Испытания, проведенные на турбине со свободным выхлопом, показали, что к.п.д. ступени с дополнительными лопатками на $\sim 2\%$ выше, чем без них (рис. 5). Это объясняется, как уменьшением интенсивности вихревых течений в каналах направляющего аппарата, так и уменьшением неравномерности потока, поступающего на рабочее колесо.

Возможные вредные влияния дополнительных лопаток, например, трения на их поверхностях, добавочные кромочные потери, сепарация влаги на лопатках при принятой конструкции значительно выше того выигрыша, который получается от уменьшения потерь от вихревых течений в межлопаточных каналах.

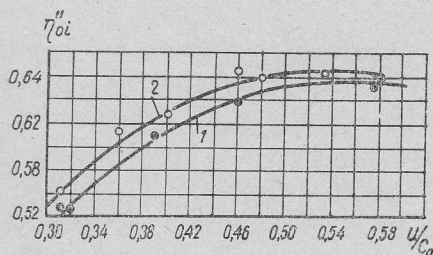


Рис. 5. Влияние установки дополнительных лопаток на экономичность ступени
1 — без дополнительных лопаток, 2 — с дополнительными лопатками

Из приведенных на рис. 2 результатов газодинамических измерений наибольший интерес представляют данные о раскрутке рабочих лопаток под действием центробежных сил, впервые полученные непосредственным замером.

По результатам измерений основных параметров потока в абсолютном движении были рассчитаны углы в относительном движении. Если эффективный угол выхода потока β_2 отличается от расчетного β_{2p} незначительно (до 5°), то значение угла в узком сечении канала β_{2g} на периферийной части лопатки на 12° превышает его расчетное значение β_{2gp} .

С целью выявления причины такого расхождения после опытов был произведен замер действительного значения β_{2gd} . Оно оказалось на 5° больше расчетного. Так как на вновь изготовленном облопачивании этот угол соответствовал расчетному, следовательно в процессе эксплуатации произошла пластическая деформация лопаток, приведшая к увеличению угла β_{2g} по сравнению с предполагаемым его значением.

Отличие β_{2g} от β_{2gp} (около 7° на номинальном числе оборотов) объясняется упругой раскруткой лопаток в процессе работы ступени.

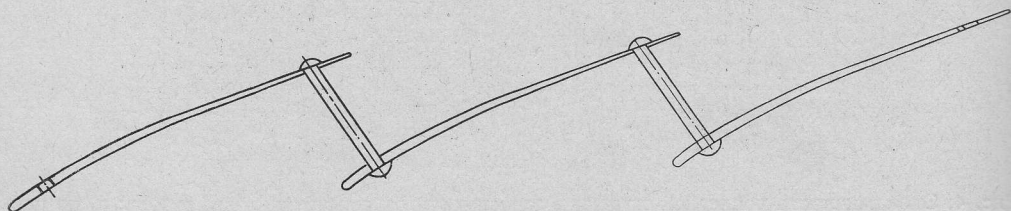


Рис. 6. Установка Z-образной связи

Величина раскрутки под действием только центробежных сил без парового потока была определена на специальной установке с помощью датчиков типа ЭЛУРА. Полученное значение (около 9°) близко к замеренному в процессе газодинамических испытаний и, следовательно, можно предположить, что основную роль в раскрутке периферийных сечений лопаток играют именно центробежные силы.

Указанная раскрутка приводит к перераспределению расхода рабочего тела по высоте лопаток, увеличению выходной скорости и, следовательно к снижению к.п.д.

Для предотвращения раскрутки возможно применение различных устройств, например, арочного бандажа, Z-образной демпферной связи и др.

С целью оценки влияния раскрутки рабочих лопаток на характеристики турбинной ступени были проведены специальные исследования, в которых раскрутка рабочих лопаток устранялась с помощью установки Z-образной демпферной связи на высоте 0,95l (рис. 6). Исследования были проведены в широком диапазоне изменения параметров пара и величины расхода.

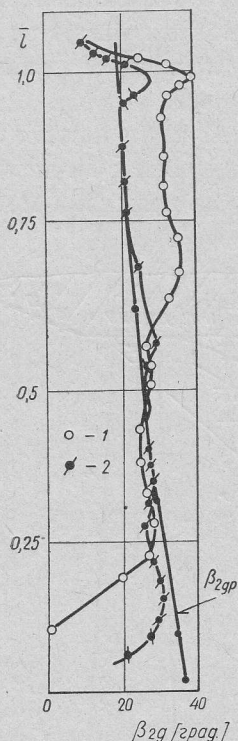


Рис. 7. Изменение угла выхода потока из рабочего колеса последней ступени с Z-образной связью и без нее

1 — исходный вариант, 2 — с Z-образной связью

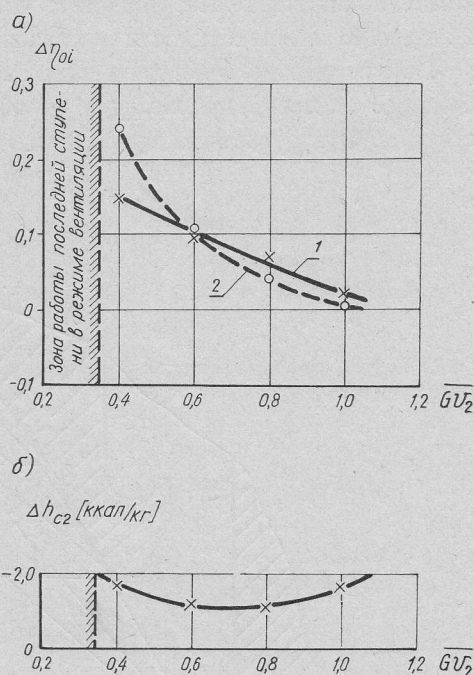


Рис. 8. Изменение экономичности последней ступени и потерь с выходной скоростью при постановке Z-образной связи; а) увеличение к.п.д., б) уменьшение потерь с выходной скоростью

1 — прирост к.п.д. с полной потерей выходной скорости, 2 — прирост к.п.д. с полным использованием выходной скорости

Установка Z-образной связи привела к ликвидации раскрутки периферийных сечений: замеренные газодинамическими приборами углы в узком сечении канала β_{2g} в периферийной части лопаток практически полностью совпадают со значением углов, полученных в результате замера узких сечений (рис. 7).

Указанное изменение в геометрии работающего рабочего колеса последней ступени привело к перераспределению расхода по высоте, выравниванию полей скоростей и давлений и как следствие к повышению экономичности последней ступени.

Суммарные данные характеризующие эффект установки Z-образной связи приведены на рис. 8.

При полной потере кинетической энергии выходной скорости к.п.д. ступени на расчётном режиме ($Gv_2 = 1,0$) увеличился на $\sim 3\%$. Особенно заметен рост экономичности последней ступени на режимах частичной нагрузки.

Проведённый анализ причин повышения экономичности последней ступени при постановке Z-образной связи указывает, что за счёт выравнивания полей скоростей и давлений существенно уменьшилась величина потери с выходной скоростью (рис. 8б), а также улучшились условия обтекания лопаточных аппаратов рабочего колеса и направляющего аппарата, что привело к росту лопаточного к.п.д. (кривая 2 на рис. 8а) и в особенности на режимах частичной нагрузки.

При отработке конструктивных элементов проточной части низкого давления большое значение придавалось отработке форм периферийных меридиональных обводов. Эта отработка проводилась последовательно на кольцевых моделях на-

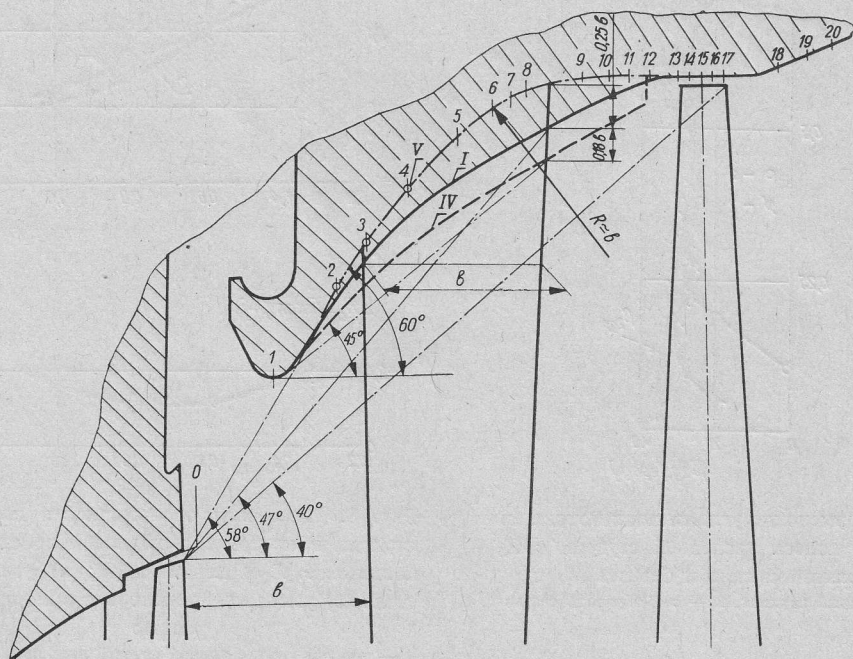


Рис. 9. Формы меридионального обвода в направляющем аппарате последней ступени

правляющего аппарата, экспериментальных воздушных турбинах с заключительной стадией эксперимента на паровой многоступенчатой турбине.

На рис. 9 представлены формы периферийных меридиональных обводов исходного варианта и рекомендованного для проведения модернизации, причем последний был разработан на основании экспериментов на воздушных турбинах с учётом структуры потока на входе в направляющий аппарат.

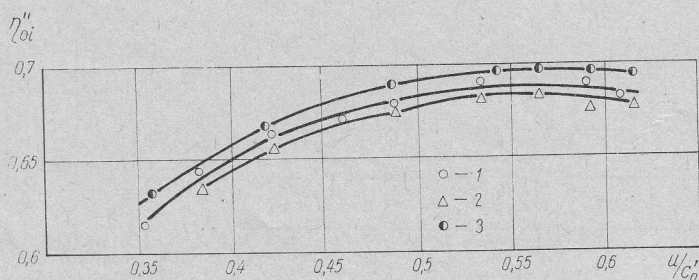


Рис. 10. Экономичность последней ступени при различном исполнении наружного меридиального обвода

1 — вариант I, 2 — вариант IV, 3 — вариант V

Данные рис. 10 свидетельствуют о том, что за счёт ликвидации отрывных явлений на входе в направляющий аппарат последней ступени, уменьшения концевых потерь в направляющем аппарате, улучшения обтекания периферийных сечений направляющего аппарата и рабочего колеса удалось увеличить экономичность последней ступени на $\sim 2\%$.

При работе на влажном паре в ступени появляются дополнительные потери энергии, которые обусловлены появлением жидкой фазы в потоке и её течением через ступень. Эти потери до последнего времени определялись по известной формуле

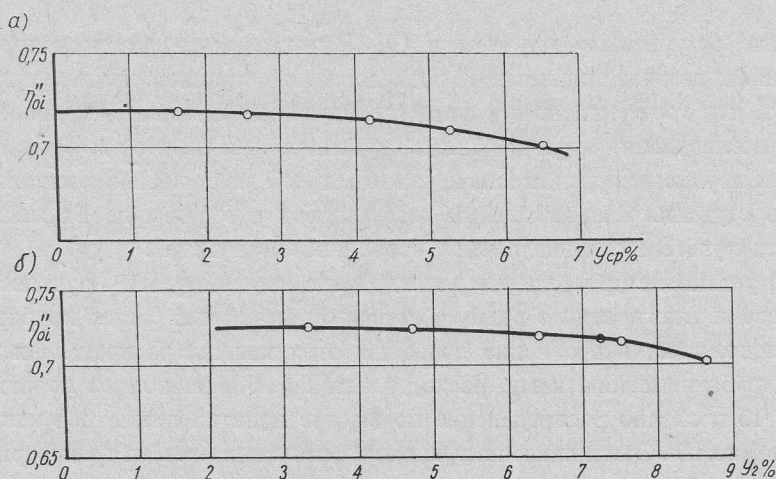


Рис. 11. Зависимость к.п.д. последней ступени от степени влажности: а) от средней влажности в ступени, б) от конечной влажности за ступенью

Баумана: $\Delta h = ay$, причем значение коэффициента a без должных оснований принималось равным 1 и для ступеней с длинными лопатками.

На рисунках 11 и 12 показаны обобщенные результаты испытаний последней ступени при работе её на влажном паре, причём степень влажности за ступенью изменялась в диапазоне от 0 до 9%.

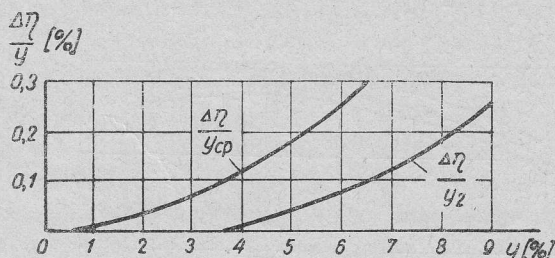


Рис. 12. Зависимость изменения градиента к.п.д. $\Delta \eta/y$ от влажности

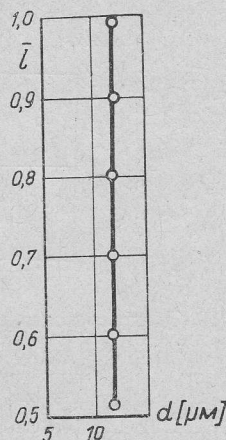


Рис. 13. Распределение диаметров крупных капель на высоте лопатки

Как видно из приведённых графиков, влияние влажности на к.п.д. ступени неодинаково для разных влажностей. В области малой влажности за ступенью ($y_2 < 0,04$) к.п.д. ступени практически не отличается от значений на сухом паре. При дальнейшем увеличении влажности происходит монотонное снижение к.п.д. ступени. Следует отметить, что для исследованной ступени снижение экономичности ступени на 1% влажности в исследованном диапазоне влажности (y_2 до 9%) не превышает 0,3%, при этом наибольшее снижение наблюдается при максимально достигнутой влажности.

Подобные результаты получены в СССР также в других исследовательских лабораториях и на ряде отличных от исследованной ступеней. Полученные данные показывают, что коэффициент a в формуле Баумана оказывается меньше 1. Более подробные исследования жидкой фазы в ступени показали, что это вызвано малым количеством крупнодисперсной влаги, оказывающей максимальное влияние на экономичность ступени. Следовательно, коэффициент a в формуле Баумана должен приниматься с учётом индивидуальных особенностей ступеней.

На этой установке проводилось исследование жидкой фазы. Изучалось распределение степени влажности по радиусу ступени, дисперсный состав крупных капель за рабочим колесом, направление движения этих капель, распределение крупных капель над рабочими лопатками, расход влаги по направляющим лопаткам и др.

На рис. 13 показано распределение по высоте лопатки диаметров капель крупнодисперсной влаги. Эти данные получены на основании расчёта траекторий капель, сброшенных с рабочего колеса.

Так как скорость течения пленки по поверхности лопаток незначительна (она по меньшей мере на два порядка меньше скорости вращения рабочего колеса), то в мо-

мент срыва капли имеют абсолютную скорость, примерно равную окружной вместе срыва с рабочих лопаток. Эта скорость направлена по вращению рабочего колеса, в то время как паровой поток движется примерно в осевом направлении, т.е. их направление движения не совпадает с паровым потоком. При дальнейшем движении капли тормозятся потоком в окружном и разгоняются в осевом направлении. Треугольники скоростей для этого случая показаны на рис. 14. Впоследствии эти капли

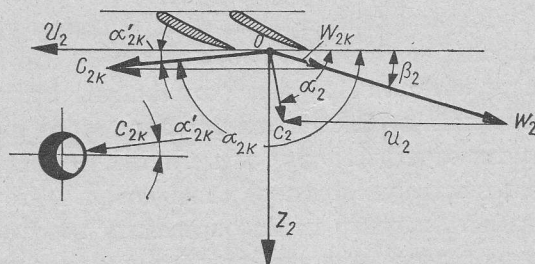


Рис. 14. Треугольники скоростей для пара и капель

примут направление движения парового потока, при этом наибольшее изменение направления происходит в первый момент после их срыва. Траектории сорвавшихся капель на этом участке можно определить расчётным путём. Путь капель, сорвавшихся с одного и того же радиуса рабочего колеса, зависит от их диаметра, при этом более крупные капли разворачиваются потоком медленнее, чем мелкие. Следовательно, направление движения капель на определенном расстоянии от выходных кромок лопаток определяется их диаметром. Это явление использовано для определения диаметра капель. Для этого измеряется направление движения капель в каком-нибудь сечении на участке рассогласования и сравнивается с расчетным. Последнее можно получить из уравнения движения капель.

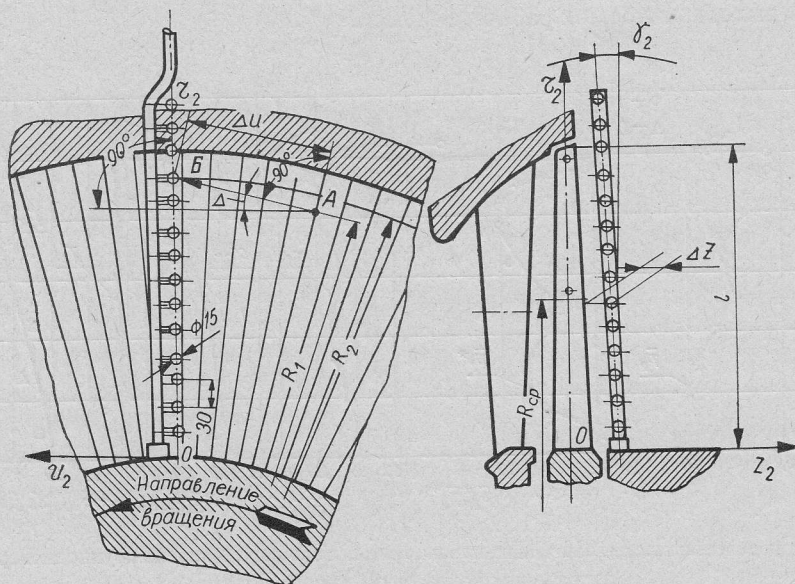


Рис. 15. Установка шаровой гребенки за рабочими лопатками

Для измерения направления движения использованы металлические шары, покрытые краской. Исследования в турбине показали, что крупные капли, срывающиеся с рабочих лопаток, обладают такой кинетической энергией, которой достаточно для смыва краски с шаров. В результате этого на шаре остается размытое пятно, по которому можно определить направление движения крупных капель. Мелкие капли, которые несутся с паровым потоком, не обладают такой энергией, поэтому от их воздействия следа на шаре не остается.

Для измерения направления движения крупнодисперсной влаги использовалась шаровая гребенка (рис. 15) с шагом 30 мм. Исследования показали, что на верхнем шаре, который был удален от вершины лопатки по радиусу на 45 мм, краска целиком сохранялась. Следовательно влага этого шара не достигала. Следующие 4 шара имели отчетливые размытые пятна. На пятом шаре пятно от капель не резко, но центр пятна удается определить довольно точно. На следующем шаре краска слегка размыта и центр пятна определить невозможно. На остальных шарах, которые расположены на нижней половине лопатки, краска осталась неповрежденной. Следует отметить, что шары с пятнами, которые были в потоке пара, имеют матовую поверхность, в то время как верхний шар, который не был в потоке, имеет блестящую поверхность. Исследования на различных режимах показали, что описанная картина повторяется на всех режимах, но число шаров с отчетливым пятном меняется — оно уменьшается с уменьшением числа оборотов ротора, скорости пара и степени влажности.

На рис. 16 показаны результаты измерений. Видно, что в нижней половине лопатки крупнодисперсной влаги практически нет. В верхней половине капли движутся под углом $\alpha_{2k}=150^\circ$ и $\gamma_{2k}=20^\circ$, при этом рассогласование паровой фазы по углу α_2 достигает 50° , по углу γ_2 до 30° .

Следует отметить, что рассогласование по углу γ_2 увеличивается по мере удаления капель от выходных кромок рабочего колеса.

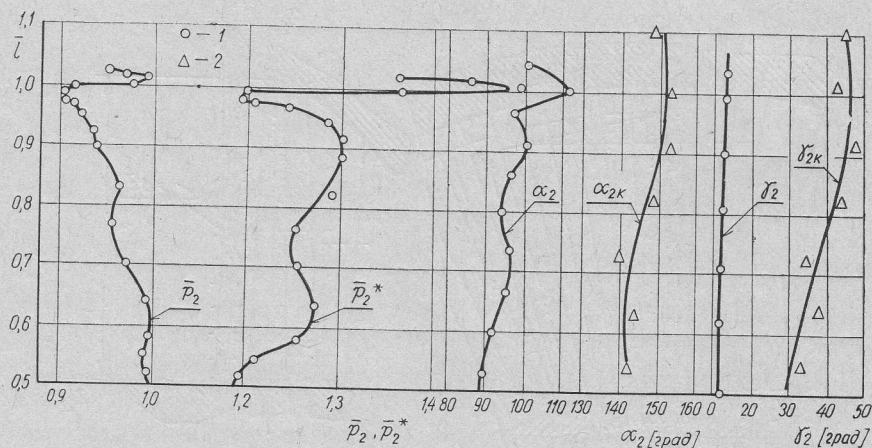


Рис. 16. Распределение газодинамических параметров потока пара и капель крупнодисперсной влаги за рабочим колесом по высоте лопатки

1 — паровая среда, 2 — капли

При уменьшении частоты вращения с 8800 до 4100 об/мин угол выхода каплей α_{2k} уменьшается до 130° , γ_{2k} также уменьшается до $\sim 20^\circ$ (рис. 17). Рассогласование в направлениях движения каплей и пара по углу α_2 при этом увеличивается и достигает 90° , по углу γ_2 уменьшается до 10° .

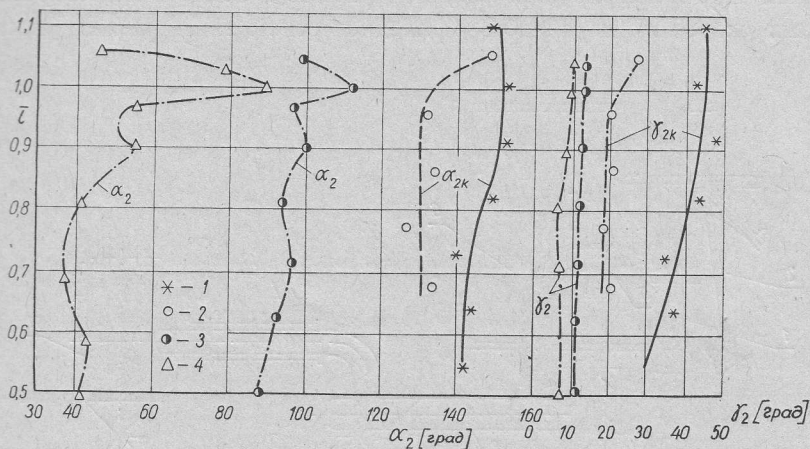


Рис. 17. Распределение углов выхода крупных капель с рабочих лопаток по высоте лопатки в зависимости от частоты вращения ротора

1— $n=8500$ об/мин } капли 3— $n=8500$ об/мин } пар
2— $n=4100$ об/мин } 4— $n=4100$ об/мин }

Для измерения влажности за рабочим колесом в ЦКТИ применялись различного типа приборы, основанные на отборе представительной пробы из потока. При этом влажность пара измерялась калориметрическим способом или с помощью сепараторов.

Эксперименты показали, что при значительной влажности ($y > 5\%$) калориметрический прибор дает заниженные показания, что вызвано неполным испарением влаги в нагревательном элементе. Увеличение подвода нагревательным элементом тепла для полного испарения пленки оказывается нежелательным, т.к. это приводит к значительному перегреву пара на выходе из калориметра, а это сопровождается большими трудно учитываемыми потерями тепла.

При использовании для замера влажности сепаратора, в котором отделяется жидкая фаза из потока, лучшие результаты получаются при замерах в потоке с влажностью свыше 3% . При меньших влажностях, вследствие малого расхода влаги, наблюдается большая инерционность прибора, поэтому для получения информации о локальном распределении влажности по высоте лопатки требуется значительное время.

Для расширения диапазона измерения влажности и уменьшения инерционности прибора в представленных исследованиях применялся комбинированный прибор, в который входили последовательно по ходу пара пленочный сепаратор и калориметр. Принципиальная схема прибора показана на рис. 18. Потокотприемник 4 может передвигаться по высоте лопатки и ориентироваться в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях. Для этого он имеет два аэродинамических угломера, установлен-

ных на приемной части потокоприёмника, с помощью которых прибор устанавливается на потоку пара.

Для определения расхода крупнодисперсной влаги в потокоприёмнике установлено специальное устройство для улавливания крупнодисперсной влаги. Оставшаяся в потоке влага сепарируется большей частью в пленочном сепараторе. При повышенных скоростях пара часть мелкодисперсной влаги может уноситься из

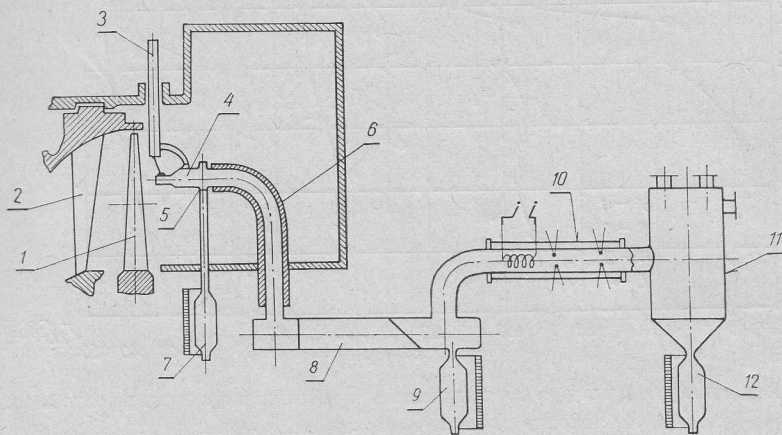


Рис. 18. Схема измерения локальной степени влажности пара за рабочим колесом в турбине
1 — рабочее колесо, 2 — диафрагма, 3 — траверса, 4 — потокоприёмник, 5 — отсекающий элемент пленки в потокоприёмнике, 6 — гибкий шланг, 7 — ловушка для измерения расхода крупнодисперсной влаги, 8 — пленочный сепаратор, 9 — ловушка для измерения расхода мелкодисперсной влаги, 10 — электрокалориметр, 11 — паровой бак, 12 — ловушка для измерения расхода пара

сепаратора, поэтому электрокалориметр установлен за сепаратором, где влажность пара достигает небольшой величины. Конструкция электрокалориметра показана на рис. 19. Нагревательный элемент выполнен в виде спирали 1, намотанной на внутреннюю кварцевую трубку 2, в которой также проходит электроспираль. Она выполнена из нихромовой проволоки диаметром 0,35 мм, длиной около 5 м. Электроспираль, с помощью которой производится подвод тепла к пару, расположена внутри наружной кварцевой трубки 3, не касаясь ее стенок. Между стенкой и спиралью образован зазор. В свою очередь кварцевая трубка 3 вставлена в корпус также со значительным зазором. Такое исполнение снижает тепловые потери в приборе, т.к. нет соприкосновения нагревательного элемента с корпусом прибора. Температура пара измеряется хромель-копелевыми термопарами, причем на входе

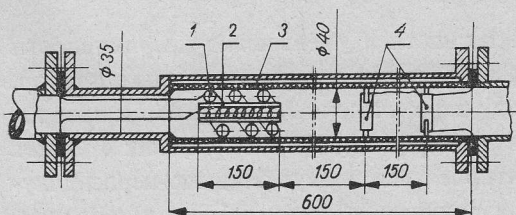


Рис. 19. Электрокалориметр
1 — нагревательный элемент, 2 — внутренняя кварцевая трубка, 3 — наружная кварцевая трубка, 4 — коллекторы термопар

в калориметр установлено 2 термопары, поскольку температура пара здесь равномерна по сечению. На выходе из калориметра, как показали исследования, температура по сечению распределена неравномерно, поэтому для более точного определения средней температуры за нагревательным элементом установлено два коллектора по 10 термопар в каждом.

Измерение расходов мелкой и крупнодисперсной влаги, а также конденсата производилось тарированными мерными ловушками.

Расход мелкодисперсной влаги, уносимой из пленочного сепаратора, определялся из выражения:

$$G = \frac{1}{r} [Q - G_n c_p (t_2 - t_s) - \Delta Q].$$

Здесь Q — обозначает количество подведенного электроспиралью тепла, c_p — удельная теплоемкость пара, r — теплота парообразования, t_s — температура насыщения пара, t_2 — температура пара за нагревательным элементом, ΔQ — тепловые потери.

Для покрытия потерь давления по трактам прибора в потокоприёмнике использован ступенчатый диффузор с оптимальным углом раскрытия. Благодаря диффузору часть скоростной энергии струи превращается в давление, а также затрачивается на подсушку пара, вследствие чего измеряемая прибором влажность будет отличаться от влажности на входе в прибор. В этом случае степень сухости на входе в прибор при известной влажности на выходе из него можно определить по формуле:

$$x_1 = x_2 \frac{r_2}{r_1} + \frac{i'_2 - i'_1}{r_1} + \frac{1}{2r_1} (c_2^2 - c_1^2),$$

x_1 — степень сухости пара по данным прибора, c — скорость пара, i' — теплосодержание жидкой фазы.

Величины, входящие в эту формулу со значком 1, соответствуют условиям на входе в потокоприёмник, со значком 2 — на выходе из калориметра.

Это уравнение получено из условия сохранения теплосодержания на пути движения пробы.

Исследования проводились на паровой турбине с естественной подготовкой влажного пара. На исследованном режиме угол выхода пара на основной части лопатки был осевым. Измерения проводились на расстоянии 20 мм за рабочими лопатками.

Первоначально для измерения использовался цилиндрический потокоприёмник с диаметром приемного отверстия 15 мм. Но оказалось, что таким потокоприёмником трудно производить точные измерения в местах резкого изменения параметров потока из-за значительных его размеров по радиусу ступени. Поэтому в данных исследованиях применялся прямоугольный потокоприёмник с размерами приемной части 8 × 25 мм. Меньший размер его устанавливался по радиусу ступени.

Первые исследования, которые производились с металлическим потокоприёмником, показали, что при отборе пробы без отсоса пара под действием разности давлений внутри и вне его, за счет большого коэффициента теплопроводности металла

возникает интенсивный теплообмен через стенки. Это приводит к конденсации пара в потокоприёмнике, вследствие чего значительно увеличивается количество влаги, отбираемой им.

Поэтому в дальнейшем для исключения теплообмена потокоприёмник выполнялся из органического стекла.

Исследования показали, что в таком комбинированном сепарационно-калориметрическом приборе перегрев пара в нагревательном элементе достаточен в 15° ; чтобы полностью испарить всю влагу, попадающую в калориметр из сепаратора. Такой незначительный перегрев, а также тщательная теплоизоляция корпуса и соответствующее выполнение нагревательного элемента позволили получить весьма малые тепловые потери. Тарировка калориметра производилась при подаче в него слегка перегретого пара. Величина потерь определялась из уравнения теплового баланса:

$$\Delta Q = Q - Gc_p(t_2 - t_1).$$

Тепловые потери в примененном калориметре оказались зависящими от температуры за нагревательным элементом и при перегреве на 15° они не превышают 10% подводимого электроспиралью тепла.

Впоследствии, при измерениях в турбине, выяснилось, что на номинальном режиме калориметром замеряется степень влажности около 1,5% абс., а основная часть сепараторами, причем с уменьшением скорости отбора роль калориметра уменьшается.

Результаты измерений показаны на рис. 20.

Из этого рисунка видно, что степень влажности распределена на высоте лопатки неравномерно. В корневой зоне до $\bar{l} \approx 0,25$ из-за отсутствия расхода пара влажность измерить не удалось. К периферии влажность растет и в районе радиального зазора достигает 15%. Это указывает на значительное радиальное перемещение влаги к периферии.

Различие между диаграммой и средне-расходной измеренной степенью влажности составило 5,4% относительных, при этом измеренная степень влажности оказалась больше.

Одним из способов удаления влаги из проточной части турбин при работе их на влажном паре является использование сепарационного эффекта рабочего колеса. С этой целью за рабочим колесом на периферии устанавливаются различного вида ловушки, причем влагоулавливающая щель располагается, как правило, непосредственно за выходными кромками рабочих лопаток.

В то же время, как показали исследования, проведенные на модельных и натуральных ступенях, эффективность таких устройств пока что очень низка.

Поэтому для оптимального расположения влагоудаляющей щели необходимо знать распределение влаги, отбрасываемой рабочими лопатками, по оси турбины.

На рис. 21 приведены результаты эксперимента по определению распределения крупнодисперсной влаги по оси турбины на периферии рабочих лопаток. Эти исследования получены путем установки специальных ловушек над рабочими лопатками исследованной выше ступени на номинальном режиме ее работы.

Полученные данные показывают, что основное количество пленочной влаги выходит в средней части рабочих лопаток. Следовательно, пленочная влага стекает с периферийной части лопатки на длине не свыше $0,2\bar{l}$.

При уменьшении частоты вращения ротора с 9000 до 4500 об/мин. расход влаги по оси рабочих лопаток уменьшается в два раза, в то время как на остальной части этот расход увеличивается незначительно. Это может быть следствием уменьшения отскока капель при ударе о рабочую лопатку из-за уменьшения окружной скорости лопаток.

Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что влагоулавливающую щель, которая предназначена для улавливания крупнодисперсной влаги, сбрасываемой с рабочих лопаток, необходимо располагать на периферии посредине ширины рабочих лопаток.

Коэффициент влагосбрасывания $\bar{q}$, который показывает количество отброшенной рабочим колесом влаги к имеющейся перед рабочим колесом, уменьшается с увеличением частоты вращения ротора и на номинальных оборотах $n=9000$ об/мин. в пределах полуторной ширины рабочих лопаток не превышает 1%.

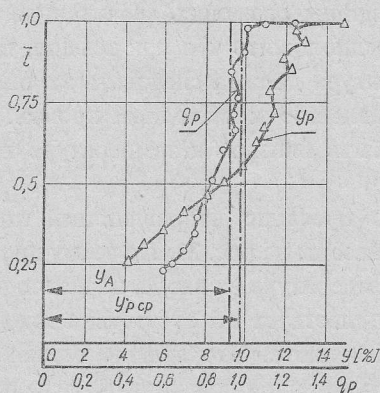


Рис. 20. Распределение степени влажности и расхода пара по высоте лопатки

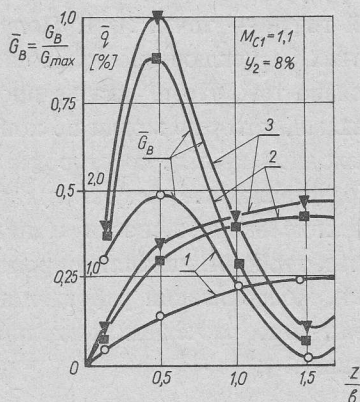
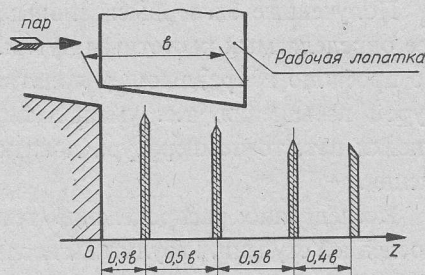


Рис. 21. Распределение крупнодисперсной влаги за рабочими лопатками последней ступени

Проводилось определение количества влаги, текущей в виде пленки по направляющим лопаткам последней ступени. Для этой цели на выходных кромках устанавливались специальные ловушки с щелью (рис. 22). Влагоулавливающая щель была только с одной стороны и максимально приближена к выходной кромке. Это позволяло улавливать влагу, текущую на одной из сторон профиля. Площадь влагоотводящего канала в этой ловушке была несколько больше площади влагоулавлива-

ющей щели. Это позволяло производить исследования с равномерным отсосом пара по высоте щели.

Было получено, что по спинке течет не более 0,8% от проходящей через лопатки влаги, а по вогнутой части не более 2%.

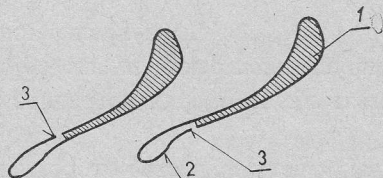


Рис. 22. Расположение влагоулавливающих ловушек 2 с влагоулавливающей щелью 3 на направляющих лопатках 1

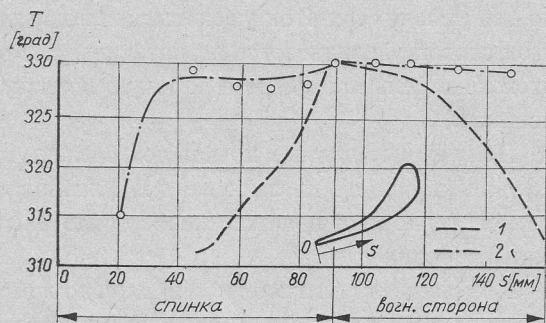


Рис. 23. Распределение температуры по профилю лопатки

1 — расчетная, 2 — экспериментальная

Полученные экспериментальным путём величины оказались значительно больше определяемых расчетным путем. Можно предположить что при течении пленки по профилю направляющей лопатки ее температура должна следовать за температурой насыщения, т.е. уменьшаться по направлению к выходной кромке. Если пленки нет, то температура лопатки должна быть близкой к температуре торможения.

Исследовано распределение температур по профилю направляющей лопатки последней ступени. Результаты исследования показаны на рис. 23. По всему профилю температура стенок лопатки близка к полной температуре на входе, за исключением одной точки — точки № 1. Полученное свидетельствует об отсутствии пленки на лопатках за исключением выходной кромки на спинке. Это явление может быть объяснено тем, что пленка на профиле является не сплошной, а течет отдельными струйками, которые могли не попадать на термопары, за исключением термопары на выходной кромке со стороны спинки.

Представленные результаты аэродинамических исследований направлены на повышение экономичности и надежности лопаточного аппарата ЦНД мощных паровых турбин и находят широкое применение при создании новых типов паровых турбин, модернизации работающего оборудования, а также при разработке более совершенных расчётных методов расчета проточной части цилиндров низкого давления.

Badania aerodynamiczne części niskociśnieniowych turbin

Streszczenie

W referacie przedstawiono przegląd rezultatów badań wykonanych ostatnio w CKTI (głównie eksperymentalnych) dotyczących ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej. Badania przeprowadzono na modelach części niskoprężnej, wykonanych w skali 1 : 3. Charakterystykę badanego stopnia przedstawia rys. 1.

Prezentowane wyniki prac dotyczą wpływu niektórych parametrów konstrukcyjnych na sprawność stopnia i strukturę przepływu.

Przebadano wpływ kształtu dyfuzora wylotowego (rys. 3) na sprawność stopnia, która przy odpowiednio ukształtowanym dyfuzorze może wzrosnąć o 3 %, w porównaniu z rozwiązaniem bez dyfuzora (rys. 4). Wstawienie dodatkowych łopatek w palisadzie kierowniczej (rys. 3) może poprawić sprawność o dalsze 2 %.

Wykonano obliczenia kąta rozkręcania się łopatek wirnikowych i porównano je z wynikami eksperymentu stwierdzając, że dominującą rolę odgrywają tu siły odśrodkowe. Stosunkowo duże wartości tych kątów (około 9°) powodują zmianę natężenia przepływu i pola prędkości wzdłuż łopatek, a w konsekwencji spadek sprawności. Dla przeciwdziałania temu, zaproponowano wiązanie łopatek u wierzchołków (rys. 6). Wpływ tego rozwiązania na geometrię strumienia u wylotu ze stopnia oraz na sprawność (wzrost około 3 %) podano na rys. 7 i 8.

Przeprowadzono optymalizację kształtu ograniczenia zewnętrznego części przepływowej ostatniego stopnia ze względu na jego sprawność (rys. 9 i 10).

Przebadano wpływ zawilgocenia za ostatnim stopniem na sprawność (rys. 11 i 12). Stwierdzono, że wzrostowi zawilgocenia o 1 % odpowiada spadek sprawności o około 0,3 %.

Wykonano badania struktury fazy ciekłej w ostatnim stopniu. W szczególności określono:

- średnie wymiary kropeł wtórnych — rys. 13,
- parametry i geometrię przepływu — rys. 16 i 17,
- rozkład zawilgocenia wzdłuż łopatki — rys. 20,
- transport kropeł wtórnych na zewnętrzne powierzchnie ograniczające część przepływową — rys. 21,
- rozkład temperatury na profilu łopatki kierowniczej — rys. 23.

Na rysunkach 15, 18, 19, 21 i 22 zilustrowano schematycznie metodykę pomiarową używaną w badaniach struktury ciekłej.

Aerodynamic Investigations of L.P. Turbine Sections

Summary

The results of investigations (mainly experimental) of the condensing turbine final stage, carried out recently at CKTI, have been reviewed in the paper. Models of the L.P. part made in the scale 1 : 3 were used. The characteristic of the investigated stage has been shown in Fig. 1.

The results reported concern the influence of some constructional parameters on the stage efficiency and the flow pattern.

The influence of the outlet diffuser form (Fig. 3) on the stage efficiency was examined. It was established that this efficiency can be increased by 3 percent as compared to the design without a diffuser (Fig. 4), if appropriately formed diffuser was used. Additional guiding vanes in the cascade (Fig. 3) can further increase the efficiency by 2 percent.

The angle of untwisting of the rotor blades was calculated and compared with the experiment. It was shown that centrifugal forces have the major influence on this effect. Relatively high values of the mentioned angles (about 9°) cause changes of the flow rate and flow pattern along the blades and a subsequent efficiency drop. Shrouding of the rotor blading at tips (Fig. 6) was proposed as a preventive measure. Its influence upon the flow pattern at the outlet of the stage and upon the efficiency (about 3 percent increase) has been shown in Figs. 7 and 8.

The form of the outer contour of the final stage flow part was optimized from the view-point of the stage efficiency (Figs. 9 and 10).

The influence of the moisture at the final stage outlet on the efficiency was examined (Figs. 11 and 12). It was shown that about 0.3 percent efficiency drop is caused by about 1 percent increase of the moisture.

Investigations of the liquid phase structure in the final stage were carried out, giving as a result:

- average dimensions of secondary droplets — Fig. 13,
- flow parameters and flow pattern — Figs. 16 and 17,
- moisture distribution along a blade — Fig. 20,
- secondary droplet transportation to the outer surfaces of the flow part — Fig. 21,
- temperature distribution over the guide vane profile — Fig. 23.

Diagrammatic presentation of the measurement methods used in investigations of the liquid phase structure has been made in Figs. 15, 18, 19, 21 and 22.