

УДК 536. 24: 621. 039.584

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛЬНОГО ОТСЕКА ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ К-320-240 АО «ТУРБОАТОМ»

^{1,2} С. В. Алехина, д-р техн. наукalyokhina@ipmach.kharkov.ua

ORCID: 0000-0002-2967-0150

³ М. Г. Ищенко

ORCID: 0000-0003-2251-5104

³ Л. А. Сластен

ORCID: 0000-0002-9268-8134

³ Р. Б. Шерфединов

ORCID: 0000-0002-5947-7802

¹ Институт проблем машиностроения
им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
61046, Украина, г. Харьков, ул. Пожарского, 2/10² Харьковский национальный университет
имени В. Н. Каразина,
61000, Украина, г. Харьков, площадь Свободы, 4³ Акционерное общество «Турбоатом»,
61037, Украина, г. Харьков, пр. Московский, 199

Снижение коэффициента полезного действия (КПД) последних ступеней мощных паровых турбин, а также их надежности вследствие увеличения возмущающих сил, действующих на лопатки, является актуальным предметом исследования, который требует всестороннего анализа газодинамических процессов в этих частях турбин. Для определения интегральных и газодинамических характеристик последних ступеней цилиндра низкого давления (ЦНД) турбины К-320-240 при переменных режимах работы и разработки рекомендаций по их дальнейшему совершенствованию на газодинамическом стенде 0102 АО «Турбоатом» были проведены экспериментальные исследования модельной проточной части отсека цилиндра. В результате установлено, что закрытие щели влагодудаления повышает КПД последней ступени ЦНД на 2–7% в интервале изменения объемного расхода от 900 до 2900 м³/с. При номинальном режиме работы КПД двух предпоследних ступеней ЦНД составляет 0,786. При существенном изменении объемного расхода за последней ступенью в указанных ранее пределах КПД отсека меняется меньше чем на 0,9%. В результате проведенных экспериментальных исследований была определена возможность повышения экономичности проточной части ЦНД турбины К-320-23,5-4. Результаты проведенных исследований использованы при модернизации турбин типа К-320-240, что позволило повысить КПД отсеков трех последних ступеней ЦНД на 1,3%, из которых 0,9% – за счет модернизации 3-й ступени и 0,4% – за счет уплотнения радиального зазора 4-й ступени, и использовать результаты исследования для совершенствования ЦНД турбины К-325,23,5.

Ключевые слова: объемный расход пара, цилиндр низкого давления, паровая турбина, коэффициент полезного действия.

Введение

Последние ступени ЦНД мощных паровых турбин, в отличие от других ступеней, обладают рядом существенных особенностей, проявляющихся как на номинальном, так и на переменных режимах работы турбины [1].

На номинальном режиме последним ступеням свойственны большие тепловые перепады, что обуславливает резкое раскрытие меридионального обвода ступени. Это обстоятельство приводит к обтеканию профилей по «косым» поверхностям в слое переменной толщины, к возможности возникновения диффузорного течения в периферийной зоне сопловых каналов, т.е. к существенному увеличению потерь в сопловом аппарате турбины. Увеличение угла раскрытия наружного обвода приводит к повышению потерь не только в периферийных областях, но и у корня ступени. Рост углов раскрытия проточной части и чисел M_{c1} связан со значительным увеличением градиента степени реактивности по сравнению со ступенями, в которых течение дозвуковое и поверхности тока близки к цилиндрическим. Если этот фактор не учитывается, то в ступенях с малым втулочным отношением наблюдается значительная отрицательная степень реактивности в прикорневой зоне. Результатом диффузорности течения в каналах рабочих лопаток в этой зоне является уменьшение КПД, усугубляющееся потерей устойчивости и отрывом потока в ряде случаев даже на номинальном режиме. При уменьшении относительного объемного расхода на выходе из рабочего колеса \overline{Gv}_2 происходит дальнейшее

снижение корневой степени реактивности, сопровождающееся подъемом линий тока к выходу из рабочего колеса, что вызывает нерасчетное «косое» обтекание профилей, уменьшение пропускной способности корневых зон рабочего колеса и, в конечном итоге, увеличение потерь с выходной скоростью и отрыв потока от втулки [2].

Увеличение потерь энергии на периферии и особенно отрыв потока от втулки при частичных режимах является причиной не только ухудшения КПД, но и увеличения возмущающих сил, действующих на лопатки, а следовательно, снижения их надежности [3].

Анализ результатов расчетных и экспериментальных исследований известных публикаций позволил выработать конструктивные рекомендации, совокупность которых устраняет ряд недостатков, присущих последним ступеням, и повышает их экономичность и надежность в широком диапазоне нагрузок (при изменении относительного объемного расхода пара за последней ступенью от 1 до 0,5). Это позволило спроектировать натурные турбинные ступени с малым отношением $D/l=2,43; 2,87; 4,5$ и устанавливать их в ЦНД турбин большой мощности, выпускаемых ОАО «Турбоатом» [4].

Постановка задачи и метод решения

Для определения интегральных и газодинамических характеристик последних ступеней ЦНД турбины К-320-240 при переменных режимах работы и разработки рекомендаций по их дальнейшему совершенствованию на газодинамическом стенде 0102 АО «Турбоатом» были проведены экспериментальные исследования модельной проточной части отсека, состоящего из 3, 4 и 5-й ступеней ЦНД с длиной рабочей лопатки последней ступени $l=1030$ мм ($D/l=2,46$), установленного в корпусе экспериментальной паровой турбины с разрезным валом. Все размеры проточной части соответствуют натурным с учетом принятого масштаба моделирования 1:3, за исключением толщин выходных кромок рабочих и сопловых лопаток. Стенд экспериментальной паровой турбины 0102 предназначен для исследования и отработки отсеков ступеней ЦНД, работающих в перегретом и влажном паре.

Программой исследований предусматривалось определение интегральных характеристик трехступенчатого отсека, отсеков двух предпоследних ступеней и отдельно последней ступени в широком диапазоне изменения Gv_2 , охватывающем все основные режимы работы турбин К-320-240-4, К-310-240-3, К-750-65/3000.

Результаты исследований

В качестве номинального был принят режим работы турбины К-320-240-4 с объемным расходом пара через последнюю ступень турбины 1977 м³/с.

Значения Gv_2 варьировались как за счет изменения массового расхода пара, так и (или) за счет удельного объема путем изменения начального давления перед ЦНД и конечного давления за отсеком. Величина Gv_2 определялась по полному расходу пара G через ступень, включая протечку в щель влагоудаления перед рабочим колесом.

На рис. 1 приведены данные по эффективности работы последней ступени ЦНД. Кривая 1 соответствует штатному варианту проточной части со щелью влагоудаления перед рабочей лопаткой (щель перед рабочей лопаткой последней ступени открыта). Максимальной экономичности $\eta_{oi} = 0,693$ в этом варианте ступень достигает при объемном расходе $Gv_2 = 1750$ м³/с.

Из рис. 1 видно, что данная ступень в этом варианте имеет КПД, близкий к максимальному, при значениях объемного расхода Gv_2 от 1500 до 1900 м³/с. При перегрузке по

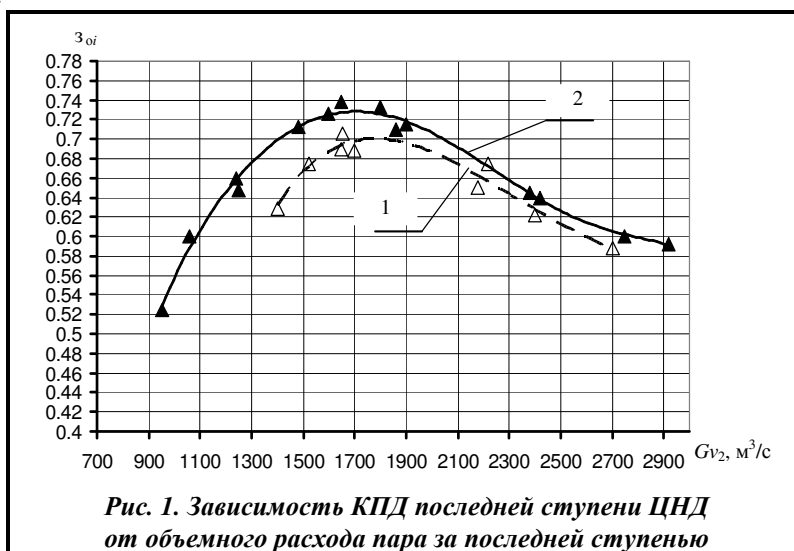


Рис. 1. Зависимость КПД последней ступени ЦНД от объемного расхода пара за последней ступенью

объемному расходу примерно в 1,5 раза ($G_{v2}=2500 \text{ м}^3/\text{с}$) из-за увеличения потерь с выходной скоростью КПД ступени снижается до ~0,61.

Кривая 2 соответствует варианту проточной части без щели влагоудаления перед рабочими лопатками (щель закрыта). Организация щели влагоудаления является эффективным способом предотвращения эрозии рабочих лопаток, однако при этом расход пароводяной смеси, поступающей из проточной части в щель влагоудаления, значителен. Так, для модельной последней ступени величина утечки, найденная расчетным путем, составляет 8–10% от расхода пара через ступень, что должно привести к существенному снижению КПД ступени и, следовательно, экономичности всего ЦНД.

Как видно из сопоставления кривых 1 и 2, закрытие щели влагоудаления повышает КПД последней ступени на 2–7% в приведенном интервале изменения объемного расхода при максимальном КПД штатной ступени $\eta_{oi}=0,7$.

Данные по экономичности отсека двух предпоследних ступеней приведены на рис. 2.

Как видно из рисунка, на номинальном режиме работы ($G_{v2}=1977 \text{ м}^3/\text{с}$) КПД двух предпоследних ступеней $\eta_{oi}=0,786$. При существенном изменении объемного расхода за последней ступенью от $G_{v2}=900$ до $G_{v2}=2900 \text{ м}^3/\text{с}$ КПД отсека меняется меньше чем на 0,9%.

На рис. 3 представлены данные по экономичности отсеков трех последних ступеней ЦНД. Кривая 1 соответствует штатному варианту со щелью влагоудаления перед рабочей лопаткой последней ступени (щель открыта). При этом экономичность отсека в интервале изменения объемного расхода G_{v2} 1400–2700 $\text{м}^3/\text{с}$ составляет от $\eta_{oi}=0,746$ до $\eta_{oi}=0,695$. Максимальный КПД отсека $\eta_{oi}=0,755$ лежит в области режимов G_{v2} 1500–1800 $\text{м}^3/\text{с}$.

Закрытие щели влагоудаления приводит к повышению КПД η_{oi} отсека в рассмотренном интервале изменения объемного расхода на 1–2,5% в зависимости от нагрузки (см. рис. 3, кривая 2). При $G_{v2}=1900 \text{ м}^3/\text{с}$ КПД отсека $\eta_{oi}=0,77$.

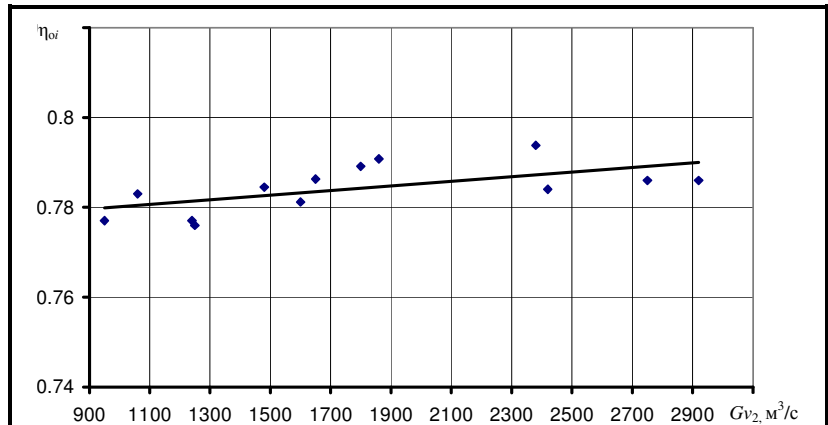


Рис. 2. Зависимость КПД отсека 3 и 4-й ступеней ЦНД от объемного расхода пара за последней ступенью

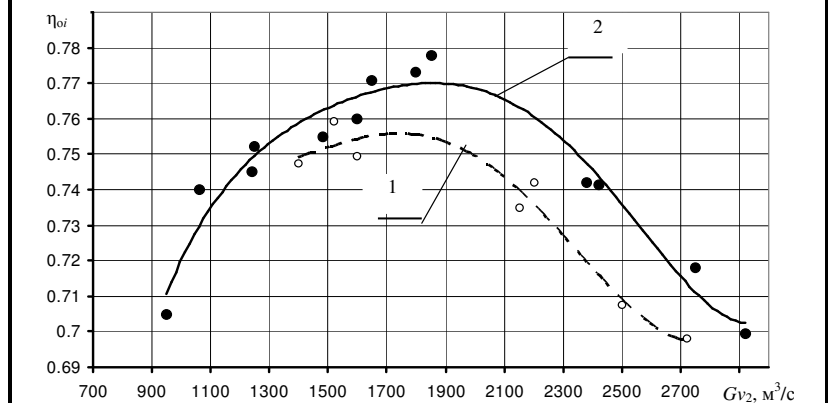


Рис. 3. Зависимость КПД отсеков трех последних ступеней ЦНД от объемного расхода пара за последней ступенью

С увеличением или уменьшением объемного расхода экономичность отсека уменьшается в основном за счет снижения экономичности последней ступени (см. рис. 1).

Для определения газодинамических характеристик трех последних ступеней ЦНД с длиной рабочей лопатки последней ступени $l=1030 \text{ мм}$ проведено траверсирование потока пятиканальными газодинамическими зондами на входе в третью ступень, за рабочими колесами 3, 4 и 5-й ступеней, которое показало, что при изменении давления и температуры по радиусу за рабочими лопатками третьей ступени, начиная с высоты $\bar{l}=0,2$, имеет место высокий радиальный градиент статического $p_{2ст}$ и полного давления p_2^* . На участке $\bar{l}=0-0,2$ величины $p_{2ст}$ и p_2^* практически постоянны. Рост статического давления у корня обусловлен наличием корневых протечек в межвенцовый зазор ступени.

Рост динамического напора к периферийной границе говорит о неравномерном распределении потерь с выходной скоростью. Падение полного давления p_2^* на высоте $\bar{l}=0,97-1,0$ является следствием образования обширной застойной области с увеличенным статическим давлением за утолщенным бандажом.

О наличии зон повышенных потерь в корне и на периферии ступени свидетельствует распределение по радиусу температуры торможения t^* . Ядро потока с минимальной температурой торможения t^* занимает высоту $\bar{l}=0,3-0,8$ рабочего колеса.

Эксперименты позволили выявить конструктивные недостатки и недостатки методики проектирования 3-й ступени, которые были учтены при конструировании ЦНД турбины К-325-23,5.

Режимы, на которых рассматривается работа 4-й ступени, характеризуются объемным расходом за последней ступенью. На всех режимах исследования ($\bar{G}_{v2}=0,836; 0,59; 0,43$) статическое давление $p_{2ст}$ практически постоянно по всей высоте ступени, за исключением области радиального зазора, где $p_{2ст}$ резко падает в связи с утечкой через радиальный зазор. При уменьшении нагрузки уровень статического давления за 4-й ступенью понижается, что связано со значительным падением располагаемого перепада на последней ступени и уменьшением начального давления.

Полное давление p_2^* на всех режимах постоянно по высоте, кроме зоны вблизи бандажной проволоки, где величина p_2^* уменьшается. В ступени имеют место повышенные потери от утечек через радиальный зазор. Так, в ядре струи утечки полное давление p_2^* увеличивается на 40–60% по сравнению с давлением в основном потоке за ступенью.

Результаты траверсирования за 5-й ступенью показали, что во всем диапазоне режимов испытаний ($\bar{G}_{v2}=1,08; 0,88; 0,622; 0,47$) статическое давление $p_{2ст}$ за ступенью на высоте лопатки $\bar{l}=0-0,65$ остается постоянным, несколько увеличиваясь к периферии. Это связано с нерасчетным обтеканием рабочих лопаток в связи с утечкой в щель влагоудаления, а также с наличием направляющего козырька над рабочими лопатками.

На режимах, близких к номинальному ($\bar{G}_{v2}=0,88-1,08$), полное давление p_2^* практически постоянно по всей высоте, за исключением области бандажной проволоки и области радиального зазора. При режиме работы $\bar{G}_{v2}=0,622$ наблюдается рост p_2^* к периферии, а на режиме $\bar{G}_{v2}=0,47$ положительный градиент полного давления имеет место уже по всей высоте. Характеристики потока из ступени близки к осевым на режиме $\bar{G}_{v2}=0,74$, что обусловлено закруткой рабочих лопаток при выбранном уровне и градиенте степени реактивности. На режимах более высоких нагрузок углы α_2 в нижней половине ступени уменьшаются и становятся $\alpha_2 < 90^\circ$.

Утечка пара в щель влагоудаления и вызванное этим уменьшение расхода пара через верхнюю половину ступени ($\bar{l}=0,7-1,0$) приводит к появлению неучтенных при проектировании потерь на рабочих лопатках в этой области и к росту углов α_2 .

При уменьшении нагрузки (режим $\bar{G}_{v2}=0,47$) повышается общий уровень углов α_2 (от 120 до 155°). В прикорневой зоне, которая в первую очередь реагирует на изменение нагрузки, углы α_2 приближаются к 180°.

В ступени имеет место существенно уменьшенный градиент степени реактивности. Число M_{w2} при больших \bar{G}_{v2} практически постоянно по высоте, что является благоприятным условием при проектировании рабочих лопаток. При уменьшении расхода пара радиальный градиент числа M_{w2} наблюдается только в прикорневой зоне из-за снижения степени реактивности.

Из анализа работы ступени на переменных режимах следует, что сочетание выбранной величины обратной закрутки направляющих лопаток $\Delta\alpha_1 = \alpha_{1п} - \alpha_{1к} = -8,6^\circ$ со специально принятыми мерами по прижатию потока к втулке на номинальном режиме нейтрализует зарождение прикорневого отрыва потока в ступень вплоть до режима $\bar{G}_{v2}=0,47$. О границе отрывного течения в ступени можно судить по изменению $p_2^*/p_{2ст}$. При приближении $p_2^*/p_{2ст}$ к единице начинают появляться признаки вентиляции прикорневых сечений.

Выполненный по методике [2] ориентировочный расчет режима перехода ступени на режим поглощения мощности показал, что для последних ступеней ЦНД турбин К-320-240 этот режим наступает при $\bar{G}_{v2}=0,29-0,32$. Таким образом, действительное распределение параметров за ступенью

показує, з одної сторони, відповідність газодинамічних характеристик ступені заложеному при проектуванні, з другої – суттєве впливання щели вологодalenня і козырька над робочими лопатками, що не учитувалося при проектуванні.

Висновки

Из вышележенногo следует, что исследуемую ступень целесообразно устанавливать в ЦНД турбин, работающих в условиях повышенного давления в конденсаторе или при переменных нагрузках. Однако следует иметь в виду, что при пониженном давлении в конденсаторе на больших нагрузках последняя ступень перегружена, что приводит к снижению КПД.

В результате проведенных экспериментальных исследований была определена возможность повышения экономичности проточной части цилиндра низкого давления турбины К-320-23,5-4 с длиной рабочей лопатки последней ступени $l=1030$ мм за счет:

- изменения формы бандажа рабочих лопаток 3-й ступени;
- приведения в соответствие относительного шага \bar{l} и углов β_1 и β_2 рабочих лопаток 3-й ступени;
- уплотнения радиального зазора 4-й ступени;
- установки выходного диффузора непосредственно за последней ступенью;
- уменьшения размера щели вологодalenня перед рабочим колесом последней ступени или ее ликвидации при обеспечении эрозийной надежности рабочих лопаток другими конструктивными методами.

Результаты проведенных исследований использованы при модернизации турбин типа К-320-240, что позволило повысить КПД отсека трех последних ступеней на 1,3%, из которых 0,9% – за счет модернизации 3-й ступени и 0,4% – за счет уплотнения радиального зазора 4-й ступени, и использовать результаты исследования для совершенствования ЦНД турбины К-325,23,5.

Литература

1. Швецов В. Л., Зарубин Л. А., Богуславская З. Д., Шведова Т. И. Результаты экспериментальных исследований модельного отсека цилиндра низкого давления турбины К-320-240 ОАО «Турбоатом». *Пробл. машиностроения*. 2009. Т. 12. № 1. С. 16–25.
2. Пономарев В. Н. Повышение экономичности последних ступеней с резким раскрытием проточной части: дис. ... д-ра техн. наук / Харьк. политехн. ин-т им. В. И. Ленина. Харьков, 1977. 435 с.
3. Матвеев В. А., Агафонов Б. Н. Особенности работы ЦНД паровых турбин на малорасходных режимах: обзорная информация. М.: НИИЭИинформэнергомаши, энерг. машиностроение. 1984. Вып. 12. 54 с.
4. А.с. 527521 СССР, МКИФ01 D1/04. Последняя ступень осевой конденсационной турбины / Я. И. Шнез, А. В. Гаркуша, Т. И. Шведова; заявл. 17.06.75; опубл. 05.09.76, Бюл. № 33. 3 с.

Поступила в редакцию 28.11.2019

Експериментальне дослідження модельного відсіку циліндра низького тиску турбіни К-320-240 АТ «Турбоатом»

^{1,2} С. В. Альохіна, ³ М. Г. Іщенко, ³ Л. О. Сластьон, ³ Р. Б. Шерфедінов

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

² Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна, 61000, Україна, м. Харків, майдан Свободи, 4

³ Акціонерне товариство «Турбоатом», 61037, Україна, м. Харків, пр. Московський, 199

Зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) останніх ступенів потужних парових турбін, а також їх надійності внаслідок збільшення збурюючих сил, які діють на лопатки, є актуальним предметом дослідження, що потребує всебічного аналізу газодинамічних процесів в цих частинах турбін. Для визначення інтегральних та газодинамічних характеристик останніх ступенів циліндра низького тиску (ЦНТ) турбіни К-320-240 за змінних режимів роботи та розробки рекомендацій щодо їх подальшого удосконалення на газодинамічному стенді 0102 АТ «Турбоатом» були проведені експериментальні дослідження модельної проточної частини відсіку циліндра. В результаті встановлено, що закриття щели вологодalenня підвищує ККД останнього ступеня ЦНТ на 2–7% в інтервалі

зміни об'ємної витрати від 900 до 2900 м³/с. За номінального режиму роботи ККД двох передостанніх ступенів ЦНТ складає 0,786. За суттєвої зміни об'ємної витрати за останнім ступенем у вказаних раніше границях ККД відсіку змінюється менше ніж на 0,9%. В результаті проведених експериментальних досліджень була визначена можливість підвищення економічності проточної частини ЦНТ турбіни К-320-23,5-4. Результати проведених досліджень використані під час модернізації турбін типу К-320-240, що дозволило підвищити ККД трьох останніх ступенів ЦНТ на 1,3%, з яких 0,9% – за рахунок модернізації 3-го ступеня та 0,4% – за рахунок ущільнення радіального зазору 4-го ступеня, та використовувати результати дослідження для удосконалення ЦНТ турбіни К-325,23,5.

Ключові слова: об'ємна витрата пари, циліндр низького тиску, парова турбіна, коефіцієнт корисної дії.