

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНЫХ ПАРОВЫХ НАГРУЗОК В ТРУБНЫХ
ПУЧКАХ КОНДЕНСАТОРОВ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН**

© 2022 г. К. Э. Аронсон^а, *, Ю. М. Бродов^а, А. Ю. Рябчиков^а, А. Л. Демидов^а, Н. В. Желонкин^а

^аУральский федеральный университет, Уральский энергетический институт,
ул. Мира, д. 19, Екатеринбург, 620002 Россия

*e-mail: k.e.aronson@urfu.ru

Поступила в редакцию 21.02.2022 г.

После доработки 15.03.2022 г.

Принята к публикации 23.03.2022 г.

Представлены результаты экспериментального и расчетного исследований распределения пара по основным и встроенным пучкам конденсаторов теплофикационных турбин с помощью удельной паровой нагрузки, равной отношению количества пара, конденсирующегося на пучке, к площади поверхности пучка. Результаты экспериментальных исследований хорошо согласуются с нормативными характеристиками конденсатора. Для вычисления удельных паровых нагрузок в трубных пучках конденсатора уточнена заводская методика расчета, позволяющая определять расходы пара в каждый трубный пучок, исходя из условия равенства давления пара во всех зонах (трубных пучках) конденсатора. Показано, что удельные паровые нагрузки трубных пучков могут различаться между собой в 20 раз и более и зависят от расходов пара и охлаждающей воды в конденсатор, температуры воды на входе в пучки, числа ходов по воде встроенного пучка и других факторов. Установлено, что влияние удельных паровых нагрузок в трубных пучках на давление пара в конденсаторе существенно при расходах пара, близких к номинальным значениям. Рассмотрен один из методов повышения тепловой производительности встроенного трубного пучка для дополнительного подогрева подпиточной воды – применение профилированных трубок. Полученные результаты важны с позиций повышения тепловых нагрузок встроенного трубного пучка (ВП) при подаче через него подпиточной воды теплосети, а через основные пучки (ОП) – циркуляционной воды и увеличения содержания кислорода в основном конденсате после конденсатора вследствие его переохлаждения из-за неравномерного распределения пара по трубным пучкам.

Ключевые слова: теплофикационная паровая турбина, конденсатор, встроенный пучок, основной пучок, удельная паровая нагрузка, циркуляционная вода, завоздушивание

DOI: 10.56304/S0040363622100010

Неравномерность распределения пара в трубных пучках (зонах) конденсаторов паровых турбин влияет на эффективность и надежность работы конденсаторов, а в воздушных конденсаторах может приводить к завоздушиванию парового пространства и замерзанию некоторых труб или их участков в зимний период [1].

Применительно к водяным конденсаторам теплофикационных турбин исследование неравномерности распределения количества пара в основных и встроенном трубных пучках проводится с использованием удельной паровой нагрузки $d_k = D_k/F$, кг/(ч · м²) (здесь D_k – расход пара в конденсатор, кг/ч; F – площадь поверхности теплообмена, м²). Значимость этой проблемы определяется повышением температуры воды во встроенных пучках конденсаторов и переохлаждением конденсата в зонах с малыми значениями d_k .

В теплофикационных режимах, когда турбина участвует в регулировании электрической нагруз-

ки, даже при полностью закрытой, но не поставленной на упор диафрагме охлаждающая вода должна подаваться как во встроенный пучок, так и в основные пучки. В зимнее время во ВП может подаваться сырая вода, которая затем направляется в химический цех для очистки, причем ее температура должна соответствовать требованиям технологического процесса в водоподготовительной установке (ВПУ). Температура сырой воды может существенно отличаться от температуры циркуляционной воды (ЦВ), подаваемой в ОП. При этом разность температур воды в ОП и ВП не должна превышать 20°C [2].

При завоздушивании конденсатора и переохлаждении конденсата в нем повышается содержание кислорода в теплофикационном режиме работы турбины. При подаче во ВП сырой воды в зимнее время ее температура может быть равна 1,5°C. По условиям технологии очистки воды температура сырой воды перед подачей ее в ВПУ должна составлять 18–30°C. При эксплуатации

турбин Т-110/120-12.8 температура сырой воды на выходе из встроенного пучка не превышает 15°C . Поэтому для ее повышения значительный интерес представляет разработка режимов и рекомендаций по увеличению количества пара, конденсирующегося на трубках ВП.

В статье представлены результаты экспериментальных и расчетных исследований авторов по распределению пара между основными и встроенным пучками в конденсаторах теплофикационных турбин. Исследуется влияние на удельную паровую нагрузку зон конденсатора температуры воды на входе в ОП и ВП, расхода пара в конденсатор, схемы включения по количеству ходов встроенного пучка, расхода циркуляционной воды в ОП и ВП, интенсификации теплообмена во ВП.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЙ И СХЕМА ИЗМЕРЕНИЙ

Исследования проводили на конденсаторе К-6000-ХП турбины Кт-63-7.7 в составе парогазовой установки ПГУ-230 и конденсаторе КГ2-6200 турбины Т-110/120-12.8. Двухпоточный конденсатор К-6000-ХП состоит из корпуса, выполненного заодно с водяными камерами, и трех трубных пучков: двух основных (А, Б) и одного встроен-

енного (рис. 1). Основные пучки подключены по двухходовой схеме, встроенный – по четырехходовой схеме включения по охлаждающей воде. Конденсационная установка турбины оснащена вентиляторной градирней, что позволяет проводить испытания конденсатора во всем эксплуатационном диапазоне температур и расходов охлаждающей воды.

Все измерения выполняли с помощью штатных приборов АСУ ТП ПГУ (см. рис. 1). Оснащенность приборами схемы измерений достаточна для получения данных о расходах пара в отдельных пучках конденсатора на основе их тепловых балансов. Схема измерений позволила сводить материальные и тепловые балансы для трубных пучков, конденсатора и турбины в целом. С помощью регулирования основных параметров в циркуляционной насосной и вентиляторной градирне обеспечивались необходимые расход и температура воды в пучках.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ОПЫТОВ И ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Особенностью ТЭЦ, на которой установлен энергоблок ПГУ-230, является наличие вентиля-

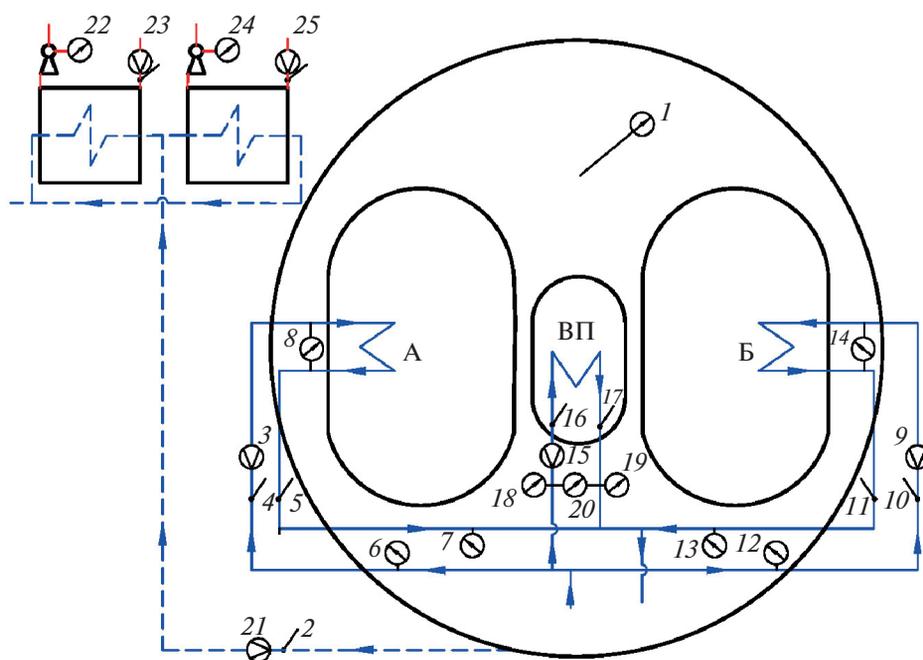


Рис. 1. Схема измерений параметров конденсационной установки турбины Кт-63-7.7.

1 – давление в конденсаторе; 2 – температура конденсата после конденсатора; 3, 9 – расход циркуляционной воды в основных пучках; 4, 10 – температура циркуляционной воды на входе в основные пучки; 5, 11 – температура циркуляционной воды на выходе из основных пучков; 6, 12 – давление циркуляционной воды на входе в основные пучки; 7, 13 – давление циркуляционной воды на выходе из основных пучков; 8, 14 – гидравлическое сопротивление в основных пучках; 15 – расход циркуляционной воды на входе во встроенный пучок; 16, 17 – температура циркуляционной воды на входе во встроенный пучок и выходе из него; 18, 19 – давление циркуляционной воды на входе во встроенный пучок и выходе из него; 20 – гидравлическое сопротивление встроенного пучка; 21 – расход конденсата; 22, 24 – давление рабочего пара основных эжекторов ОЭ-1 и ОЭ-2; 23, 25 – расход паровоздушной смеси на выхлопе ОЭ-1 и ОЭ-2

торной градирни, которая позволяет регулировать температуру циркуляционной воды, подаваемой в конденсатор, в диапазоне 15–35°C. При испытаниях расход воды составлял: в основные пучки 6000–10 500 т/ч, во встроенный пучок 750–1250 т/ч. Расход пара в конденсатор изменялся теплофикационной диафрагмой от 30 до 100 т/ч (номинальный расход составляет 300 т/ч).

Для обработки опытных данных и сопоставления их с нормативными характеристиками использовали методики расчета завода – изготовителя турбины АО УТЗ. Коэффициент теплопередачи ОП рассчитывали по методике Всероссийского теплотехнического института, а ВП – по методике “Метро-Виккерс” с поправками [3].

Расход пара в конденсатор вычисляли по уравнению теплового баланса конденсатора и материальному балансу турбины

$$D_k \Delta h = G_{ц.в} c_p (t_{2ц.в} - t_{1ц.в}), \quad (1)$$

где $G_{ц.в}$ – расход циркуляционной воды в конденсаторе, т/ч; c_p – теплоемкость циркуляционной воды, кДж/(кг · К); $t_{1ц.в}$, $t_{2ц.в}$ – температура циркуляционной воды на входе в конденсатор и выходе из него, °С; Δh – разность энтальпий пара и конденсата в конденсаторе, кДж/кг (в [4, 5] $\Delta h = 2305$ кДж/кг).

Разность энтальпий пара и конденсата зависит от степени сухости пара x :

$$\Delta h = h_{п,x} + h_k (1 - x), \quad (2)$$

где $h_{п,x}$, h_k – энтальпия пара и конденсата в состоянии насыщения.

В [6] рекомендуется рассчитывать x по экспериментальной формуле

$$x = \frac{p_k + 13.8}{p_k + 16.0} \times 1.025, \quad (3)$$

где p_k – давление пара в конденсаторе, кПа.

Уравнение материального баланса турбины имеет вид

$$D_k = D_0 - D_{ПСТ}, \quad (4)$$

где D_0 , $D_{ПСТ}$ – расход пара в турбину и подогреватель сетевой воды горизонтальный, т/ч, (в турбоустановке с паровой турбиной в составе ПГУ система регенерации отсутствует).

Проведенные расчеты показали, что разность энтальпий пара и конденсата Δh для конденсатора К-6000-ХП отличается от рекомендуемого заводом-изготовителем значения [5] ($\Delta h = 2305$ кДж/кг) на 2–3%. Расходы пара, вычисленные по (1) и (4), сходятся с меньшей погрешностью при определении значений Δh по зависимости (2), что позволяет рекомендовать ее для обработки результатов испытаний конденсаторов теплофикационных турбин. Максимальная среднеквадратическая погрешность определения

расходов пара в основные пучки конденсатора не превышает 8.9%, во встроенные пучки – 7.6%.

Для сопоставления с экспериментальными данными была уточнена методика расчета давления в конденсаторе с определением давления пара в отдельных трубных пучках. Заводская методика расчета характеристик конденсатора базируется на вычислении коэффициента теплопередачи конденсатора при подаче циркуляционной воды в основные и встроенный пучки. При подаче во встроенный пучок обратной сетевой или подпиточной воды, а в основные – циркуляционной воды рассчитывают отдельные характеристики встроенного и основных пучков. В уточненной методике расчета коэффициенты теплопередачи вычисляют отдельно для встроенного и основных пучков, причем расходы пара в пучки распределяют с условием получения одинаковых давлений пара в пучках.

На первом шаге в уточненной методике давление пара в ОП и ВП определяют при расходах пара, которые приняты пропорциональными площади поверхности теплообмена пучков. Затем расходы пара перераспределяют между пучками для выравнивания в них давления.

На рис. 2 приведены расходы пара в основные и встроенный пучки, экспериментальные и рассчитанные по уточненной методике в 17 опытах. Диапазоны изменения параметров теплоносителей в отдельных опытах приведены ранее. Как видно на рис. 2, расхождения между экспериментальными и расчетными расходами пара на основные пучки не превышают 2%, на встроенный пучок – 12%.

На рис. 3 приведены экспериментальное давление пара в конденсаторе и рассчитанное по уточненной методике и методике УТЗ (нормативное) при коэффициенте чистоты 1.0 [4]. Из рис. 3 следует, что экспериментальные данные для большинства опытов близки к расчетным и нормативным. Различие в большей части режимов не превышает 0.5 кПа. С учетом того что расчетные данные хорошо согласуются с экспериментальными, дальнейший анализ проводится по уточненной методике. Использование уточненной методики позволяет при допустимой погрешности оценивать показатели эффективности конденсатора в целом и распределение пара по отдельным зонам (трубным пучкам) конденсатора.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ НА КОНДЕНСАТОРЕ К-6000-ХП ТУРБИНЫ КТ-63-7.7

С помощью уточненной методики расчета давления в конденсаторе рассмотрены факторы, влияющие на равномерность распределения удельных паровых нагрузок между основными и встроенным

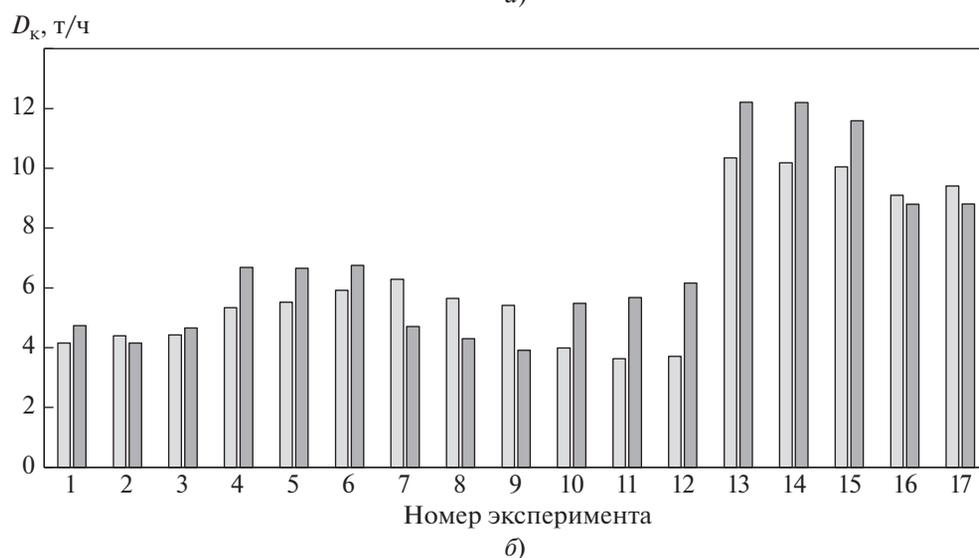
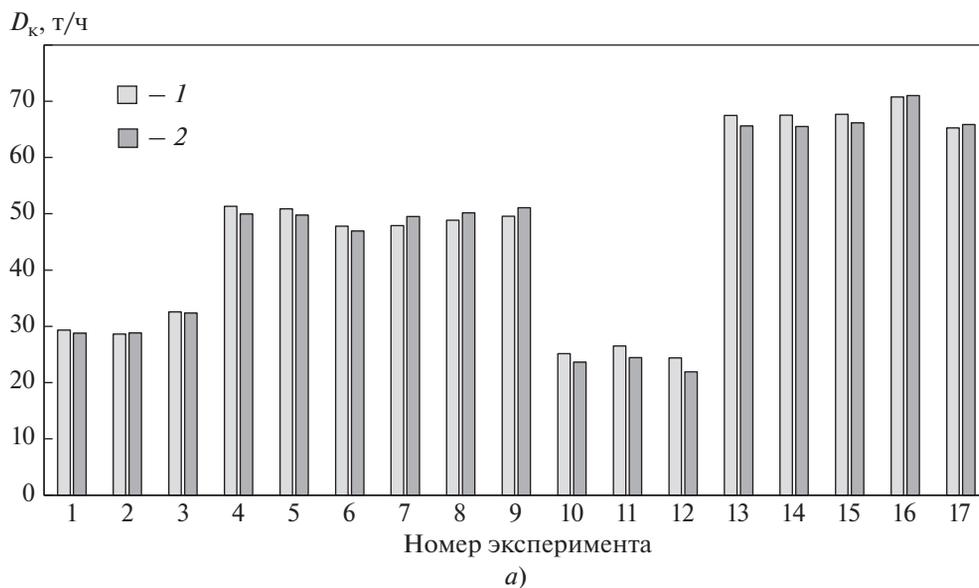


Рис. 2. Экспериментальный (1) и рассчитанный по уточненной методике (2) расход пара на основные (а) и встроенный (б) пучки

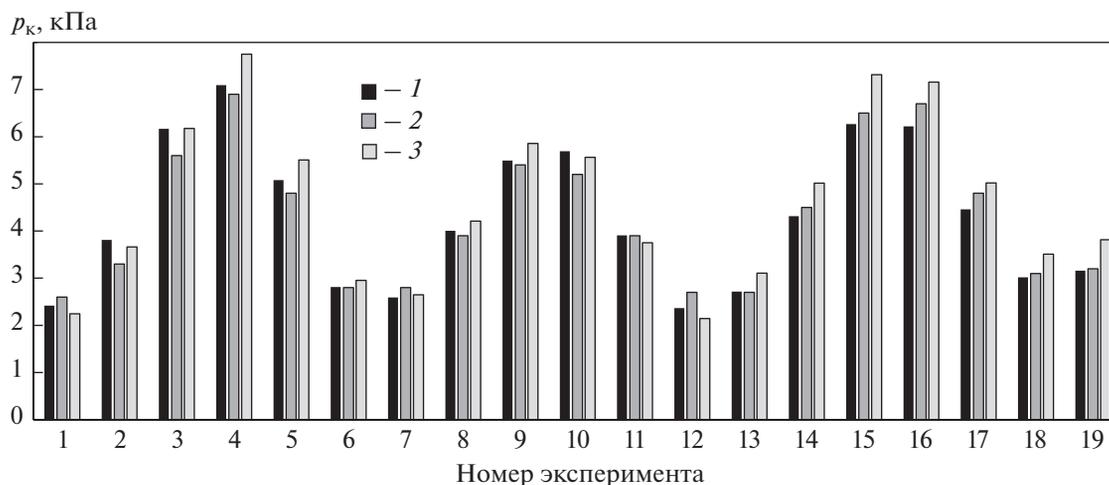


Рис. 3. Давление в конденсаторе экспериментальное (1) и рассчитанное по уточненной методике (2) и методике УТЗ (3)

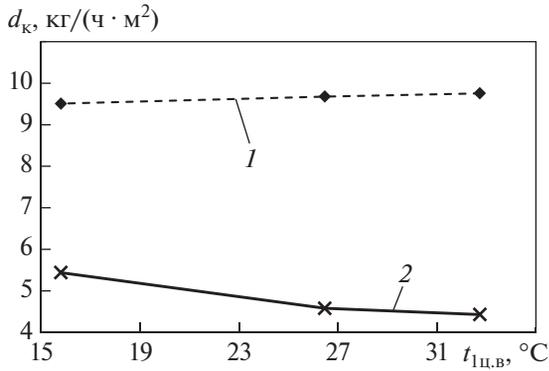


Рис. 4. Зависимость удельной паровой нагрузки между основными (1) и встроенным (2) пучками от температуры циркуляционной воды в конденсаторе К-6000-ХП (экспериментальные данные) при $D_k = 55 \text{ т/ч}$, $G_{ц.в.} \approx 8000 \text{ т/ч}$

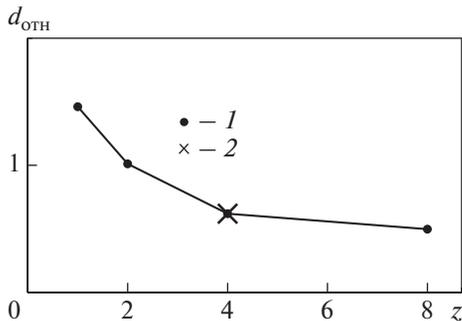


Рис. 5. Зависимость расчетной (1) и экспериментальной (2) относительной удельной паровой нагрузки от числа ходов по воде во встроенном пучке конденсатора К-6000-ХП

пучками конденсатора. На рис. 4 в качестве примера приведены экспериментальные данные по распределению удельных паровых нагрузок между пучками при четырехходовой схеме включения встроенного пучка по охлаждающей воде. На рис. 4 видно, что удельные паровые нагрузки в основных пучках в 1.7–2.2 раза больше, чем во встроенном, что зависит, по мнению авторов, от схемы включения ВП по охлаждающей воде.

На рис. 5 показана относительная удельная паровая нагрузка $d_{отн} = d_{ВП}/d_{ОП}$ (здесь $d_{ВП}$, $d_{ОП}$ — удельная паровая нагрузка на встроенный и основные пучки) в зависимости от числа ходов z по охлаждающей воде во ВП для конденсатора К-6000-ХП. При расчете скорость воды в трубках встроенного пучка принимали равной номинальной (1.9 м/с) для любого числа ходов при переменном расходе воды во встроенный пучок.

При двухходовой схеме включения встроенного пучка удельные паровые нагрузки в ОП и ВП

равны между собой и $d_{отн} = 1.0$, при одноходовой схеме $d_{отн} = 1.46$, при четырех- и восьмиходовой схемах включения $d_{отн} < 1$. На рис. 5 показана экспериментальная точка, полученная при испытаниях на конденсаторе турбины КТ-63-7.7 для четырехходовой схемы включения встроенного пучка, в которой экспериментальное значение полностью совпадает с расчетным.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНДЕНСАТОРА КГ2-6200 ТУРБИНЫ Т-110/120-12.8

Во встроенный пучок конденсатора КГ2-6200 турбины Т-110/120-12.8 в течение практически всего отопительного сезона поступает сырая вода из городского водопровода температурой $t_{1ВП} = 1.5^\circ\text{C}$, а в основные пучки — циркуляционная вода температурой $t_{1ОП} = 15^\circ\text{C}$.

Повысить количество пара, конденсирующегося на встроенном пучке, возможно путем замены гладких трубок на профилированные. В качестве таких трубок можно использовать нашедшие широкое применение в энергетических теплообменных аппаратах профильные витые трубки (ПВТ) [7]. Для повышения надежности возможно применение трубок из нержавеющей стали.

Расчеты конденсатора КГ2-6200 проводили по методике, верифицированной для конденсатора К-6000-ХП. По результатам анализа режимов работы конденсатора КГ2-6200 установлено, что распределение удельных паровых нагрузок зависит от температур и расходов охлаждающей воды во встроенном и основных пучках, расхода пара в конденсатор, профилирования трубок.

На рис. 6 приведены результаты расчета относительной удельной паровой нагрузки при двух- и четырехходовой схемах включения встроенного пучка по воде. На рис. 6, а видно, что при температуре воды на входе во встроенный пучок значительно меньше, чем на входе в основные пучки, относительные удельные паровые нагрузки на встроенном пучке в 4–20 раз больше, чем на основных пучках (особенно при малых расходах пара в конденсатор), а при одинаковой температуре воды на входе в основные и встроенный пучки $d_{отн} \leq 1$.

При малых расходах пара в конденсатор ($D_k = 50 \text{ т/ч}$) и большой разнице температур воды на входе в основные и встроенный пучки существенное влияние оказывает число ходов во встроенном пучке (см. рис. 6, а). При двухходовой схеме включения встроенного пучка для этих условий значительно влияние профилирования трубок ($d_{отн \text{ ПВТ}} \approx 23$, $d_{отн \text{ глад}} \approx 13$), при четырехходовой схеме включения ВП влияние профилирования на $d_{отн}$ незначительно. При увеличении расхода

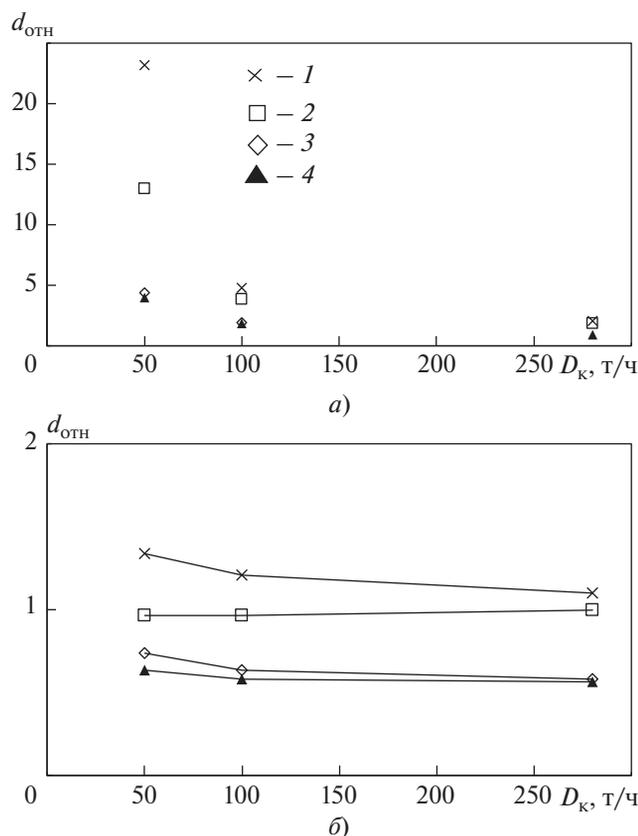


Рис. 6. Зависимость относительной удельной паровой нагрузки от расхода пара в конденсатор при расходе циркуляционной воды в ОП $G_{ц.в.ОП} = 7000$ т/ч.
 а – $t_{1ВП} = 1.5^\circ\text{C}$; $t_{1ОП} = 15^\circ\text{C}$; б – $t_{1ВП} = 15^\circ\text{C}$; $t_{1ОП} = 15^\circ\text{C}$; з: 1, 2 – 2; 3, 4 – 4; $G_{ц.в.ВП}$, т/ч: 1, 2 – 1250; 3, 4 – 625; труба: 1, 3 – ПВТ; 2, 4 – гладкая

пара в конденсатор до 100 т/ч влияние профилирования и числа ходов существенно снижается.

На рис. 6, б видно, что при одинаковой температуре воды на входе в ОП и ВП влияние профилирования, расхода пара в конденсатор и числа ходов в ВП на относительную паровую нагрузку незначительно. Это связано с почти равным соотношением удельных паровых нагрузок в основных и встроенном пучках.

На рис. 7 показана зависимость относительной удельной паровой нагрузки от температуры воды на входе во встроенный пучок при переменном расходе пара в конденсатор. На рис. 7, а видно, что при двухходовой схеме включения встроенного пучка и увеличении температуры воды на входе во ВП от 1.5 до 15°C относительная удельная паровая нагрузка уменьшается с 23 до 1. Влияние температуры воды особенно существенно при малых расходах пара в конденсатор. При четырехходовой схеме включения по воде ВП (см. рис. 7, б) влияние $t_{1ВП}$ на относительную

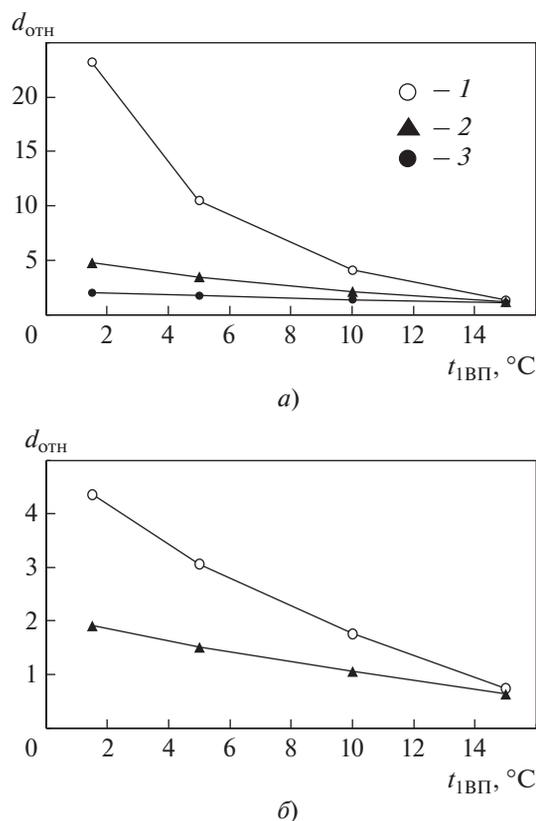


Рис. 7. Зависимость относительной удельной паровой нагрузки от температуры охлаждающей воды во встроенном пучке при $G_{ц.в.ОП} = 7000$ т/ч.
 а – з = 2; $G_{ц.в.ВП} = 1250$ т/ч; б – з = 4; $G_{ц.в.ВП} = 625$ т/ч; D_k , т/ч: 1 – 50; 2 – 100; 3 – 280

удельную паровую нагрузку менее существенно, чем при двухходовом исполнении.

Проведенный анализ показал, что влияние расхода циркуляционной воды в основных пучках на относительные удельные паровые нагрузки встроенного пучка существенно только при расходах пара в конденсатор, близких к номинальным значениям (280 т/ч). При увеличении расхода циркуляционной воды в основные пучки с 7000 до 13 500 т/ч удельные относительные паровые нагрузки на встроенный пучок при $D_k = 50$ т/ч снижаются на 5%, а при $D_k = 280$ т/ч – на 20%.

На рис. 8 приведена зависимость давления пара в конденсаторе от относительной удельной паровой нагрузки. Из рис. 8 следует, что влияние расхода циркуляционной воды на давление пара в конденсаторе существенно при $d_{отн} = 2-3$, что соответствует номинальному расходу пара в конденсатор 280 т/ч, и возможно только при конденсационном режиме работы турбины. На рисунке видно, что профилирование трубок встроенного

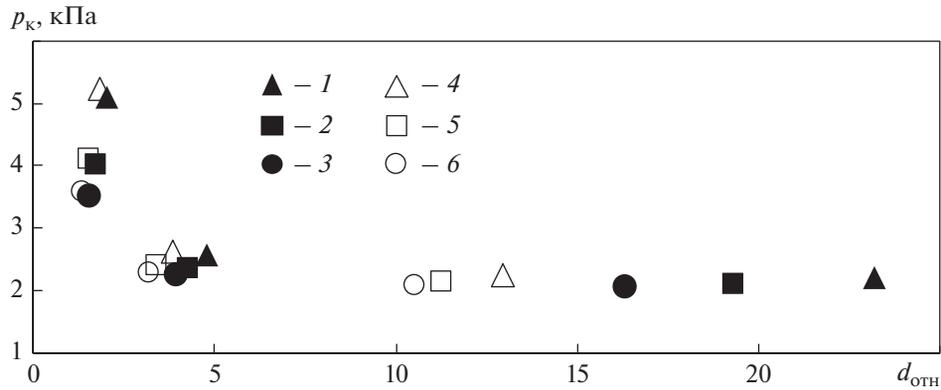


Рис. 8. Зависимость давления пара в конденсаторе от относительной удельной паровой нагрузки для двухходовой схемы включения встроенного пучка при $t_{1\text{ВП}} = 1.5^\circ\text{C}$. 1–3 – ПВТ; 4–6 – гладкие трубки; $G_{\text{ц.в.ОП}}$, т/ч: 1, 4 – 7000; 2, 5 – 10 250; 3, 6 – 13 500

пучка незначительно (не более чем на 0.2 кПа) снижает давление пара в конденсаторе.

На рис. 9 показана зависимость температуры воды на выходе из встроенного пучка с гладкими и профилированными трубками для двух- и четырехходовой схем включения по охлаждающей воде при $t_{1\text{ВП}} = 1.5^\circ\text{C}$. На рисунке видно, что даже при малом расходе пара в конденсатор $D_k = 50$ т/ч на выходе из встроенного пучка, включенного по двухходовой схеме, достигается минимально допустимая температура воды 18°C . Применение профилированных трубок позволяет повысить ее до 21°C . При включении встроенного пучка с профилированными трубками по четырехходовой схеме ввиду снижения расхода воды температура повышается до 23°C .

Необходимо отметить, что решение о применении профилированных трубок в конденсаторах

теплофикационных турбин должно приниматься на основе технико-экономического анализа с учетом их повышенного гидравлического сопротивления.

ВЫВОДЫ

1. При одинаковой температуре охлаждающей воды на входе в основные и встроенный пучки конденсатора турбины соотношение удельных паровых нагрузок существенно зависит от количества ходов по воде встроенного пучка (при одинаковой скорости воды в трубках).

2. При температурах воды на входе во встроенный пучок 1.5°C , а в основные пучки 15°C относительные удельные паровые нагрузки могут превышать $d_{\text{отн}} \approx 20$.

3. Влияние температуры воды на входе во встроенный пучок, числа его ходов по воде, профилирования трубок на относительные удельные паровые нагрузки наиболее значительно при малых расходах пара в конденсатор.

4. Влияние расхода охлаждающей воды в основном пучке конденсатора существенно при расходе пара, близком к номинальным значениям, что характерно для работы теплофикационной турбины с полностью открытой диафрагмой.

5. Применение профилированных трубок во встроенных пучках почти не сказывается на давлении пара в конденсаторе, однако позволяет на $1.5\text{--}3.0^\circ\text{C}$ повысить температуру воды на выходе из встроенного пучка. Решение о том, применять профилированные трубки во встроенных пучках конденсаторов теплофикационных турбин или нет, следует принимать на основе технико-экономического анализа с учетом их повышенного сопротивления.

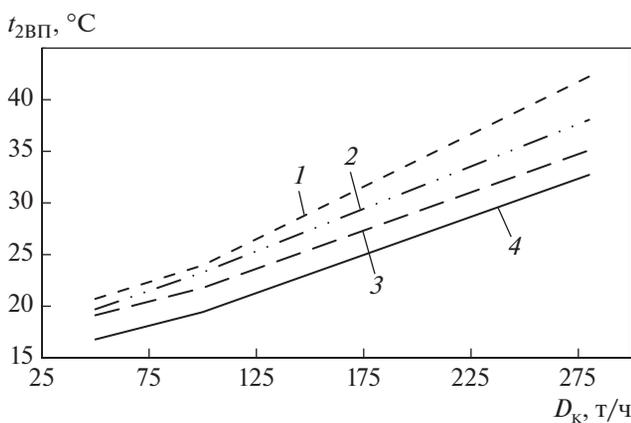


Рис. 9. Зависимость температуры воды на выходе из встроенного пучка $t_{2\text{ВП}}$ от расхода пара в конденсатор при $z = 4$ (1–3) и $z = 2$ (4). 1, 3 – ПВТ; 2, 4 – гладкие трубки

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федоров В.А., Мильман О.О. Конденсаторы паротурбинных установок. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013.
2. Великович В.И., Бродов Ю.М., Ниренштейн М.А. Конденсаторы теплофикационных паротурбинных установок Уральского турбинного завода // Теплоэнергетика. 2008. № 8. С. 25–32.
3. Бродов Ю.М., Савельев Р.З. Конденсационные установки паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1994.
4. Конденсатор К-6000. Расчет тепловых и гидравлических характеристик БГ-239510РР1. Екатеринбург: УТЗ, 1991.
5. ТХ 34-70-024-86. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-6000-1 турбины ПТ-135/165-130/15 ПО ТМЗ. М.: Союзтехэнерго, 1987.
6. Xu D., Ke Y., Wang S. Universal method for calculating the power/back pressure characteristics of a steam turbine and its applications // J. Eng. Therm. Energy & Power. 2010. V. 25. Is. 6. P. 605–608.
7. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок / Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, Г.Д. Бухман, В.И. Брезгин, С.Н. Блинков, В.К. Купцов, М.А. Ниренштейн, П.Н. Плотников, А.Ю. Рябчиков; под общ. ред. Ю.М. Бродова. 3-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2004.

Distribution of Specific Steam Loads in Tube Bundles of Condensers for Cogeneration Steam Turbines

K. E. Aronson^{a, *}, Yu. M. Brodov^a, A. Yu. Ryabchikov^a, A. L. Demidov^a, and N. V. Zhelonkin^a

^a Ural Federal University, Ural Power Engineering Institute, Ekaterinburg, 620002 Russia

*e-mail: k.e.aronson@urfu.ru

Abstract—Results of experimental and numerical studies are presented on the steam distribution among the main bundles and the built-in bundle of condensers in cogeneration turbines using a specific steam load defined as the ratio of the amount of steam condensed in the bundle to the bundle surface area. The experiments agree well with the standard characteristics of the condenser. To calculate the specific steam loads in the condenser tube bundles, the manufacturing plant calculation procedure was updated. It allows for determining a steam flow rate in each tube bundle based on the condition of the same steam pressure in all the zones (tube bundles) of the condenser. It has been demonstrated that the specific steam loads of tube bundles can differ from each other by a factor of 20 or more and depend on the flow rates of steam and cooling water to the condenser, the water temperature at the bundle inlet, the number of water passes in the built-in bundle, and other factors. The effect of specific steam loads in tube bundles on the steam pressure in the condenser has been established to be considerable at steam flow rates close to the nominal values. One of the methods for improving the thermal performance of the built-in tube bundle for additional heating of make-up water, the application of profiled tubes, is examined. The obtained results are important from the standpoint of increasing the heat load of the built-in tube bundle (BB) when make-up water for the heating network is supplied through it and circulation water is fed through the main bundles (MBs) and of rising the oxygen content in the main condensate at the condenser outlet owing to condensate overcooling caused by nonuniform distribution of steam among tube bundles.

Keywords: cogeneration steam turbine, condenser, built-in bundle, main bundle, specific steam load, circulation water, air leakage