

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

**РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ
ПРИНУДИТЕЛЬНОГО РАСХОЛАЖИВАНИЯ ВОЗДУХОМ
ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ CLN660-24.2/566/566 ЭНЕРГОБЛОКА
660 МВт ТРОИЦКОЙ ГРЭС¹**

© 2025 г. **М. В. Федоров^a, Ю. А. Радин^{b, c, *}, Т. С. Конторович^b**

^aООО “Газпром энергохолдинг”, ул. Шкиперский Проток, д. 12, корп. 2, стр. 1, Санкт-Петербург, 199106 Россия

^bПАО “Мосэнерго”, просп. Вернадского, д. 101, корп. 3, Москва, 119526 Россия

^cРоссийский университет дружбы народов, ул. Миклухо-Маклая, д. 6, Москва, 117198 Россия

*e-mail: vti-unit@yandex.ru

Поступила в редакцию 01.11.2024 г.

После доработки 25.12.2024 г.

Принята к публикации 25.12.2024 г.

На Троицкой ГРЭС ОГК-2 эксплуатируется пылеугольный энергоблок мощностью 660 МВт с конденсационной паровой турбиной CLN660-24.2/566/566, изготовленной в Китайской Народной Республике. Среди переменных режимов энергоблока существенную роль играют режимы расхолаживания паровой турбины, важные при ее остановках для проведения ремонтных работ на оборудовании, так как естественное остывание до приемлемых для начала ремонтных работ температур корпусных деталей (150°C) и снятия тепловой изоляции с высокотемпературных корпусов турбины продолжается в течение 170–200 ч. Это приводит к необходимости принудительного расхолаживания, которое может выполняться с использованием пара под нагрузкой, воздуха и комбинации этих двух способов, причем последний вариант считается наиболее эффективным. Представлен результат применения существующих в настоящее время технологий расхолаживания совмещенного цилиндра высокого-среднего давления. Продолжительность процесса принудительного расхолаживания оценивали расчетным путем с использованием различных методик, в частности метода конечных элементов, реализуемого с помощью программного комплекса ANSYS. Расчетную оценку продолжительности расхолаживания проводили с учетом термонапряженного состояния основных “критических” элементов и малоциклового усталостной прочности паровой турбины.

Ключевые слова: паровая турбина, совмещенный цилиндр высокого-среднего давления, система принудительного расхолаживания, ротор, температура, относительное расширение ротора, воздух
DOI: 10.56304/S0040363624601209

Остывание паровой турбины в течение продолжительного времени необходимо при остановках ее в резерв для сохранения теплового состояния высокотемпературных деталей. Рассматриваемая в статье паровая конденсационная турбина CLN660-24.2/566/566 производства Харбинской электрической корпорации (Китай), установленная на Троицкой ГРЭС, представляет собой трехцилиндровый агрегат с объединенным корпусом цилиндров высокого и среднего давления (ЦВСД) и двумя цилиндрами низкого давления, каждый из которых имеет по два выхлопа. На входе в цилиндр высокого давления (ЦВД) давление пара составляет 24.2 МПа, температура на входе в ЦВД и температура промежуточного перегрева – 566°C, давление пара промежуточного

перегрева – от 3.84 до 4.11 МПа. Вал ротора высокого-среднего давления турбины цельнокованный из стали 30Cr1Mo1V. Наружный двустенный корпус выполнен из стали ZG15Cr2Mo1, предназначенной для изготовления отливок [1, 2]. Внутренний корпус, сделанный из легированной стали, образован блоком крепления диафрагм цилиндра высокого давления и уравнивающим кольцом между подводящими патрубками свежего пара и пара промежуточного перегрева, являющегося обоймой для промежуточного уплотнения, состоящего из двух отсеков. Наружный и внутренний корпуса ЦВСД разделяются на верхние и нижние половины с горизонтальными разрезами.

При такой конструкции турбины продолжительность ее естественного остывания до температуры ЦВСД в зоне паровпуска 150–170°C, при которой разрешается снимать тепловую изоляцию, прекращать подачу масла в систему смазки

¹ Работа выполнена за счет средств ООО “Газпром энергохолдинг”.

турбины и начинать ремонтные работы, может составлять 200 ч и более. Большая продолжительность естественного остывания является серьезным недостатком остановов для проведения ремонтных работ.

В связи с этим была поставлена задача разработать технологию и режимы расхолаживания паровой турбины CLN660-24.2/566/566 с учетом относительного положения и искривления ротора высокого-среднего давления (ВСД), разности температур верха и низа ЦВСД турбины.

ТЕХНОЛОГИЯ РАСХОЛАЖИВАНИЯ ТУРБИНЫ

Зависимость относительного расширения ротора ВСД от температуры пара вызвана пониженными значениями коэффициента теплоотдачи от пара к поверхности наружного корпуса, что обусловлено у турбин с прямоточной схемой движения пара в ЦВД его малым расходом в зоне межкорпусного пространства длиной около половины длины наружного корпуса ЦВСД [3].

Для повышения интенсивности теплообмена между паром и наружным корпусом расхолаживание должно проводиться при возможно более низких параметрах пара, особенно при работе турбины с влажным паром в проточной части. Коэффициент теплоотдачи при теплообмене с паром на линии насыщения значительно выше, чем при работе с перегретым паром, и в меньшей степени зависит от расхода пара, омывающего стенку корпуса. Обычно считают, что коэффициент теплоотдачи от влажного пара составляет $(5-10) \times 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Условия теплообмена влажного пара с корпусом и ротором турбины практически одинаковы, однако темпы остывания статора и ротора при этом существенно различаются, что часто вызывает нерегулируемые уменьшения расширения ротора, вплоть до появления относительных укорочений, значительно ограничивающих темп расхолаживания из-за опасности задеваний лопаток турбины о поверхность статора. Возникавшие ранее в таких случаях повреждения в проточной части из-за задеваний при расхолаживании с глубоким снижением нагрузки привели к необходимости ограничить применение подобных режимов достижением температуры металла корпуса ЦВСД не менее 300°C при контроле изменения относительного положения ротора ВСД.

Поэтому расхолаживание проводится с помощью воздуха, удаляемого вместе с неконденсирующимися газами из конденсатора паровой турбины, или воздуха, подаваемого в турбину компрессором. Принудительное воздушное расхолаживание имеет следующие преимущества перед расхолаживанием под нагрузкой:

происходит глубокое расхолаживание — вплоть до требуемой температуры 150°C , а при необходимости и до более низкой, при соблюдении критериев надежности турбины и, главным образом, относительного расширения ротора ЦВСД;

не усложняется схема, поскольку забор воздуха происходит непосредственно из машинного зала;

коэффициенты теплоотдачи воздуха имеют низкие значения, благодаря чему исключено чрезмерно быстрое охлаждение металла даже при значительной разности температур между ними.

При реализации принудительного воздушного расхолаживания возможны следующие схемы движения воздуха в качестве охлаждающего агента:

противоточная — движение воздуха в направлении, обратном движению рабочего пара;

прямоточная — движение воздуха в направлении, совпадающем с направлением движения пара.

При противоточной схеме воздух проходит только через ЦВД и цилиндр среднего давления, при прямоточной схеме он предварительно нагревается, проходя по трубопроводам, теплоемкость которых соизмерима с теплоемкостью охлаждаемых цилиндров. При прямоточной схеме движения требуется дополнительный расход воздуха во избежание увеличения продолжительности остывания. Этот недостаток устраняется путем подвода воздуха вблизи наиболее нагретого паровпуска цилиндра. Воздух, подаваемый компрессором, может быть причиной внесения в тракт энергоблока загрязнений (в частности, масляными парами), поэтому в такой схеме принудительного воздушного расхолаживания предусмотрена очистка воздуха от масла и пыли.

Главные ограничения скорости процесса расхолаживания связаны с относительным расширением роторов цилиндров, при котором требуется периодически снижать расход охлаждающего воздуха и даже временно прекращать его подачу. Вместе с тем, эффективность принудительного воздушного расхолаживания при применении компрессора возрастает с увеличением мощности паровой турбины. Установлено, что при длительных простоях предпочтительной является прямоточная схема.

Согласно [4] при прямоточной схеме расхолаживания расходы воздуха в зависимости от мощности турбины составляют:

Мощность, МВт	Расход воздуха, т/ч
200	2700
300	3250
350	4000
500	4700
600–700	6500

Это позволяет достичь скорость расхолаживания $10-12^\circ\text{C}/\text{ч}$ при соблюдении критериев надежности.

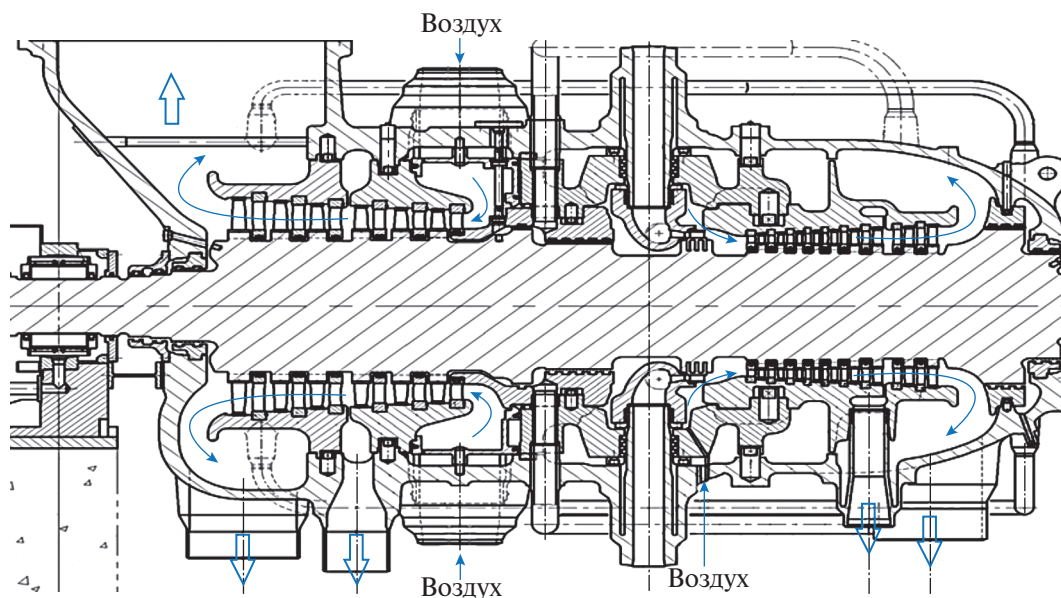


Рис. 1. Движение воздушных потоков в ЦВСД при расхолаживании

При прямоточной схеме подачи воздуха на расхолаживание паровой турбины и параллельном подводе воздуха в части высокого (ЧВД) и среднего (ЧСД) давления выпуск воздуха осуществляется через дренажи трубопроводов свежего пара перед клапанами высокого давления и через дренажи трубопроводов горячего промежуточного перегрева перед клапанами ЧСД.

При прямоточной схеме и параллельном включении ЧВД и ЧСД цилиндра высокого-среднего давления охлаждающий воздух удаляется через специальные патрубки, расположенные на трубопроводах холодного промежуточного перегрева, а в ЧСД сбрасывается через выхлоп в цилиндр низкого давления (ЦНД) и удаляется через открытые люки наружного корпуса ЦНД [4–6] (рис. 1).

В цилиндре высокого-среднего давления паровой турбины Троицкой ГРЭС фланцы наружного корпуса выполнены относительно тонкими и система обогрева фирмой-производителем не предусмотрена.

Для сокращения продолжительности расхолаживания применяют комбинированный способ, на первом этапе которого выполняется принудительное расхолаживание турбины паром под нагрузкой до температуры около 350°C , а на втором этапе — с помощью воздуха. Однако следует учитывать и то обстоятельство, что расхолаживание возможно и после аварийных остановов с номинальной нагрузкой при номинальных параметрах пара. В таких случаях принудительное расхолаживание можно проводить только с использованием воздуха.

В работе решались две задачи — принудительное расхолаживание после разгрузки энергоблока при начальной температуре ЦВСД около 350°C и расхолаживание воздухом после аварийного останова с близкой к номинальной температуре ЦВСД (температура наружного корпуса около 520°C).

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО-СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

Расчетный анализ термонапряженного состояния цилиндра высокого-среднего давления выполняли методом конечных элементов с помощью программного комплекса ANSYS 2021 R2, предназначенного в том числе для решения задач теплообмена и механики сплошной среды тел сложной геометрической формы.

Модель совмещенного цилиндра высокого-среднего давления турбины CLN-660-24.2/566/566 разрабатывали на базе данных завода-изготовителя. На рис. 2 показана конечно-элементная модель ротора ВСД, в которой учитываются конструктивные особенности ЦВСД и схема движения пара.

Трехмерная модель представляет собой половину ЦВСД, полученную в результате рассечения его в продольном направлении вертикальной плоскостью, и включает в себя ротор ВСД, внешний и внутренний корпуса ЦВСД, диафрагмы частей высокого и среднего давления, уравнительное кольцо со стороны впуска пара цилиндров высокого и среднего давления. В модели оставлены диски всех ступеней частей высокого и среднего давления. Первая регулирующая ступень при переменных режимах эксплуатации испытывает наибольшие напряжения в галтелях как

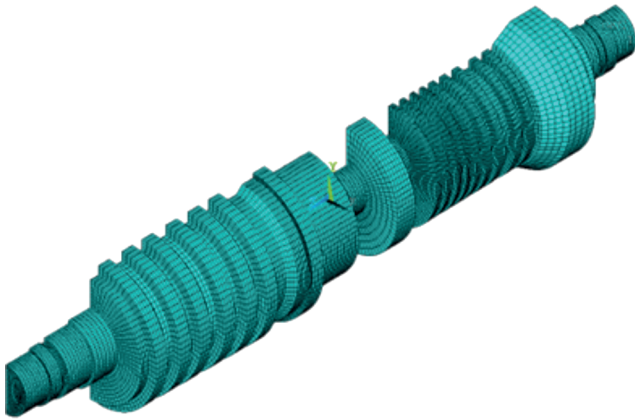


Рис. 2. Конечно-элементная модель ротора ВСД

со стороны промежуточного уплотнения, так и со стороны проточной части.

В связи с тем что в одном корпусе совмещены роторы высокого-среднего давления и температура свежего пара и пара промежуточного перегрева одинаковая, можно предположить отсутствие высоких напряжений в промежуточном уплотнении при расхолаживании. В расчетах учитывали изменение температуры воздуха при теплообмене с ротором и корпусом при переменных режимах и расхолаживании [7]. Границы элементов выбраны таким образом, чтобы они совпадали с сечениями подвода или отвода воздуха, что позволяет учесть изменение его температуры.

Задачу механики решали в условиях закрепления в осевом направлении левого торца корпуса и ротора турбины (поперечное сечение в зоне опор-

ного подшипника), правый торец был свободен. На плоскостях, образовавшихся при рассечении ЦВСД вертикальной плоскостью в продольном направлении, задавали условия симметрии – равенство нулю нормальных перемещений в направлении, перпендикулярном плоскости симметрии. Отсутствие теплового потока в окружающую среду, т.е. идеальная тепловая изоляция, было задано на всех свободных поверхностях наружного корпуса.

РАСЧЕТ РЕЖИМА РАСХОЛАЖИВАНИЯ ТУРБОУСТАНОВКИ

Процесс расхолаживания турбины рассматривается в предположении, что она была остановлена после принудительного расхолаживания паром до достижения температуры корпуса ЦВСД 350°C. Это состояние является начальным для последующего расхолаживания воздухом ЦВСД остановленной турбины.

Полученное в результате расчета стационарное температурное поле ротора ВСД и его изменение в процессе расхолаживания показаны на рис. 3.

В расчетах учитывали переменные по длине ротора граничные и начальные условия (температуры и расходы пара в проточной части и отсеках уплотнений, направление движения пара в отсеках уплотнений), коэффициенты теплоотдачи к поверхности ротора, изменяющиеся во времени в процессе пуска, останова и расхолаживания.

Расход воздуха G_v , кг/с, необходимого для проведения процесса принудительного расхолаживания, может быть определен с учетом

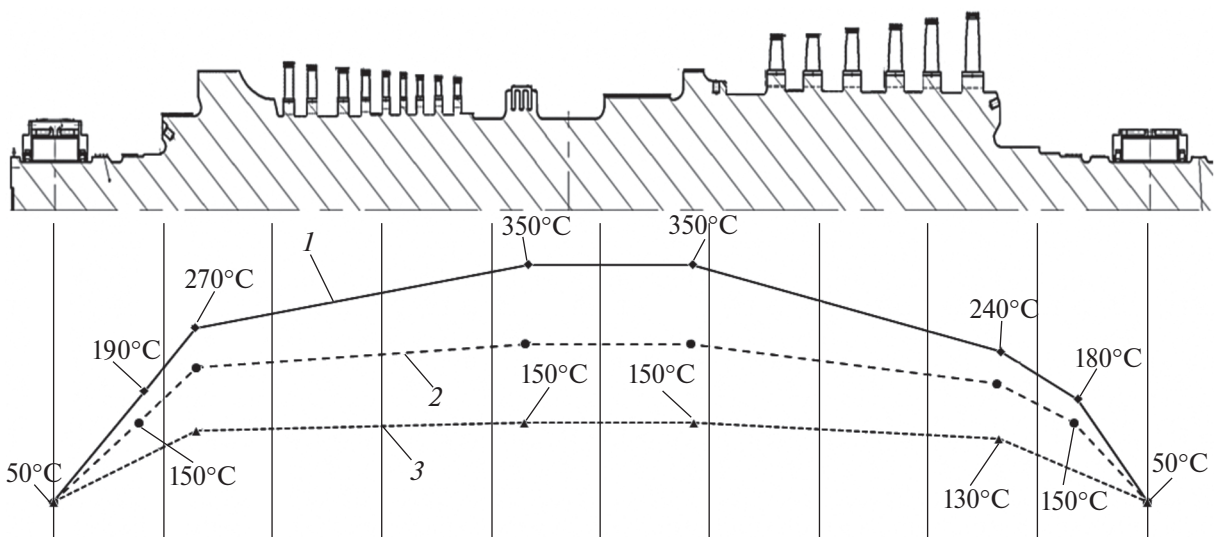


Рис. 3. Распределение температуры по длине ротора ВСД в процессе принудительного расхолаживания воздухом. 1 – начало расхолаживания; 2, 3 – температуры ротора через 10 и 20 ч расхолаживания

скорости, полученной из уравнения количества движения одномерного потока сжимаемой жидкости (воздуха), выведенного в предположении изоэнтропного характера течения и отсутствия сил сопротивления (трения) на боковой поверхности потока:

$$\frac{w_{1r}^2 - w_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_0 V_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right];$$

$$G_B = \sqrt{\frac{F_0^2 F_1^2}{(V_0^2 F_1^2 - V_1^2 F_0^2) k - 1} \frac{2k}{k-1} p_0 V_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (1)$$

где w_{1r} – теоретическая скорость потока в выходном сечении, м/с; w_0 – скорость потока во входном сечении, м/с; k – показатель изоэнтропы (для воздуха $k = 1.4$); p_0, p_1 – давление воздуха во входном и выходном сечении, МПа; $V_0 = f(p_0, t_0)$, $V_1 = f(p_1, t_1)$ – удельный объем во входном и выходном сечении, м³/кг; F_0, F_1 – площадь входного и выходного сечения, м²; t_0, t_1 – температура воздуха во входном и выходном сечении, °С.

Задачи теплопроводности и движения сплошной среды решали в краевых условиях 1, 2 и 3-го рода. На всех границах теплообмена с воздухом задавали граничные условия 3-го рода, т.е. коэффициенты теплоотдачи и температуру воздуха. Температура ротора в зоне подшипников была принята постоянной и равной 50°С.

Количество тепла Q_p , Дж/с, необходимое для охлаждения поверхности ротора длиной L , м, со скоростью b , °С/с, определяли по формуле

$$Q_p = \pi R^2 L c_M \rho_M b,$$

где R – радиус ротора, м; c_M, ρ_M – удельная теплоемкость, Дж/(кг · К), и плотность металла, кг/м³.

Повышение температуры охлаждающего воздуха Δt_B , °С, вычисляли следующим образом:

$$\Delta t_B = \frac{Q_p}{c_B G_B} = \pi R^2 L \frac{c_M \rho_M b}{c_B G_B},$$

где c_B – удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг · К).

Коэффициенты теплоотдачи на характерных поверхностях ротора и корпуса были рассчитаны по критериальным зависимостям, рекомендованным в [3, 8].

Коэффициент теплоотдачи воздуха α_B , Вт/(м² · К), находили по критериальной зависимости, приведенной в [9]:

$$\alpha_B = 0.018 \frac{\lambda}{\nu^{0.8}} \frac{w^{0.8}}{d^{0.2}}, \quad (2)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м · К); ν – кинематический коэффициент

вязкости воздуха, м²/с; w – характерная скорость, м/с; d – гидравлический диаметр, м.

Для определения температуры воздуха, охлаждающего поверхности ротора и статора, использовали количество тепла, поглощаемого воздухом при его движении по кольцевому зазору:

$$c_B G_B dt_B = \alpha_p (t_{п.р} - t_B) df_p + \alpha_c (t_{п.с} - t_B) df_c, \quad (3)$$

где α_p, α_c – коэффициенты теплоотдачи ротора, статора, Вт/(м² · К); $t_{п.р}, t_{п.с}$ – температура поверхности ротора, статора, °С; df_p, df_c – площади элементов теплообменной поверхности ротора и статора, омываемой воздухом, м².

На основании (3) получено дифференциальное уравнение

$$\frac{dt_B(S)}{dS} + z t_B(S) = F(S), \quad (4)$$

где

$$z = \frac{\pi}{c_B G_B} (\alpha_p D_p + \alpha_c D_c);$$

$$F = \frac{\pi}{c_B G_B} (\alpha_p D_p t_{п.р} + \alpha_c D_c t_{п.с});$$

dS – элемент теплообменной поверхности; S – координата в направлении движения воздуха; D_p, D_c – диаметры ротора и статора, м.

Решение дифференциального уравнения (4) позволяет найти распределение температуры воздуха $t_B(S)$ по длине пути его перемещения, если известны температура воздуха на входе при $S = 0$ и температуры поверхности ротора $t_{п.р}(S)$ и статора $t_{п.с}(S)$.

Расчет каждого временного слоя проводили в два этапа. Сначала по температурному полю в момент времени $\tau_n = n \Delta\tau$ (здесь n – количество расчетных шагов по времени; $\Delta\tau$ – шаг расчета по времени), расходу и температуре воздуха на входе в турбину находили распределение температуры воздуха по длине ротора. Затем определяли температуру металла в последующий момент времени τ_{n+1} .

При расчете учитывали изменение температуры воздуха вследствие теплообмена с нагретыми частями цилиндра по мере продвижения вдоль его оси.

Чтобы оценить правильность проведенного с помощью программы ANSYS расчета времени, необходимого для расхолаживания ЦВСД от начальной температуры 350°С до температуры при начале ремонтных работ 150°С, был дополнительно выполнен расчет по методу тепловых балансов.

Количество тепла $Q_{ц.}$, требуемое для охлаждения цилиндра паровой турбины массой m (массы рото-

Результаты расчета продолжительности расхолаживания и требуемого расхода воздуха при $t_0 = t_1 = 20^\circ\text{C}$

Режим расхолаживания	Часть ЦВСД	p_0 , МПа	p_1 , МПа	G_B , т/ч	$\Delta\tau$, ч
С помощью воздуха, удаляемого из конденсатора водокольцевым вакуумным насосом	ЧВД	0.101	0.081	1.38	20.8
		0.101	0.081	2.76	10.4
	ЧСД	0.101	0.061	1.15	24.9
		0.101	0.061	2.30	12.5
С помощью воздуха, подаваемого компрессором	ЧВД	0.405	0.081	2.06	13.9
		0.405	0.081	4.13	6.93
		0.405	0.071	1.85	15.5
		0.405	0.071	3.71	7.72
	ЧСД	0.405	0.061	1.63	17.6
		0.405	0.061	3.27	8.76

ра, внутреннего и наружного корпусов) от температуры $t_{0ц}$ до температуры $t_{1ц}$ определяется как

$$Q_{ц} = mc_M(t_{0ц} - t_{1ц}).$$

Уравнение теплового баланса в этом случае имеет вид

$$Q_{ц} = G_B c_B \Delta t_B \Delta \tau.$$

Тогда промежуток времени $\Delta\tau$, соответствующий снижению температуры металла от $t_{0ц}$ до $t_{1ц}$, составит

$$\Delta\tau = \frac{Q_{ц}}{G_B c_B \Delta t_B} = \frac{mc_M(t_{0ц} - t_{1ц})}{G_B c_B \Delta t_B}.$$

В таблице представлены результаты расчетов, проведенных с использованием двух отдельных моделей остывания корпуса и ротора ЦВСД. При принудительном расхолаживании воздухом с применением водокольцевого вакуумного насоса и воздушного компрессора преимущества имеет второй вариант.

При принятой схеме расчетов и выбранных краевых условиях параметры воздуха (расход,

давление и температура) вносят некоторую погрешность в получаемые результаты. Это связано с влиянием естественной конвекции охлаждающего воздуха внутри проточной части высокого и среднего давления и отсутствием учета некоторого количества воздуха, которое отводится в машинный зал через концевые уплотнения наружного корпуса ЦВСД.

Как следует из рис. 4, средний темп остывания металла ротора высокого-среднего давления паровой турбины составляет $22.5^\circ\text{C}/\text{ч}$ и охлаждение его до 150°C займет еще около 1 ч при расходе воздуха $6500 \text{ м}^3/\text{ч}$, так что общая продолжительность остывания составит около 9 ч. С учетом возможной реальной производительности воздушного компрессора около $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ коэффициенты теплоотдачи снизятся в отношении $(3000/6500)^{0.8}$, т.е. составят 0.54 от первоначально принятых в расчете.

Для определения продолжительности расхолаживания всего цилиндра следует учесть его теплоемкость по отношению к теплоемкости ротора, от которой зависит общая продолжительность процесса. В соответствии со сборочными чертежами поставщика масса ротора высокого-среднего давления составляет 31 980 кг, а суммарная масса ЦВСД – 140037 кг.

Таким образом, средняя скорость остывания наиболее нагретой зоны паровпуска высокого и среднего давления ЦВСД, которая пропорциональна теплоемкости, в 4.38 раза меньше средней скорости остывания ротора высокого-среднего давления и составит около $5.14^\circ\text{C}/\text{ч}$. Отсюда следует, что процесс расхолаживания ЦВСД воздухом по предлагаемой технологической схеме будет продолжаться около 38 ч.

Для определения полной продолжительности принудительного расхолаживания необходимо учесть время на расхолаживание паром под нагрузкой. Таким образом, общая продолжитель-

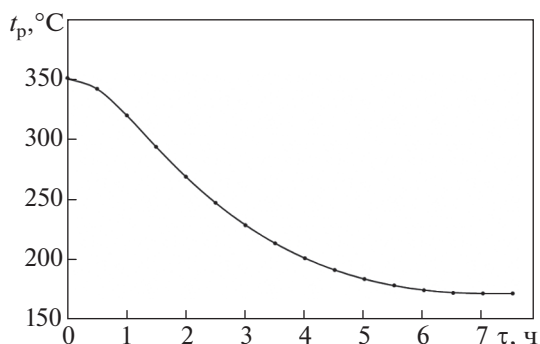


Рис. 4. Зависимость температуры средней части ротора высокого-среднего давления t_p от продолжительности расхолаживания τ в процессе принудительного расхолаживания воздухом в течение 8 ч

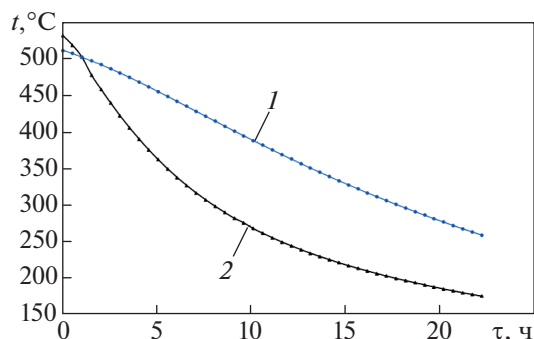


Рис. 5. Расхолаживание воздухом ЦВСД турбины, имевшей начальную температуру 520–530°С. Температура: 1 – наружного корпуса; 2 – первой диафрагмы ЧСД

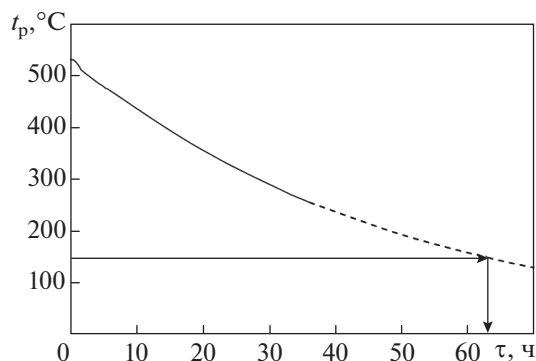


Рис. 7. Зависимость максимальной температуры металла t_m ЦВСД от продолжительности расхолаживания

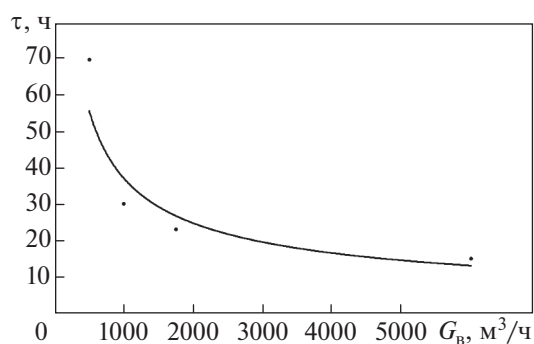


Рис. 6. Продолжительность расхолаживания ЦВСД в зависимости от расхода охлаждающего воздуха

ность комбинированного расхолаживания ЦВСД с использованием компрессора составит примерно (38 + 5) ч при расходе воздуха 3000 м³/ч.

Были выполнены также расчеты расхолаживания ЦВСД при начальной температуре 520–530°С (рис. 5). Средний темп расхолаживания ротора высокого-среднего давления после 15 ч равнялся примерно 5°С/ч, т.е. температура 150°С будет достигнута через 26–27 ч, а с учетом того, что скорость расхолаживания снижается, ожидаемая его продолжительность составит 30–32 ч.

Наружный корпус ЦВСД остывает существенно медленнее, нежели ротор, хотя темп расхолаживания при аналогичных условиях будет около 8°С/ч. Его температура снизится до требуемой по инструкции примерно через 20 ч, суммарно расхолаживание продлится около 42 ч, однако с учетом замедления темпа снижения температур его продолжительность увеличится до 47–50 ч.

На рис. 6 приведена зависимость продолжительности расхолаживания ЦВСД от расхода воздуха, представляющая собой степенную функцию, существенно возрастающую при снижении расхода охлаждающего воздуха.

ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ

Для верификации расчетной модели ЦВСД паровой турбины был проведен расчет расхолаживания при начальной номинальной температуре 530°С по исходным данным фирмы General Electric. Через 30 ч расхолаживания максимальная температура ЦВСД составила примерно 291°С при средней скорости остывания 8°С/ч. Результаты расчета приведены на рис. 7 в виде зависимости максимальной температуры металла ЦВСД от продолжительности расхолаживания. Если экстраполировать результаты на снижение температуры до 150°С, используя соотношение для регулярного теплового режима, то она будет достигнута через примерно 63 ч при охлаждении воздухом. Это является подтверждением корректности разработанной модели и задания краевых условий.

ВЫВОДЫ

1. При применении водокольцевого вакуумного насоса продолжительность принудительного расхолаживания воздухом цилиндра высокого-среднего давления паровой турбины CLN660-24.2/566/566 производства Харбинской электрической корпорации (Китай), установленной на Троицкой ГРЭС, составит около 38 ч.

2. При определении полной продолжительности принудительного расхолаживания паровой турбины следует учесть время на охлаждение паром под нагрузкой (около 2 ч).

3. Предлагается использовать комбинированную технологию, состоящую из двух этапов:

охлаждение паром под нагрузкой до температуры наружной поверхности корпуса ЦВСД в зоне паровпуска 350°С;

расхолаживание ЦВСД воздухом по прямоточной схеме с избыточным его давлением на входе,

создаваемым компрессором, и разрежением на выходе 50–60 кПа.

4. Продолжительность остывания ЦВСД от номинальной температуры, определяемая наиболее массивным корпусом цилиндра, составит около 50 ч.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Марочник** сталей и сплавов / Ю.Г. Драгунов, А.С. Зубченко, Ю.В. Каширский, А.Ф. Дегтярев, В.В. Жаров, М.М. Колосков, А.С. Орлов, В.Н. Ско-робогатых; под ред. Ю.Г. Драгунова и А.С. Зубчен-ко. М.: Машиностроение, 2014.
2. **Неймарк Б.Е.** Физические свойства сталей и сплавов, применяемых в энергетике: справ. М.: Энер-гия, 1967.
3. **Зысина-Моложен Л.М., Зысин Л.В., Поляк М.Н.** Теплообмен в турбомашинах. Л.: Машинострое-ние, 1974.
4. **Похорилер В.Л.** Принудительное расхолаживание паровых турбин. М.: Энергоатомиздат, 1989.
5. **Опыт** принудительного воздушного расхолажива-ния турбины К-130-12.8 Верхнетагильской ГРЭС / М.В. Лазарев, Ю.В. Белов, К.В. Филатов, Ю.В. Гу-сев // Энергетик. 2022. № 2. С. 20–26.
6. **Ильченко О.Г., Галацан В.Н.** О теплообмене в меж-корпусном пространстве двухстенных конструк-ций паровых турбин // Энергетическое машино-строение. Харьков: Высшая школа, 1972. Вып. 14. С. 51–59.
7. **Плоткин Е.Р., Лейзерович А.Ш.** Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. М.: Энергия, 1980.
8. **РТМ 108.020.16-83.** Расчет температурных полей роторов и корпусов паровых турбин. Л.: НПО ЦКТИ, 1985.
9. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопереда-чи. М.: Энергия, 1977.

Calculated Substantiation of the Time Taken to Forcedly Cool Down with Air the CLN660-24.2/566/566 Steam Turbine of the Troitsk District Power Plant 660 MW Power Unit

M. V. Fedorov^a, Yu. A. Radin^{b, c, *}, and T. S. Kontorovich^b

^a LLC Gazprom Energoholding, St. Petersburg, 199106 Russia

^b PJSC Mosenergo, Moscow, 119526 Russia

^c People's Friendship University of Russia, Moscow, 117198 Russia

*e-mail: vti-unit@yandex.ru

Abstract—At the Troitsk District Power Plant (a Branch of PJSC Wholesale Generating Company No. 2), a 660 MW coal fired power unit is in operation. The power unit is equipped with a CLN660-24.2/566/566 condensing steam turbine manufactured in the People's Republic of China. Among the power unit's variable operation modes, the steam turbine cooling down modes play an essential role; these modes are of importance when the turbine is shut down for carrying out equipment repairs, because its casing parts cool under natural conditions to acceptable temperatures (150°C), at which thermal insulation can be dismantled from the turbine high-temperature casings, for as long as 170–200 h. This generates the need to perform forced cooldown, which can be carried out by using steam under load, air, and combination of these two methods, with the last option regarded to be the most effective one. The article presents the result of applying the currently existing technologies for cooling down the combined high and intermediate pressure cylinder. The time taken to accomplish the turbine forced cooldown was estimated by calculation with the use of various techniques, in particular, the finite element method implemented by means of the ANSYS software system. The calculated assessment of the cooldown time was carried out with taking into account the thermally stressed state of the key “critical” components and the steam turbine low cycle fatigue strength.

Keywords: steam turbine, combined high-and-intermediate pressure cylinder, forced cooldown system, rotor, temperature, rotor relative expansion, air