

УДК 536.244:621.165

С. В. Алёхина, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А.Н.Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: alyokhina@ipmach.kharkov.ua)

ИДЕНТИФИКАЦИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ НА ПОВЕРХНОСТЯХ ВЫХОДНОГО ПАТРУБКА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Для оценки термонапряженного состояния выходного патрубка цилиндра высокого давления паровой турбины проведены исследования тепловых и газодинамических процессов. Решена прямая сопряженная задача теплообмена. Базируясь на этих результатах, определены коэффициенты теплоотдачи на поверхностях патрубка путем решения обратной задачи теплообмена. Данные могут быть использованы для оценки ресурса работы паровых турбин.

Для оцінки термонапруженого стану вихідного патрубка циліндра високого тиску парової турбіни проведені дослідження теплових та газодинамічних процесів. Розв'язана пряма спряжена задача теплообміну. Базуючись на цих результатах, визначені коефіцієнти тепловіддачі на поверхнях патрубка шляхом розв'язання оберненої задачі теплообміну. Дані можуть бути використані для оцінки ресурсу роботи парових турбін.

Введение

Безопасность эксплуатации любой турбоустановки в целом зависит от эффективности и надежности работы ее основных конструктивных элементов. Для этого необходимо использовать современные подходы к созданию турбинного оборудования ТЭС и ТЭЦ, что невозможно без детального исследования тепловых, газодинамических и термомеханических процессов.

Для каждого напряженного элемента турбины необходимо рассматривать не только условия механического нагружения, но и условия совместной работы его с другими элементами конструкции. Таким образом, для создания высокоэффективных, высокоманевренных мощных турбин с высокой степенью надежности необходимо, наряду с решением других проблем, совершенствовать методы исследования теплообмена в элементах турбомашин и других устройствах энергетического назначения.

Определение условий теплообмена на поверхностях элементов турбомашин необходимо для исследования температурного, термонапряженного и термомодеформированного состояний и для оценки ресурса работы, поддержания энергоэффективности установок в процессе эксплуатации за счет сохранения осевых и радиальных зазоров, выбора рациональных режимов эксплуатации корпусов цилиндров высокого и среднего давлений (ЦВД и ЦСД) турбин. В частности, существенное влияние на экономичность и надежность турбин оказывает состояние выходных патрубков [1, 2]. От их аэродинамических характеристик зависит экономичность не только турбины, но и всей паротурбинной установки. Стенки выходного патрубка ЦВД в процессе эксплуатации находятся под воздействием пара и подвергаются значительным температурным перепадам во время изменения режимов работы турбины. Поэтому особую важность приобретает исследование тепловых и газодинамических процессов в этом конструктивном элементе, а необходимость проведения исследований термонапряженного состояния патрубков ЦВД требует идентификации коэффициентов теплоотдачи (КТО) на его поверхностях.

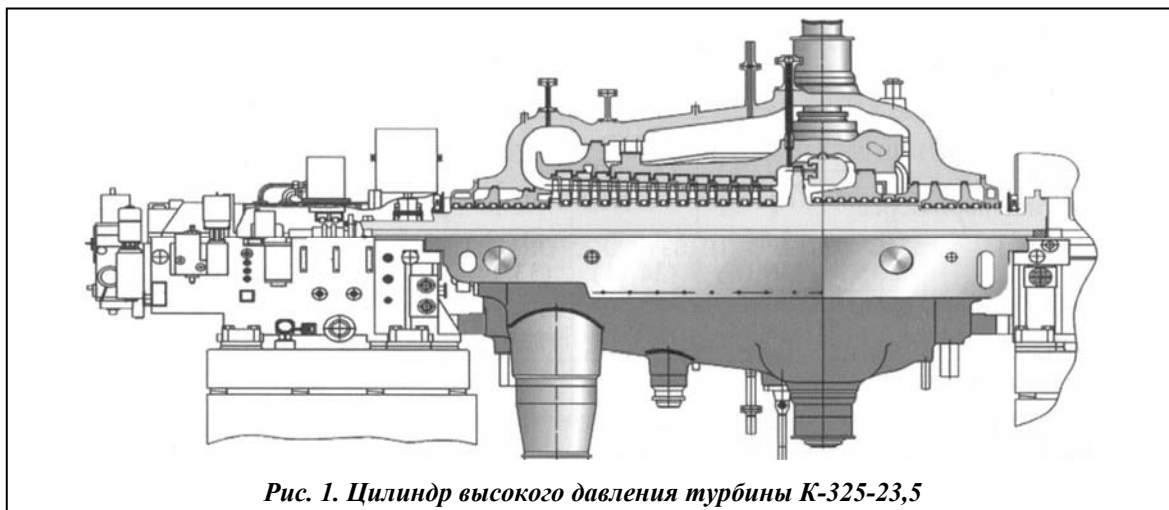


Рис. 1. Цилиндр высокого давления турбины К-325-23,5

Постановка задачи

В настоящее время одной из перспективных разработок украинской турбостроительной отрасли является турбина К-325-23,5 ОАО «Турбоатом» [3]. Для надежной и долгосрочной работы этой турбины необходимо проведение ряда исследований, в частности тех, которые направлены на идентификацию тепловых и газодинамических процессов в основных конструктивных элементах.

Цилиндр высокого давления турбины К-325-23,5 представлен на рис. 1. Выходной патрубок имеет тороидальную форму с двумя выхлопами в нижней части. Внешний корпус ЦВД турбины покрыт слоем изоляции.

Идентифицировались коэффициенты теплоотдачи на внутренних поверхностях выходного патрубка при номинальном режиме работы турбины.

Методология решения

Проведение натурных экспериментальных исследований в таком сложном элементе, как выходной патрубок, представляет собой достаточно трудоемкую задачу, связанную с большими финансовыми затратами. Поэтому для решения поставленной задачи использовалось компьютерное моделирование.

При исследовании тепловых и газодинамических процессов в выходном патрубке паровой турбины возникает сложность задания граничных условий в зонах контакта рабочей среды и металлического корпуса, а также учета охлаждения пара вблизи твердых поверхностей. В этом случае эффективным инструментом являются сопряженные задачи теплообмена, в которых учитывается взаимное влияние переноса теплоты как в твердом теле, так и в окружающем его теплоносителе.

Математическая модель сопряженной задачи теплообмена включает в себя следующие уравнения:

1) для газообразной среды:

- уравнение неразрывности (источники и стоки массы отсутствуют)

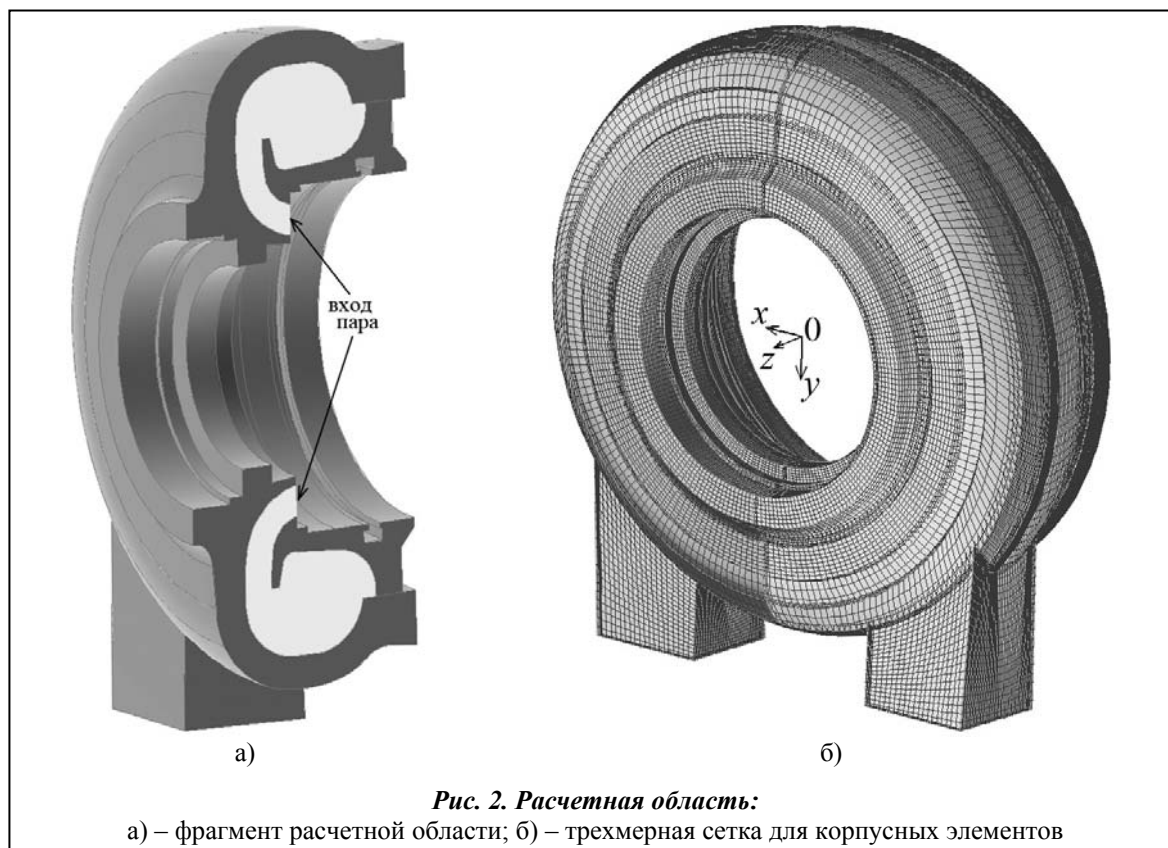
$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v}) = 0,$$

где ρ – плотность пара; τ – время; \mathbf{v} – вектор скоростей;

- уравнения движения вязкого газа

$$\rho \frac{d\mathbf{v}}{d\tau} = -\operatorname{grad}\left(p + \frac{2}{3}\mu_e \operatorname{div} \mathbf{v}\right) + 2\operatorname{div}(\mu_e \dot{\mathbf{S}})$$

где p – статическое давление; μ_e – эффективный коэффициент динамической вязкости, $\dot{\mathbf{S}}$ – тензор скоростей деформации.



– уравнение энергии

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho E) + \operatorname{div}(v(\rho E + p)) = \operatorname{div}(\lambda_e \operatorname{grad} T),$$

где E – полная энергия, отнесенная к единице массы; T – температура пара; λ_e – эквивалентная теплопроводность (с учётом турбулентной составляющей);

2) для твердой среды – уравнение теплопроводности (уравнение Фурье)

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) = c_p \rho \frac{\partial T}{\partial \tau},$$

где λ – коэффициент теплопроводности; T – температура металла; c_p – теплоёмкость материала.

Для замыкания система дифференциальных уравнений дополняется уравнением состояния газообразной среды – зависимостью плотности среды от температуры и давления. Для вычисления турбулентных составляющих, входящих в уравнения движения и энергии, используется хорошо зарекомендовавшая себя модель сдвиговых напряжений $k-\omega$, разработанная Ментером [4]. Физические характеристики, входящие в уравнения, принимались в виде функций температуры и давления в рабочем интервале температур.

Расчетная область для выходного патрубка ЦВД была представлена трехмерной сеткой (рис. 2). На входе в патрубок задавались скорость и давление рабочей среды, соответствующие параметрам пара после 12-й ступени: температура пара 287.6 °С, давление 41,575 ата.

Используя результаты решения сопряженной задачи, решается обратная задача теплопроводности [5].

Для участка поверхности по полученному температурному полю находится тепловой поток q_i (Вт), проходящий через этот участок, и температура на поверхности T_{wi} (°С). При этом тепловой поток q_i определялся следующим образом.

Согласно закону Фурье [6] тепловой поток, проходящий через элементарную площадку dF в твердом теле

$$dQ = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} dF,$$

где λ – теплопроводность твердого тела; $\frac{\partial T}{\partial n}$ – температурный градиент в направлении, перпендикулярном площадке dF .

Запишем уравнение теплового баланса для элементарного объема (i, j)

$$(dQ_x - dQ_{x+dx}) + (dQ_y - dQ_{y+dy}) = dQ_t, \quad (1)$$

где dQ_x – тепловой поток, проходящий через левую грань рассматриваемого элементарного объема; dQ_{x+dx} – через правую грань; dQ_y – через нижнюю грань; dQ_{y+dy} – через верхнюю грань, контактирующую с окружающей средой (q_i); dQ_t – количество теплоты, накапливаемое элементарным объемом за элементарный интервал времени dt .

В конечно-разностном виде тепловой поток может быть представлена в виде

$$dQ = \rho c \frac{T_{ij}^{(k)} - T_{ij}^{(k-1)}}{d\tau^{(k)}} dx_i dy_j dz, \quad (2)$$

где ρ – плотность твердого тела; T_{ij} – температура в элементарном объеме; c – удельная теплоемкость, верхний индекс (k) указывает на то, что величина относится к k -му моменту времени.

Подстановка (1) в (2) с последующей конечно-разностной аппроксимацией позволяет определить величину теплового потока через элементарный участок поверхности. Затем локальный КТО на каждом участке поверхности тела вычисляется с использованием закона Ньютона–Рихмана

$$\alpha_i = \frac{q_i}{f_i(T_f - T_{wi})},$$

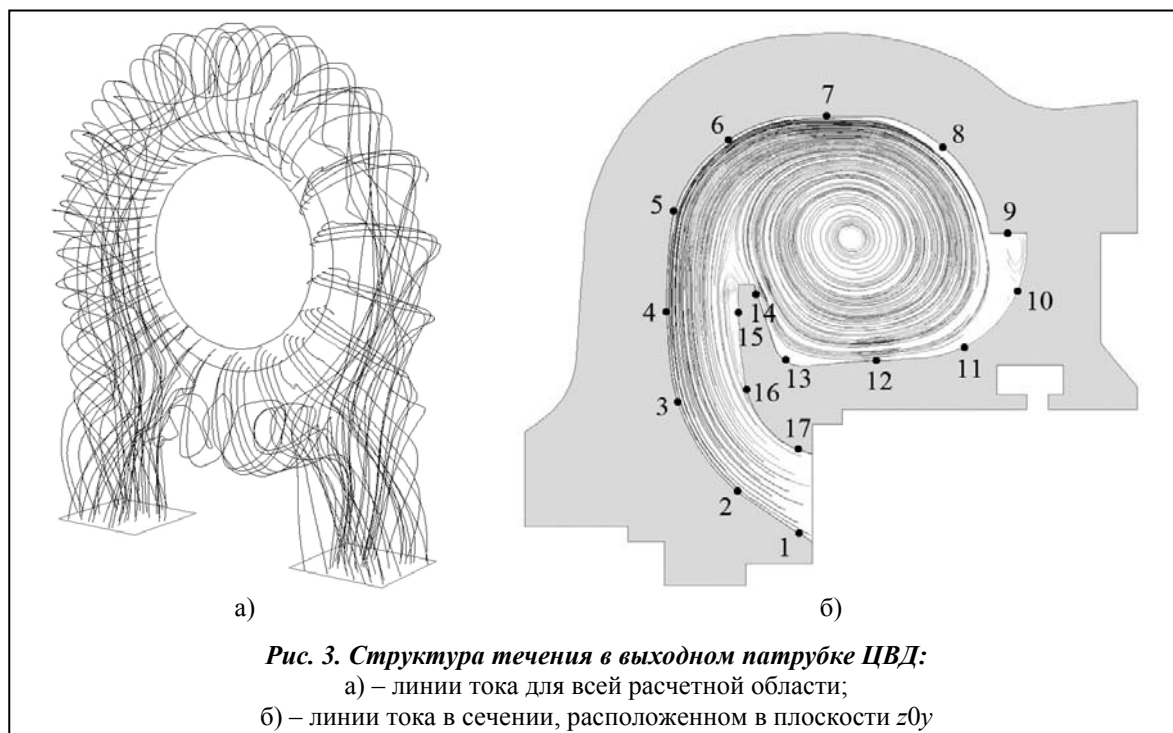
где T_f – температура потока, омывающего поверхность; T_{wi} – температура i -го участка поверхности; f_i – площадь i -го участка поверхности; q_i – тепловой поток через i -й участок поверхности.

Задача идентификации коэффициентов теплоотдачи на внутренних поверхностях выходного патрубка ЦВД решалась в стационарной постановке.

Результаты расчетов

Решение прямой сопряженной задачи теплообмена позволило выявить структуру течения в выходном патрубке ЦВД (рис. 3). Поток после прохождения проточной части ЦВД попадает в полость патрубка, закручивается и, раздваиваясь, выходит через нижние выхлопы (рис. 3, а). Структура потока в сечении, расположенном в плоскости $z=0$, дает представление о характере движения пара вдоль внутренних поверхностей патрубка (рис. 3, б). Небольшой отрыв потока наблюдается у выхода диффузора (точка 15) и в зоне перехода от патрубка к обойме (точки 9 и 10).

Сложная структура течения формирует специфические условия теплообмена на внутренних поверхностях патрубка (рис. 4). Максимальные значения КТО наблюдаются в точках 2–5, вблизи которых поток пара имеет максимальную скорость. При этом во входной части (точка 1) значение КТО ниже, чем на других участках поверхности, что, по-видимому, обусловлено формой поверхности при переходе от выходных кромок рабочего колеса ко входу в патрубок. На поверхностях, граничащих с циркуляционными зонами, наблюдается снижение коэффициентов теплоотдачи (точки 9, 10, 14, 15). Обтекание вихрем выступа обоймы (точки 13 и 14) характеризуется существенным снижением значений КТО, что вызвано как вытеснением основного потока отрывной областью в угловой зоне, так и эжектирующим эффектом основного потока, вытекающего из диффузора.



Как видно из рис. 4, при номинальном режиме работы турбины значения КТО на внутренней поверхности выходного патрубка имеют достаточно высокий уровень, что связано с высокими температурами пара на входе в него и почти постоянной скоростью потока во всей полости. Относительно небольшая закрутка потока за рабочим колесом практически не оказывает влияния на уровень коэффициентов теплоотдачи.

Выводы

Использование современных методов моделирования тепловых и газодинамических процессов, основанных на решении прямых сопряженных и обратных задач теплообмена, позволяет идентифицировать условия теплообмена в конструктивно сложных элементах турбины, в частности в выходных патрубках цилиндров высокого и среднего давлений.

Сложная структура течения в выходном патрубке ЦВД обуславливает неравномерность распределения коэффициентов теплоотдачи по его внутренним поверхностям, что, в свою очередь, приводит к неравномерному прогреву металла и увеличивает термонапряжения в наружном корпусе цилиндра высокого давления.

Проведенные исследования показали необходимость детального изучения тепловых и газодинамических процессов в выходном патрубке на переменных режимах работы турбины, чему будет посвящена дальнейшая работа автора.



Литература

1. Дейч М. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.
2. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.
3. Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт / В. Г. Суботін, Є. В. Левченко, В. Л. Швецов та ін. – Харків: Фоліо, 2009. – 256 с.
4. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F. R. Menter // AIAA . – 1994. – Vol. 32 (8) – P. 1598–1605.
5. Костиков А. О. Использование программного комплекса решения задач тепломассопереноса PHOENICS для определения коэффициента теплоотдачи / А. О. Костиков // Электрон. моделирование. – 1999. – Т. 21, № 2. – С. 96–104.
6. Лыков А. В. Тепломассообмен: Справочник / А. В. Лыков – М.: Энергия, 1971. – 560 с.

Поступила в редакцию
28.01.2012

УДК 577.4: 621.039.584

М. А. Кузнецов

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: chirkin@ipmach.kharkov.ua)

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Разработана термoeкономическая модель теплонасосной сушильной установки с замкнутым циклом и байпасированием части сушильного агента в обход испарителя теплового насоса. Модель позволяет при оптимизации конструкции и выборе экономических режимов работы учитывать как термодинамические, так и экономические параметры одновременно. Получено решение системы уравнений, описывающих потоки эксергии через границы модели и экономические затраты. Решение пригодно для любой пароконпрессионной теплонасосной сушильной установки, работающей по предложенной схеме.

Розроблена термoeкономічна модель теплонасосної сушильної установки із замкнутим циклом і байпасуванням частини сушильного агента в обхід випарника теплового насоса. Модель дозволяє під час оптимізації конструкції та вибору економічних режимів роботи враховувати як термодинамічні, так і економічні параметри одночасно. Отримано розв'язок системи рівнянь, що описують потоки ексергії через кордони моделі та економічні витрати. Розв'язок придатний для будь-якої пароконпресійної теплонасосної сушильної установки, що працює за запропонованою схемою.

Введение

Среди технологических процессов в промышленности и сельском хозяйстве процессы сушки и обезвоживания воздуха являются достаточно широко распространёнными и в то же время высокоэнергоёмкими. Основной характеристикой затрат энергии здесь является расход теплоты на испарение 1 кг влаги. Теоретически эта величина составляет 2500 кДж/кг, однако в традиционно применяемых конвективных сушильных установках она выше в три-четыре и более раз [1].

Учитывая, что сельское хозяйство является не только потребителем энергоресурсов, но и во многих случаях источником низкопотенциального тепла, а также то обстоятельство, что часто встречается необходимость одновременного производства и использования теплоты и холода, задача снижения энергопотребления может быть решена за счет широкого