

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

РАЗРАБОТКА МОДЕЛЕЙ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ТУРБИНЫ
В МАЛОПАРОВЫХ И МОТОРНЫХ РЕЖИМАХ¹

© 2021 г. Г. А. Пикина^{a, b, *}, Э. К. Аракелян^{a, **}, Ф. Ф. Пашенко^b, Г. А. Филиппов^a

^aНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

^bИнститут проблем управления им. В.А. Трапезникова РАН, Профсоюзная ул., д. 65, Москва, 117997 Россия

*e-mail: PikinaGA@mail.ru

**e-mail: arakelianek@mpei.ru

Поступила в редакцию 03.03.2020 г.

После доработки 24.06.2020 г.

Принята к публикации 23.12.2020 г.

Основным назначением моторного режима является удержание турбины в горячем резерве (при отключенном котле) без выработки электроэнергии в сеть. Для этого генератор переводится в режим двигателя, вращающего ротор турбины, а охлаждение проточной части производится подачей в один или два промежуточных отбора пара из отборов соседней турбины. Первые ступени цилиндра высокого давления работают на паре от передних уплотнений. Отмеченная специфика назначения и условий работы турбины в малопаровых режимах накладывает дополнительные требования к математической модели. При разработке моделей ступени турбины в моторном режиме учтены входящие в объект физические среды: пар проточной части, проходящий через сопловой и рабочий диски, участвующий в преобразовании своей термодинамической и кинетической энергии в механическую энергию вращения ротора; утечка пара в пространство между дисками; протечка пара через уплотнение ротор – направляющий аппарат; металл вращающихся устройств (рабочих дисков и ротора турбины); металл статора и выхлопных патрубков. Получены многоточечные модели с распределенными по длине проточного канала и сосредоточенными параметрами со значениями, которые изменяются в зависимости от порядкового номера ступени. Основную часть моделей ступени составляют восемь обыкновенных дифференциальных уравнений или уравнений в частных производных физических сред. Разработанные модели необходимы для компьютерного моделирования и исследования распределения температуры проточной части турбины. На основе результатов исследования предлагается создать реальную систему автоматического управления, обеспечивающую реализацию ограничений на нагрев металла и выработку добавленной мощности.

Ключевые слова: турбина, малопаровой и моторный режимы, тепловые процессы, многоточечные модели, модель с распределенными параметрами, дифференциальные уравнения в частных производных, модель с сосредоточенными параметрами, обыкновенные дифференциальные уравнения

DOI: 10.1134/S0040363621080087

При разработке моделей паровых турбин для нормальных режимов работы энергоблоков обычно принимались допущения о слабом влиянии теплообмена между паром и металлическими элементами конструкции и об отсутствии потерь в окружающую среду, так как основной энергетической составляющей было превращение термодинамической работы пара в механическую энергию вращения ротора турбогенератора. Однако, когда турбина работает в малопаровом и, особенно, в моторном режиме [1–4], характеристики происходящих в ней процессов определяет именно теплообмен между физическими средами.

С помощью моторного режима осуществляется удержание турбины в горячем резерве (при от-

ключенном котле) без выработки электроэнергии в сеть. Генератор переводится в режим двигателя, вращающего ротор турбины. Охлаждение проточной части производится подачей в промежуточные отборы небольшого количества пара из отборов соседней турбины. Первые ступени цилиндра высокого давления работают только на паре передних уплотнений ротора.

Отмеченная специфика назначения и условий работы турбины в малопаровых режимах накладывает дополнительные требования к математической модели. В разрабатываемой модели должны быть учтены:

подача внешней мощности вращения ротора от генератора;

выделение тепла от трения между паром и вращающимися частями ротора;

¹ Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 18-08-01090).

расход энергии вращающихся частей ротора на вентиляцию пара междискового пространства;

отсутствие расхода свежего пара в цилиндре высокого давления (ЦВД) от своего котла;

поступление извне охлаждающих расходов пара в отборы турбины;

наличие расходов пара через внешние уплотнения цилиндров турбины;

протечки пара через уплотнения направляющих аппаратов ступеней;

утечки пара в междисковое пространство;

потери тепла в окружающую среду через изоляцию статора;

возникновение из-за действия центробежной силы перепада давления по радиусу проточной части, что может в последних ступенях цилиндра низкого давления вызвать подсос влаги из конденсатора турбины.

Так как конструктивно и функционально турбина представляет собой множество однотипных составляющих — ступеней, то совершенно естественно происходящие в ней процессы отобразить с помощью многоточечной модели с параметрами, изменяющимися в зависимости от порядкового номера ступени [5].

Если в качестве дифференциальных уравнений использовано хотя бы одно уравнение в частных производных, учитывающее изменение физических величин хотя бы по одной пространственной координате, то такая модель относится к классу моделей с распределенными параметрами (РП-модели).

Если в качестве дифференциальных уравнений использованы только обыкновенные дифференциальные уравнения, учитывающие изменение физических величин лишь во времени, такая модель относится к классу моделей с сосредоточенными параметрами (СП-модели).

Учитывая специфику турбины в виде однотипных составляющих, в классификации моделей можно разделить класс многоточечных моделей на многоточечные СП-модели (МТ-СП) и многоточечные РП-модели (МТ-РП).

Каждая ступень состоит из неподвижного диска с направляющими поток пара соплами и рабочего диска с лопатками.

В объект входят следующие физические среды: пар проточной части, проходящий через сопловой и рабочий диски, участвующий в преобразовании своей термодинамической и кинетической энергии в механическую энергию вращения ротора; утечка пара в пространство между дисками; протечка пара через уплотнение ротор — направляющий аппарат; металл вращающихся устройств (рабочих дисков и ротора турбины); металл статора и выхлопных патрубков. Исходя из названных сред, можно определить объем дифференциальной части уравнений модели тепловых процессов каж-

дой ступени: шесть уравнений законов сохранения энергии для четырех паровых потоков и двух паровых объемов между дисками и четыре уравнения теплопроводности для металла дисков, ротора и статора.

В данной работе предполагается использовать для потока пара в дисках одномерную динамическую модель, учитывающую распределение температуры только по длине проточного канала. Принимается допущение об одинаковых значениях температуры в сечении, сделанное на основании двух факторов. Это малый расход пара (т.е. малая масса пара в канале), который приводит к заметному перегреву пара, и турбулентное движение потока, сопровождающееся перемешиванием вещества и усреднением его температуры.

Для проверки целесообразности учета распределения температуры пара по длине канала представлены две модели (РП и СП) с возможностью последующего их сравнения при проведении численных расчетов конкретных турбин.

Содержание данной статьи отражает результаты первого этапа объемной работы, обеспечивающей создание реальной системы автоматического регулирования, способной выполнять требования по температурному состоянию турбины в моторном режиме и генерации добавленной мощности, не превышающей мощность холостого хода.

УРАВНЕНИЯ ЗАКОНА СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ ПОТОКА ПАРА

Конкретный вид уравнения энергии зависит от принимаемых при выводе допущений, которые определяются особенностями процессов преобразования энергии в объекте. Далее эти особенности рассмотрены применительно к теплообменным аппаратам.

Подведенное (отведенное) к потоку массой M тепло dQ (т.е. энергия потока dE) расходуется на изменение его внутренней энергии dU и совершаемую потоком (или над потоком) работу dL :

$$dQ = dE = dU + dL.$$

Суммарное тепло dQ состоит из тепла, подводимого (отводимого) из внешней по отношению к потоку среды $dQ_{\text{внш}}$, и тепла, выделяющегося (поглощаемого) внутри потока в результате работы сил трения $dQ_{\text{тр}}$.

Работа dL может быть разложена на механическую по вращению рабочего диска ротора при движении пара в криволинейном канале $dL_{\text{мех}}$, кинетическую (по ускорению или замедлению потока) $dL_{\text{кин}}$, потенциальную (по перемещению потока в поле тяготения) $dL_{\text{п}}$, техническую $dL_{\text{т}}$ составляющие работы потока и работу сил трения $dL_{\text{тр}}$.

Можно принять, что работа по преодолению сил трения идет на выделение тепла $dL_{\text{тр}} = dQ_{\text{тр}}$. Применительно к потокам пара в турбине изме-

нением потенциальной энергии можно пренебречь. Кроме того, изменение механической и кинетической энергии происходит со скоростью протекания гидродинамических процессов, которая на один-два порядка больше скорости изменения температур большой массы металла турбины. Поэтому в дальнейшем можно полагать, что $L_{\text{мех}}$ и $L_{\text{кин}}$ изменяются мгновенно и остаются постоянными величинами. Тогда

$$dQ_{\text{внш}} = dU + dL_{\text{т}} = dU + d(pV) = d(mh),$$

где p – давление; V – объем потока; m – масса пара; h – его энтальпия.

Таким образом, можно считать, что изменение количества тепла или работы, получаемой (отдаваемой) от внешней среды (металла диска) преобразуется в изменение энтальпии потока

$$dQ_{\text{внш}} = d(mh) = dE.$$

При движении потока в канале возможны два варианта:

$$Q_{\text{внш}} = \begin{cases} -qS & \text{– движение потока с охлаждением;} \\ +qS & \text{– движение потока с подогревом,} \end{cases}$$

где q – удельный тепловой поток, кВт/м²; S – площадь поверхности канала, м².

Следует заметить, что входящие в уравнения переменные (энергия потока E и удельный тепловой поток q) являются функциями двух аргументов – времени t и пространственной координаты (длины) z . Учитывая малость расходов и турбулентность потока, приняли допущение об отсутствии распределения тепловых параметров в поперечном сечении.

МОДЕЛЬ ПОТОКА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Канал рабочего диска. Сначала нужно раскрыть полную производную энергии потока:

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} &= \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial t} = V \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + l \frac{\partial(f\rho v h)}{\partial z} = \\ &= +qS - N_{\text{мех}}, \end{aligned}$$

где $N_{\text{мех}} = \frac{dL_{\text{мех}}}{dt}$ – мощность вращения ротора при движении пара в криволинейном канале; l , f – длина и площадь поперечного сечения канала; v , ρ – скорость и плотность потока.

Переходя к расходу пара $D = f\rho v$, можно получить

$$V \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + l \frac{\partial(Dh)}{\partial z} = +qS - N_{\text{мех}}. \quad (1)$$

Наряду с формой (1) записи уравнения энергии потока часто используется и другая, для полу-

чения которой можно представить дифференциал от произведения переменных величин суммой

$$\partial(\rho h) = \rho \partial h + h \partial \rho, \quad \partial(Dh) = D \partial h + h \partial D.$$

После подстановки этих сумм в (1) из полученного уравнения нужно вычесть уравнение закона сохранения вещества, предварительно умноженное на энтальпию h :

$$V\rho c_p \frac{\partial h}{\partial t} + Dl \frac{\partial h}{\partial z} = +qS - N_{\text{мех}}. \quad (2)$$

И, наконец, можно привести еще одно написание уравнения энергии одномерного однофазного потока через его температуру θ , приняв во внимание, что изобарная теплоемкость c_p и энтальпия связаны как $\partial h = c_p \partial \theta$:

$$V\rho c_p \frac{\partial \theta}{\partial t} + Dc_p l \frac{\partial \theta}{\partial z} = +qS - N_{\text{мех}}. \quad (2a)$$

Канал соплового диска. В отличие от рабочего канала, в канале направляющего аппарата происходит преобразование термодинамической энергии в кинетическую энергию потока:

$$V\rho \frac{\partial h}{\partial t} + Dl \frac{\partial h}{\partial z} = +qS - N_{\text{кин}}; \quad (3)$$

$$V\rho c_p \frac{\partial \theta}{\partial t} + Dc_p l \frac{\partial \theta}{\partial z} = +qS - N_{\text{кин}}, \quad (3a)$$

где $N_{\text{кин}} = \frac{dL_{\text{кин}}}{dt}$ – мощность преобразования в кинетическую энергию.

МОДЕЛЬ ПОТОКА С СОСРЕДОТОЧЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Канал рабочего диска. Интегрирование уравнения (2) по координате z в пределах от 0 до l дает

$$V \int_0^l \rho \frac{\partial h}{\partial t} \partial z + lD \int_0^l \frac{\partial h}{\partial z} \partial z = S \int_0^l q \partial z - \int_0^l N_{\text{мех}} \partial z.$$

Для первого интеграла можно ввести произведение среднеинтегральных по длине значений плотности и энтальпии

$$\int_0^l \rho \frac{\partial h}{\partial t} \partial z = \bar{\rho} \frac{\partial \bar{h}}{\partial t}.$$

Во втором интеграле расход среды D можно считать постоянным по длине, так как гидродинамические процессы протекают практически мгновенно по сравнению с тепловыми. Тогда

$$D \int_0^l \partial h = D(h^k - h^h),$$

где h^k, h^h – начальное и конечное значения энтальпии потока.

Интеграл в правой части уравнения равен среднеинтегральному значению теплового потока, и с учетом формулы для конвективного теплообмена потока со стенкой получается

$$\int_0^l q dz = \bar{q} = \alpha(\bar{\vartheta} - \bar{\theta}),$$

где α – коэффициент теплоотдачи; $\bar{\theta}$ и $\bar{\vartheta}$ – среднеинтегральные по длине значения температур потока и стенки канала.

Таким образом, уравнение энергии потока в точечном приближении имеет вид

$$V\bar{\rho} \frac{\partial \bar{h}}{\partial t} + Dh^k = Dh^h + \alpha S(\bar{\vartheta} - \bar{\theta}) - \bar{N}_{\text{мех}};$$

чертой над всеми параметрами обозначено среднеинтегральное значение.

В моделях точечного приближения, абстрагированных от размеров, существуют только два значения любого параметра – на входе и выходе. Поэтому среднеинтегральные значения параметров в полученных уравнениях приходится выражать через их начальное и конечное значения.

В практике математического моделирования получил распространение способ замены на конечные значения: $\bar{\rho} = \rho^k$, $\bar{h} = h^k$, $\bar{\theta} = \theta^k$, тогда

$$V\rho^k \frac{\partial h^k}{\partial t} + Dh^k = Dh^h + \alpha S(\bar{\vartheta} - \theta^k) - \bar{N}_{\text{мех}}. \quad (26)$$

Особо следует отметить, что запись $+\alpha S(\bar{\vartheta} - \theta^k)$ будет справедливой как для нагрева потока при движении в канале (разность температур положительная), так и при отдаче паром тепла стенке (разность температур отрицательная).

Канал соплового диска. Интегрирование уравнения (3) по координате z в пределах от 0 до l дает в результате

$$V\rho \frac{\partial h^k}{\partial t} + Dh^k = Dh^h + \alpha S(\bar{\vartheta} - \theta^k) - \bar{N}_{\text{кин}}. \quad (36)$$

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В СТУПЕНИ

При разработке модели тепловых процессов в ступени необходимо учитывать все среды, уравнения энергии для которых входят в состав модели тепловых процессов в ступени:

- пар проточной части, проходящий через сопловой и рабочий диски;
- пар в междисковом пространстве;
- утечка пара в пространство над рабочим диском;
- протечка пара через уплотнение ротор – направляющий аппарат;

металл вращающихся устройств (рабочего диска и части ротора турбины в пределах ступени);

неподвижный металл части статора и выхлопных патрубков.

Для описания вспомогательных сред (пара в междисковых объемах, протечек, утечек и металла) оптимально использовать точечные (СП) модели, а для пара проточной части выбор СП- [уравнения (26) и (36)] или РП-модели [уравнения (2) и (3)] остается за разработчиком.

Уравнение энергии объема пара между ступенями ($j - 1$) и (j)

Если отнести объем пара между предыдущей и рассматриваемой ступенями турбины в состав рассматриваемой ступени, то уравнение закона сохранения энергии для него можно представить в следующем виде:

$$m_{\text{мд1}} \frac{dh_{\text{мд1}}^k}{dt} + D_{\text{мд1}} h_{\text{мд1}}^k = D_{\text{мд1}} h_{\text{мд1}}^h + \alpha S_{\text{мд1}} (\bar{\vartheta} - \theta^k)_{\text{мд1}} + Q_{\text{мд1}}^{\text{тр}}. \quad (4)$$

Здесь $h_{\text{мд1}}^k$, $h_{\text{мд1}}^h$ – конечная и начальная энтальпия пара в объеме между ступенями; $Q_{\text{мд1}}^{\text{тр}}$ – тепловой поток от трения рабочего диска предыдущей ступени о пар в междисковом пространстве, нижний индекс 1 обозначает первый междисковый объем ступени; $m_{\text{мд1}}$ – масса пара в объеме; $D_{\text{мд1}}$ – поступающий от предыдущей ступени расход пара, равный сумме расходов из проточной части $D(j - 1)$ и утечки $D_{\text{ут}}$:

$$D_{\text{мд1}}(j) = D(j - 1) + D_{\text{ут}}(j - 1).$$

Составляющая конвективного теплообмена в уравнении (4) отражает передачу тепла от пара к лицевой поверхности соплового диска (направляющего аппарата) и к контактной части статора турбины.

Начальную энтальпию можно найти из уравнения смешивания двух потоков:

$$D_{\text{мд1}}(j) h_{\text{мд1}}^h(j) = D(j - 1) h^k(j - 1) + D_{\text{ут}}(j - 1) h_{\text{ут}}^k(j - 1),$$

откуда получается

$$h_{\text{мд1}}^h(j) = \frac{D(j - 1)}{D_{\text{мд1}}(j)} h^k(j - 1) + \frac{D_{\text{ут}}(j - 1)}{D_{\text{мд1}}(j)} h_{\text{ут}}^k(j - 1),$$

где $h_{\text{ут}}^k$ – конечная энтальпия пара утечки из предыдущей ступени.

*Уравнение энергии объема пара
в канале направляющего аппарата*

Уравнение закона сохранения энергии СП-модели для пара в канале направляющего аппарата можно записать в следующем виде:

$$m_{н.а} \frac{\partial h_{н.а}^k}{\partial t} + D_{н.а} h_{н.а}^k = D_{н.а} h_{н.а}^H + \alpha S_{н.а} (\bar{\vartheta} - \theta_{н.а}^k) - \bar{N}_{кин}. \quad (5)$$

Здесь $m_{н.а}$ – масса пара в канале направляющего диска; $D_{н.а}$ – поступающий в канал расход пара, равный расходу пара в междисковом объеме за вычетом расхода протечки $D_{пр}$ через уплотнение с ротором:

$$D_{н.а}(j) = D_{мд1}(j) - D_{пр}(j).$$

Начальная энтальпия потока на входе в канал направляющего аппарата $h_{н.а}^H$ равна конечной $h_{мд1}^k$.

*Уравнение энергии протечки пара
через уплотнение с ротором*

Для протечки можно принять безынерционную модель, пренебрегая массой пара в уплотнении. В силу малости расхода протечки можно считать, что она не повлияет на перепад давления на сопловом диске. Тогда справедливо предположить, что расходы пара через канал направляющего аппарата и уплотнение будут пропорциональны средним площадям их проходных сечений:

$$D_{пр} = \frac{f_{пр}}{f_{н.а}} D_{н.а}.$$

Кроме того, прохождение пара через уплотнение можно рассматривать как процесс дросселирования, для которого энтальпия остается постоянной, т.е.

$$h_{пр}^k = h_{пр}^H = h_{мд1}^k. \quad (6)$$

*Уравнение энергии металла
направляющего аппарата*

Теплообмен через боковые поверхности направляющего диска происходит вследствие контакта с паром первого (индекс “мд1”), второго (индекс “мд2”) междисковых объемов и через внутреннюю площадь поверхности проточного канала направляющего аппарата (индекс “н.а”):

$$m_{н.а} c_m \frac{d\vartheta_{н.а}}{dt} = \alpha S_{мд1} (\theta_{мд1}^k - \vartheta_{н.а}) + \alpha S_{мд2} (\theta_{мд2}^H - \vartheta_{н.а}) + \alpha S_{н.а} (\theta_{н.а}^k - \vartheta_{н.а}). \quad (7)$$

Здесь $m_{н.а}$, c_m , $\vartheta_{н.а}$ – масса, теплоемкость и температура металла диска направляющего аппарата; α – коэффициент теплоотдачи от пара к металлу.

Если разность температур пара и металла будет отрицательной, то будет происходить охлаждение металла и, наоборот, положительная разность температур свидетельствует о нагреве металла.

*Уравнение энергии объема пара между сопловым
и рабочим дисками*

Для объема пара между дисками ступени уравнение энергии СП-модели запишется следующим образом:

$$m_{мд2} \frac{dh_{мд2}^k}{dt} + D_{мд2} h_{мд2}^k = D_{мд2} h_{мд2}^H + \alpha S_{мд2} (\vartheta - \theta^k) + Q_{мд2}^{тр}. \quad (8)$$

Здесь $Q_{мд2}^{тр}$ – тепловой поток от трения рабочего диска ступени о пар в междисковом пространстве, нижний индекс 2 обозначает второй междисковый объем ступени; $m_{мд2}$ – масса пара в междисковом объеме; $D_{мд2}$ – расход пара, поступающий в междисковый объем от направляющего аппарата и равный расходу из проточной части $D_{н.а}$ и протечки $D_{пр}$ направляющего аппарата:

$$D_{мд2} = D_{н.а} + D_{пр}.$$

Составляющая конвективного теплообмена в уравнении (4) отражает передачу тепла от пара к лицевой поверхности соплового диска (направляющего аппарата) и к контактной части статора турбины.

Начальную энтальпию можно найти из уравнения смешивания двух потоков

$$D_{мд2} h_{мд2}^H = D_{н.а} h_{н.а}^k + D_{пр} h_{пр}^k = D_{н.а} h_{н.а}^k + D_{пр} h_{мд1}^k,$$

откуда получается

$$h_{мд2}^H = \frac{D_{н.а}}{D_{мд2}} h_{н.а}^k + \frac{D_{пр}}{D_{мд2}} h_{мд1}^k.$$

*Уравнение энергии объема пара
в канале рабочего диска*

В модели с сосредоточенными параметрами уравнение закона сохранения энергии для пара в канале рабочего диска будет иметь следующий вид:

$$m_{р.д} \frac{dh_{р.д}^k}{dt} + D_{р.д} h_{р.д}^k = D_{р.д} h_{р.д}^H + \alpha S_{р.д} (\bar{\vartheta} - \theta_{р.д}^k) - \bar{N}_{мех}. \quad (9)$$

Здесь $m_{р.д}$ – масса пара в канале рабочего диска; $h_{р.д}^k$, $h_{р.д}^H$ – конечная и начальная энтальпия пара в канале рабочего диска; $S_{р.д}$ – площадь рабочего диска; $D_{р.д}$ – поступающий в канал рабочего диска расход пара, равный расходу пара из междис-

кового объема за вычетом утечки через кольцевой зазор над диском:

$$D_{р.д} = D_{мд2} - D_{ут.}$$

Начальная энтальпия потока пара на входе в канал $h_{р.д}^H$ равна конечной энтальпии во втором междисковом объеме $h_{мд2}^K$.

Уравнение энергии утечки пара через кольцевой зазор над рабочим диском

В силу малости расхода утечки можно считать, что она не повлияет на перепад давления на рабочем диске. Тогда справедливо принять, что расходы пара через канал рабочего диска и кольцевой зазор между диском и статором будут пропорциональны средним площадям их проходных сечений:

$$D_{ут} = \frac{f_{ут}}{f_{р.д}} D_{р.д}.$$

Кроме того, прохождение пара через уплотнение можно рассматривать как процесс дросселирования, для которого энтальпия остается постоянной, т.е.

$$m_{ут} \frac{dh_{ут}^K}{dt} + D_{ут} h_{ут}^K = D_{ут} h_{ут}^H - \alpha S_{ст} (\theta_{ут}^K - \vartheta_{ст}) + \alpha S_{р.д} (\vartheta_{р.д} - \theta_{ут}^K), \quad (10)$$

где $S_{ст}$ – площадь поверхности статора, обтекаемая утечкой пара; $\vartheta_{ст}$ – температура статора; $S_{р.д}$ – площадь поверхности венца рабочего диска; $\vartheta_{р.д}$ – его температура.

Уравнение энергии вращающегося металла

Для сокращения количества дифференциальных уравнений следует рассмотреть единую систему вращающегося металла – металла рабочего диска и части вала ротора, относящейся к рассматриваемой ступени.

В моторном режиме вращение ротора осуществляется генератором блока путем передачи ступени механической энергии в единицу времени $N_{ген}$. Кроме того, потоком пара в канале рабочего диска передается энергия вращения $\bar{N}_{мех}$.

Тепловой поток $Q_{р.д}$ подводится или отводится (в зависимости от знака разности температур металла и пара) через внутреннюю площадь поверхности проточного канала рабочего диска. Из-за трения с паром междисковых объемов на боковых поверхностях вращающегося диска образуется тепловой поток $2Q_{тр}$, вызывающий повышение температуры как металла диска, так и контактирующего с ним пара. Аналогичным образом происходит теплообмен от трения с частями вала ротора $Q_{рот}$ в междисковых объемах ступени.

Подведенная от генератора мощность расходуется на вращение массы металла рабочего диска и вала ротора $N_{вр}$, на преодоление трения вращении $N_{тр}$ и на вентиляцию $N_{вен}$ – придание дополнительной скорости вращения потокам пара.

С учетом изложенного можно записать уравнение энергии для металла ротора ступени:

$$m_{рот} c_m \frac{d\vartheta}{dt} = 2Q_{тр} + Q_{р.д} + Q_{рот} + N_{ген} + \bar{N}_{мех} - N_{вр} - N_{тр} - N_{вен}. \quad (11)$$

Здесь $m_{рот}$ – масса металла ротора (рабочего диска и вала) в ступени; ϑ – температура металла; $Q_{р.д} = -\alpha S_{р.д} (\vartheta - \theta_{р.д}^K)$, что следует из уравнения (9); $\bar{N}_{мех} = Dv_x (v_x^K - v_x^H) = Dv_x (v^{вых} \cos \beta^{вых} - v^{вх} \cos \beta^{вх})$; D – массовый расход пара; v и β – скорости и углы треугольников скоростей на входе и выходе канала.

Остальные составляющие либо задаются в качестве входных воздействий, либо вычисляются по эмпирическим формулам [4, 6].

Уравнение энергии металла статора

Теплообмен через поверхности статора происходит вследствие контакта с паром первого (индекс “мд1”), второго (индекс “мд2”) междисковых объемов и через площадь поверхности канала утечки (индекс “ут”). Для упрощения расчетов можно определять среднюю температуру статора в районе этой ступени по дифференциальному уравнению

$$m_{ст} c_m \frac{d\bar{\vartheta}}{dt} = \alpha S_{мд1} (\theta_{мд1}^K - \bar{\vartheta}) + \alpha S_{мд2} (\theta_{мд2}^K - \bar{\vartheta}) + \alpha S_{ут} (\theta_{ут}^K - \bar{\vartheta}) - Q_{пот}, \quad (12)$$

где $Q_{пот} = \alpha_{из} (S_{мд1} + S_{мд2} + S_{ут}) (\bar{\vartheta} - \theta_{н.в})$ – потери тепла (индекс “пот”) через изоляцию (индекс “из”) в окружающую среду с известной температурой наружного воздуха (индекс “н. в”); $\alpha_{из}$ – коэффициент теплоотдачи от тепловой изоляции статора в окружающую среду, либо вычислять температуру статора для каждой части ступени в отдельности, разбив уравнение (12) на три отдельные составляющие.

ВЫВОДЫ

1. Представленная в данной работе система уравнений (1)–(12) является нелинейной динамической моделью с распределенными (или сосредоточенными) параметрами для паровой турбины в моторном режиме. Она справедлива как для отдельного канала проточной части, так и для всей проточной части с полным расходом пара на ступень и с полными геометрическими размерами элементов ступени.

2. Ступени с одинаковым расходом пара в проточной части могут быть объединены при расчете в одну группу.

Первая группа работает на расходе пара из переднего уплотнения ЦВД с начальной энтальпией, равной энтальпии пара на выходе из уплотнения.

Вторая группа ступеней начинается после отбора, в который подается охлаждающий пар соседней турбины. Расход общего пара второй группы увеличивается на объем расхода охлаждающего пара, поступающего в отбор, с изменением его энтальпии до средневзвешенной (см. формулы для пара в междисковых объемах).

Наконец, к расходу на первую ступень цилиндра среднего давления (ЦСД) (или цилиндра низкого давления) добавляются еще два потока пара: из концевое уплотнения предыдущего цилиндра (ЦВД или ЦСД) и своего переднего уплотнения. Энтальпия суммарного расхода также вычисляется как средневзвешенная.

3. Разработанные модели позволяют провести компьютерное моделирование и всесторонний анализ зависимости распределения температуры металла от различных влияющих факторов. Результаты исследования будут использованы при реализации автоматической системы регулирования, гарантирующей выполнение требований для температурного состояния проточной части паровой турбины и не превышение допустимого уровня добавленной энергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Arakelyan E.K., Andryushin A.V., Andryushin K.A.** Increased reliability, maneuverability and durability of steam turbines through the implementation of the generator driving mode. WIT transactions on ecology and the environment // WIT Press. 2016. V. 205. P. 95–105. <https://doi.org/10.2495/EQ160091>
2. **Куличихин В.В., Гуторов В.Ф.** Использование моторного режима турбоагрегатов на ТЭС. М.: СПО ОРГРЭС, 1977.
3. **Маховка Ю.М.** Исследование беспарового режима ЦВД мощных паровых турбин с целью повышения маневренности в условиях двухбайпасной пуско-сбросной системы энергоблока: дис. ... канд. техн. наук. Л.: НПО ЦКТИ, 1978.
4. **Arakelyan E.K., Andryushin K.A., Paschenko F.F.** Modelling and controlling the temperature status of the turbine T-125/150 CCGT 450 flow part at the CCGT operation in the GTU based CHP mode with steam turbine in the motoring drive mode // Intern. Russian Automation Conf. RusAutoCon 2019: Advances in Automation. 19 Febr. 2020. Lecture Notes in Electrical Engineering book series. 2020. V. 641. P. 667–674. https://doi.org/10.1007/978-3-030-39225-3_73
5. **Пашенко Ф.Ф., Пикина Г.А.** Основы моделирования энергетических объектов. М.: Физматлит, 2011.
6. **Аракелян Э.К., Старшинов В.А.** Повышение экономичности и маневренности оборудования электростанций. М.: Изд-во МЭИ, 1993.

Developing Models of Turbine Thermal Processes in Low-Steam and Motor Modes

G. A. Pikina^{a, b, *}, E. K. Arakelyan^{a, **}, F. F. Pashchenko^b, and G. A. Filippov^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

^b Trapeznikov Institute for Management Problems, Russian Academy of Sciences, Moscow, 117997 Russia

*e-mail: PikinaGA@mail.ru

**e-mail: arakelianek@mpei.ru

Abstract—The main purpose of the motor mode is to keep the turbine in hot standby (with the boiler off) without generating electricity to the grid. To do this, the generator is switched to the engine mode, which rotates the turbine rotor, and the cooling of the flow path is performed by supplying one or two intermediate steam extractions from the extractions of the neighboring turbine. The first stages of the high-pressure cylinder run on steam from the front seals. The noted specificity of the purpose and operating conditions of the turbine in low-steam modes imposes additional requirements on the mathematical model. When developing models of a turbine stage in a motor mode, the physical media included in the object were taken into account: the steam of the flow path passing through the nozzle and working discs, participating in the conversion of its thermodynamic and kinetic energy into mechanical energy of the rotor rotation; vapor leakage into the space between the discs; steam leakage through the rotor-guide vane seal; metal of rotating devices (working disks and turbine rotor); and metal of the stator and exhaust pipes. Multipoint models are obtained with lumped parameters distributed along the length of the flow channel with values that vary depending on the ordinal number of the stage. The main part of the step models are eight ordinary differential equations or partial differential equations of physical media. The developed models are necessary for computer modeling and investigating the temperature distribution of the turbine flow path. Based on the research results, it is proposed to create a real automatic control system that ensures the implementation of restrictions on metal heating and the generation of added power.

Keywords: turbine, low steam and motor modes, thermal processes, multipoint models, distributed parameter model, partial differential equations, lumped parameter model, ordinary differential equations