

ПОТЕРИ И К. П. Д. ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

В. Т. ЮРИНСКИЙ

До настоящего времени наши представления о потерях в паровой турбине не получили более или менее законченного оформления. Данный вопрос трактуется с полной произвольностью и противоречиво, что приносит большой вред делу подготовки инженеров-теплотехников. В то время, когда в литературе по испытаниям паровых турбин [3] по необходимости рассматривается вопрос об испытании современной многопоточной турбины, в книгах по теории паровых турбин, даже самых новейших [1; 2; 4], до сих пор не сделано хотя бы попытки осветить вопрос о возникновении и распределении по источникам потерь в многоступенчатой многопоточной турбине. Ограничиваются всегда рассмотрением однопоточной турбины, т. е. простейшего типа, не характерного для нашего времени, когда даже мелкие турбины имеют почти обязательно нерегулируемые отборы для регенеративного подогрева воды. Забывают также о том, что наряду с основным рабочим процессом в турбине происходят и некоторые другие, побочные, но неизбежные процессы.

В данной работе автор хотел бы внести ясность в трактовку вопроса о потерях и относительных к. п. д. многопоточной турбины, работающей в реальных условиях. Турбина однопоточная, простейший тип, является частным случаем многопоточной турбины и потому, как всякий частный случай, будет охватываться более объемлющим, общим.

Причины, порождающие возникновение потерь в паровой турбине. Классификация потерь

Потери в паровой турбине возникают по следующим основным причинам:

1. Преобразование тепловой (потенциальной) энергии в механическую происходит в турбине несовершенен, так как изоэнтропический процесс расширения заменяется политропическими процессами. Вследствие этого количество механической энергии, полученной в ступенях турбины, будет меньше, чем теоретически возможное.

2. Часть пара, подведенного к турбине, не принимает вовсе участия в работе турбины и рассеивается, минуя проточную часть. Другая часть пара совершает работу не во всех ступенях турбины, а лишь в определенной группе ступеней. Вследствие этого мощность турбины будет при всех прочих равных условиях получена меньшей, чем та, которая могла бы быть получена при отсутствии рассеяния парового потока.

3. Часть работы, полученной на рабочих венцах ступеней турбины и отданной валу, расходуется на преодоление механических сопротивлений (трение в подшипниках, приведение в действие системы регулирования и т. п.). Иначе говоря, эта группа потерь определяется наличием рассеяния механической энергии, полученной в турбине.

Принципиальная классификация потерь. Характерные признаки потерь разных классов

В соответствии со сказанным можно и следует различать:

1. Потери, связанные с движением основного (рабочего) потока пара через турбину. Условимся эту группу потерь называть внутренними потерями; может быть более правильно было бы назвать их потерями рабочего потока.

2. Потери, обусловленные отделением от рабочего потока, протекающего через турбину, некоторых количеств пара, изменяющего свое состояние после отделения вне проточной части и вне камер турбины без производства работы на рабочих лопатках и без воздействия на изменение состояния пара в основном потоке.

3. Потери на валу турбины, представляющие собою затрату механической энергии. Все потери, принадлежащие к двум последним группам, условимся называть внешними, следуя более или менее установившейся терминологии, хотя, вообще говоря, было бы правильнее называть их потерями от рассеяния энергии.

Таким образом, потери в турбине, с одной стороны, определяются несовершенством процессов преобразования потенциальной энергии в механическую работу (уменьшение работоспособности пара), а с другой,—рассеянием энергии как потенциальной, так и механической.

Внутренние потери турбины можно вновь различать, как потери двух категорий. Основной (рабочий) поток пара, проходя через турбину, совершает в ней в определенной последовательности ряд частных процессов, представляющих собою:

- 1) расширение в ступенях;
- 2) дросселирование (мятие) пара;
- 3) смешение двух и более потоков пара, совершивших до смешения различающиеся друг от друга тепловые процессы.

Указанные частные процессы дросселирования и смешения могут происходить как внутри ступеней турбины (в камерах ее), так и вне ступеней (перед турбиной, между группами ступеней, за турбиной). Расширение же пара, приводящее к преобразованию тепловой энергии в механическую, может, естественно, происходить только в ступенях турбины (в соплах, в каналах рабочих лопаток).

Внутренние потери, сопровождающие частные процессы расширения в ступенях и обусловленные политропичностью процессов расширения, а также наличием в ступенях кроме процессов расширения процессов дросселирования и смешения потоков, могут быть названы потерями турбинной ступени.

Внутренние потери, сопровождающие процессы, развивающиеся в ступенях, не могут быть приписаны какой-либо ступени, а должны учитываться, как потери турбины в целом.

Характерным признаком любой внутренней потери является возможность изобразить ее в тепловых диаграммах, как фактор, влияющий на изменение состояния рабочего потока пара, текущего через турбину. При этом внутренние потери турбинной ступени как непосредственно сопровождающие процессы расширения в ступенях, так и обусловленные процессами мятия и смешения в ступенях, отражаются на изменении состояния рабочего потока пара, совершающего частные процессы в соответствующих ступенях и, следовательно, в тепловых диаграммах отображаются, как результаты отклонений реальных процессов расширения в ступенях от идеальных изоэнтропических (адиабатических) частных процессов расширения, что и приводит к уменьшению работоспособности пара.

Внутренние потери турбины в целом локализируются обязательно вне

ступеней и отображаются в тепловых диаграммах, как возникновение частных изэнтальпических процессов дросселирования рабочего потока пара.

Внешние потери, обусловленные рассеянием потока пара, подведенного к турбине, т. е. отводом пара в разных точках основного рабочего процесса (отборы пара перед турбиной или из промежуточных ступеней, утечки через концевые уплотнения, неплотности штоков клапанов и т. д.) не могут быть отражены в тепловых диаграммах, как факторы, прямо влияющие на изменение состояния рабочего потока пара, протекающего через турбину. Пар „ответвленных“ потоков, конечно, совершает вне турбины некоторые процессы, но изменения состояния „ответвленных“ потоков протекают самостоятельно и не связаны с изменением состояния пара основного потока.

Внешние потери, обусловленные отбором механической энергии с вала, конечно, не могут быть изображены в тепловых диаграммах, как процессы, не имеющие отношения к изменению состояния пара.

Потери турбинной ступени. Классификация. Возникновение потерь и их проявление

Рассматривая более пристально процессы внутри турбинной ступени, мы легко заметим, что и для отдельно взятой ступени будет правильным деление потерь на три группы:

1) обусловленные несовершенством преобразования тепловой энергии в механическую;

2) обусловленные рассеянием (разветвлением) парового потока в пределах данной ступени;

3) обусловленные обратным превращением в тепло части механической работы, полученной в данной ступени.

С другой стороны, внутренние потери ступени можно разделить на две категории по другому признаку. Некоторые потери неизбежно возникают в любой турбинной ступени независимо от того, как эта ступень оформлена конструктивно, как она расположена по отношению к другим ступеням и в каких условиях она работает. Сюда следует отнести все потери на венце ступени, а также потерю от теплообмена с окружающей средой (в пределах ступени). Даже в идеальной „адиабатической“ ступени, не имеющей потерь в соплах и на рабочих лопатках ($\psi = \varphi = 1$), существует все же потеря с выходной скоростью пара, принадлежащая к группе потерь на венце. Поэтому потери на венце следует относить к группе неизбежных потерь ступени. Теоретически возможный для „адиабатической“ ступени случай $c_{2t} = 0$ (при $w_{2t} = u$), приводящий к отсутствию и потери с выходной скоростью, не имеет отношения к турбинным ступеням интересующих нас современных конструкций.

Ко второй категории потерь ступени следует отнести те, возникновение которых определяется конструктивным устройством ступени, условиями ее работы, местонахождением в турбине. Для пояснения можно указать, что, например, потеря от трения диска о пар и на вентиляцию имеет относительно большую значимость для камерной ступени с парциальным подводом пара, но практически отсутствует в ступени барабанного типа с полным подводом пара. Потеря от работы в области влажного пара, естественно, не возникает, когда в ступени работает перегретый пар. При определенной степени реактивности и при определенной конструкции ступени может исчезнуть потеря от внутренних утечек (протечек) пара.

Как известно, главную долю всех внутренних потерь ступени составляют потери на венце (в соплах, на рабочих лопатках, с выходной скоростью).

Характерным признаком этих потерь является то обстоятельство, что они отражаются треугольниками скоростей ступени, и в силу этого величина их характеризуется коэффициентом полезного действия на венце ($\eta_{ол}$). Следовательно, скоростные коэффициенты ψ и φ , углы α_1 , β_2 , окружные скорости u_1 , u_2 и степень реактивности ρ вполне определяют и потерю с выходной скоростью.

Обычно и полагают, что только часть внутренних потерь отражается треугольниками скоростей, в то время как другая часть не может быть учтена к. п. д. на венце ($\eta_{ол}$). Мы вынуждены поэтому говорить о двух к. п. д. ступени: к. п. д. на венце и относительном внутреннем к. п. д. ступени (η_{oi}^{cm}). Последний к.п.д. учитывает уже все без исключения потери ступени, независимо от того, к какой категории они принадлежат: неизбежных или вызванных особенностями обстановки работы ступени, независимо от причин их возникновения.

Нужно сказать прямо, что до настоящего времени в литературе, доступной широким кругам читателей, мы не находим достаточно проверенных данных для подсчета потерь турбинной ступени. Даже для выбора скоростных коэффициентов φ и ψ мы располагаем лишь сомнительными кривыми, составленными, например, П. Вагнером (впервые эти данные увидели свет в 1913 г. и с тех пор стереотипируются во всех без исключения книгах по паровым турбинам). Только недостаток экспериментального материала заставляет нас учитывать влияние влажности пара на к.п.д. ступени при помощи грубо эмпирической формулы Баумана. Внимательно проследив механику возникновения ряда потерь в ступени (протечки, удары капель влаги о лопатки, удар при выходе и т.д.), мы должны прийти к выводу, что они оказывают влияние на элементы треугольников скоростей, т. е. влияют и на величину коэффициента $\eta_{ол}$. С другой стороны, как было указано выше, можно выявить и потери, обусловленные рассеянием потока пара в пределах ступени, затратой механической работы в ступени. Но мы затрудняемся составить энергетический баланс ступени и потому должны прибегать к грубой эмпирике.

Примером такой эмпирики является, кроме упомянутой формулы Баумана, методика подсчета потерь на трение диска о пар и на вентиляцию. По существу дела эта потеря является механической (вспомним, что все эмпирические формулы для определения потери выражают ее в единицах мощности—лошадиных силах, киловаттах). Мы совершенно резонно относим однако эту потерю к внутренним потерям ступени, так как механическая энергия, заимствуемая от колеса, затрачивается тут же внутри камеры ступени и превращается на месте потребления в тепло, что в конечном счете отражается на состоянии пара, покидающего ступень. Ступень не только вырабатывает механическую энергию, но и потребляет часть этой энергии. Процесс, происходящий с отдачей механической энергии, сопровождается процессами, связанными с поглощением механической энергии, с ее превращением в тепловую. В камере, наряду с главным процессом турбинной ступени, отдающей валу механическую энергию, происходит второстепенный (по количественным соотношениям) процесс компрессорной ступени, потребляющей механическую энергию.

Внутренние потери от рассеяния (разветвления) парового потока в пределах ступени обусловлены наличием протечек пара через междукамерные уплотнения (диафрагмы), разгрузочные отверстия в дисках, через зазоры в проточной части.

Внутри каждой ступени имеет место ветвление парового потока (разветвление и обратное слияние). В то время, когда основная масса пара совершает полезный процесс в соплах и на рабочих лопатках, некоторое количество пара („ответвленные“ потоки), вместо желательного процесса

в соплах и на лопатках, протекает через зазоры, совершая процесс мяття или расширения без отдачи работы лопаткам турбины. Пар, образующий такие „ответвленные“ потоки, либо сохраняет начальное теплосодержание, либо приобретает значительную живую силу. Поэтому при последующем слиянии „ответвленных“ потоков с основным (рабочим) потоком конечным результатом процесса смешения потоков будет повышение теплосодержания пара по сравнению с теплосодержанием пара основного потока до смешения. Не исключена возможность и увеличения скорости подвода пара к следующей ступени. Таким образом, и рассеяние парового потока в ступени и затрата механической энергии внутри ступени приводят к снижению отдачи механической энергии вала турбины и к повышению запаса энергии при входе в следующую ступень, в частности повышается теплосодержание пара. Иначе говоря, наличие этих потерь приводит к тому же эффекту, что и несовершенство процессов, осуществляемых в ступени рабочим потоком.

Как видим, в турбинной ступени возможны, и на самом деле происходят, превращения энергии по достаточно сложной схеме процессов. Тепловая энергия, пройдя ряд превращений, в конечном счете частично вновь оказывается в виде тепловой, но уже при более низком потенциале, частично потеряв способность к превращению в кинетическую энергию, в механическую работу.

Возможность перехода потерь из одного класса в другой

Возникает вопрос, не можем ли мы встретиться при рассмотрении турбины в целом с подобными же превращениями энергии? Не может ли оказаться, что некоторая доля внешних потерь от рассеяния потока пара, подведенного к турбине, повлияет на состояние пара главного потока и перейдет таким образом в категорию внутренних потерь турбины? Этот вопрос решается в положительном смысле. При работе турбины некоторые „ответвленные“ потоки, отделившись от главного (рабочего) потока, уже не возвращаются в турбину. Ясно, что как бы ни протекали процессы, совершаемые такими ответвленными потоками, эти процессы не могут оказать прямого влияния на процесс, совершаемый главным потоком. Следовательно, бессмысленным было бы пытаться отражать потери, обусловленные ответвлением таких потоков, в тепловых диаграммах, как факторы, снижающие работоспособность главного (рабочего) потока, т. е. как внутренние потери.

Но представим себе, что ответвленный поток, совершив ряд процессов, вернулся в турбину. Процессы, совершаемые ответвленными потоками вне турбины, могут быть различны. Некоторые из процессов (расширение в двигателе) могут вести к снижению теплосодержания и давления пара ответвленного потока, другие (охлаждение в теплообменнике), теоретически рассуждая,—только к снижению теплосодержания без снижения давления.

Наконец, возможны процессы мяття, т. е. снижения давления при неизменном теплосодержании. Совершив какую-то комбинацию этих процессов и вернувшись в турбину, ответвленный поток, смешиваясь с главным (рабочим) потоком, окажет влияние на изменение состояния пара главного (рабочего) потока. Отсюда можно сделать правильный вывод, что некоторые внешние потери оказываются факторами, влияющими на изменение состояния главного потока. Но неправилен был бы вывод о том, что это утверждение противоречит положению о невозможности отражения внешних потерь в тепловых диаграммах, как факторов, влияющих на изменение состояния пара главного потока. Если вдуматься поглубже

в сущность дела, то никакого противоречия мы не обнаружим. В самом деле, пусть, например, мы рассматриваем вопрос о внешней потере, вызванной рассеянием парового потока в связи с необходимостью питать паром передние и задние концевые уплотнения конденсационной двухкорпусной паровой турбины (рис. 1) при режиме холостого хода. Потокораспределение в трубопроводах уплотнений при этом режиме устанавливается по стрелкам „б“. Пар, ответвленный до турбины, совершает ряд параллельно протекающих процессов мятя в лабиринтовых концевых уплотнениях и вытекает в камеру регулирующей ступени ЧВД, в камеры последней ступени ЧНД. Смешение ответвленных потоков с главным (рабочим) потоком приводит к изменению состояния пара в указанных сту-

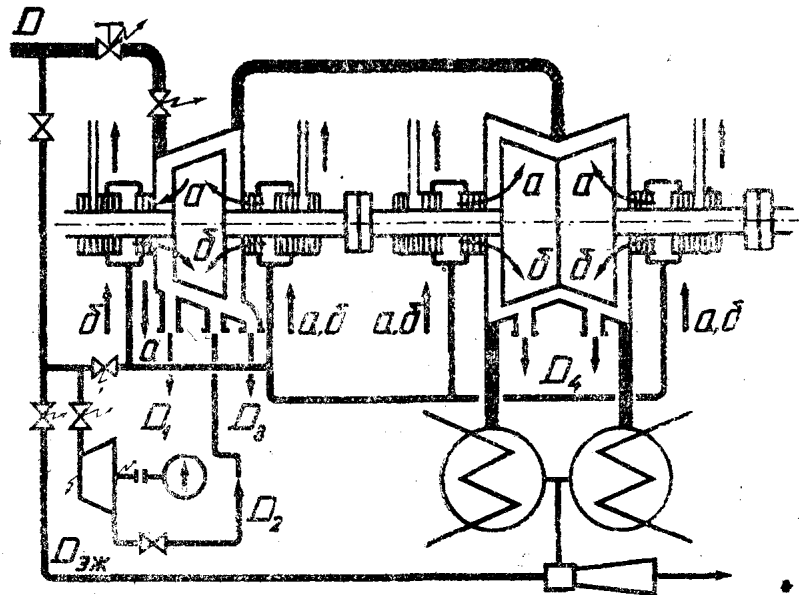


Рис. 1

пнях, отражается на протекании линии изменения состояния в тепловых диаграммах. Но, ведь, в тот самый момент, когда ответвленный поток пара присоединился к главному, он перестал быть ответвленным. Он снова стал частью главного (рабочего) потока, и потому изменение состояния, обусловленное фактом его присоединения, отобразилось в тепловых диаграммах, как изменение состояния главного потока пара. При этом изменилось и количество пара, протекающее через турбину в главном (рабочем) потоке. Возвращение ответвленного потока в основное русло приводит к тому, что рассеянной является не вся энергия, отведенная в точке с более высоким потенциалом, а лишь часть ее; дальнейшие превращения энергии возвращенного ответвленного потока (его можно назвать присоединенным) происходят как процесс главного потока и будут потому сопровождаться возникновением внутренних потерь.

Мы видим, что возникновение и развитие потерь определенного класса могут сопровождаться исчезновением или уменьшением потерь другого класса. Это утверждение может быть распространено и на механические потери турбины. Представим себе, например, что турбина вместо масляного насоса, приводимого от ее вала (это определяет необходимость затраты мощности на насос и возникновение соответствующей слагающей механической потери) получила масляный насос с паровым приводом. Сейчас же уменьшается сумма механических потерь, но зато появляется новый ответвленный поток, необходимый для обеспечения работы парового

привода масляного насоса, и, в связи с этим, рассеяние потока пара, подведенного к турбине, должно стать больше. Введение в конструкцию турбины гидравлического уплотнения может привести к уменьшению рассеяния парового потока (утечка пара через концевые уплотнения станет меньше), но зато увеличится рассеяние механической энергии, так как гидравлическое уплотнение будет на свое действие расходовать работу, заимствуя ее от вала турбины.

Рассеянием механической энергии будет и затрата ее на приведение в действие вспомогательных механизмов (например, циркуляционного и конденсатного насосов) непосредственно от вала турбины.

Номенклатура к.п.д. паровой турбины и связь между ними

Потери в паровой турбине могут быть отражены при помощи соответственно построенной системы к.п.д., имеющих цепную связь между собою. Проведенное выше рассмотрение вопроса о причинах возникновения и классификации потерь дает право предложить схему распределения потерь в паровой турбине и вытекающую из этой схемы систему к.п.д. (табл. 1).

Ниже даются пояснения к этой схеме.

Внутренние потери турбины

А. Ступень

Потери в ступени связаны с протеканием процесса основного (рабочего) потока. Как сказано, в настоящее время принято говорить о двух к.п.д. ступени $\eta_{ол}$ и η_{oi}^{cm} .

Поскольку потери на венце отражаются планами скоростей ступени, постольку эта группа потерь учитывается к.п.д. на венце

$$\eta_{ол} = \frac{\frac{A}{g} (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u})}{h_0 + \mu_0 h_{s(n-1)} - \mu_2 h_{s(n)}} \quad (1)$$

Все без исключения потери ступени учитываются при помощи относительного внутреннего к. п. д. ступени

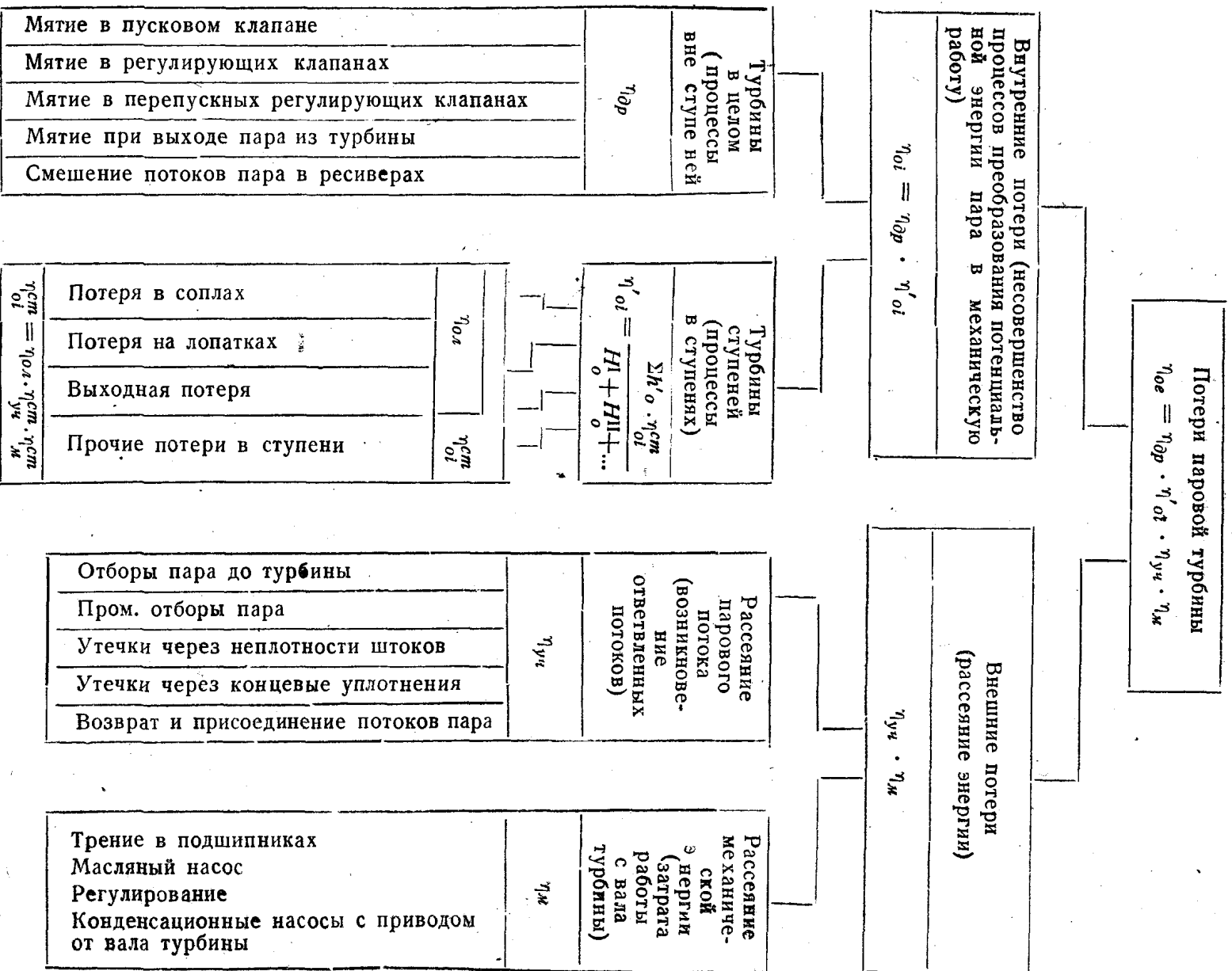
$$\eta_{oi}^{cm} = \frac{h_i}{h_0 + \mu_0 h_{s(n-1)} - \mu_2 h_{s(n)}} \quad (2)$$

в формуле (1), (2):

- μ_0 — коэффициент использования выходной потери предшествующей ступени,
- μ_2 — то же рассматриваемой ступени,
- h_0 — располагаемый перепад ступени *ккал/кг*,
- h_i — внутренний (использованный) перепад ступени *ккал/кг*,
- $h_{s(n-1)}$ — выходная потеря предшествующей ступени „
- $h_{s(n)}$ — „ „ рассматриваемой „

Условимся понимать под относительным внутренним к.п.д. процесса расширения пара в турбине отношение суммы внутренних перепадов ступеней к располагаемому перепаду реальной турбины, работающей при наличии мятя пара перед первой ступенью, в промежутках между группами ступеней и, наконец, за последней ступенью.

Таблица 1



Обозначим этот к.п.д., как η_{0e} .

Тогда (см. рис. 2)

$$\eta_{0e} = \frac{\sum h_i}{N'_o + N'_{II} + N'_{III} + \dots}$$

(3)

Для частного случая турбины, не имеющей мотыга пара в промежутках между группами ступеней

$$H_0^I + H_0^{II} + \dots = H_0,$$

$$\eta_{oi}' = \frac{\sum h_i}{H_0} = \frac{H_i}{H_0}. \quad (4)$$

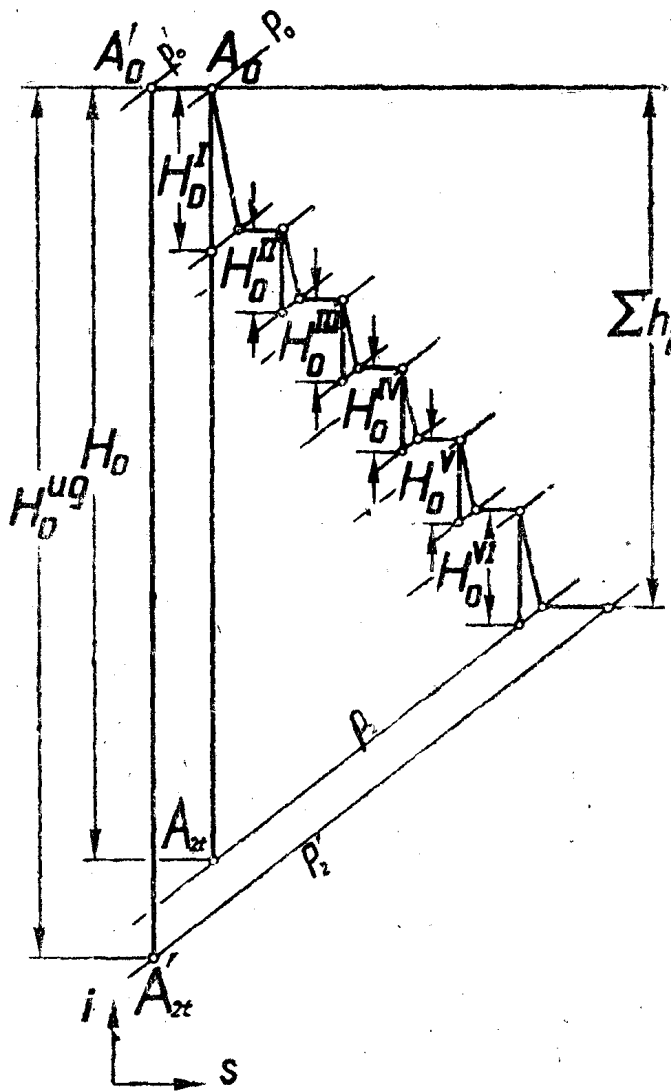


Рис. 2

Поскольку для любой ступени можно написать

$$\eta_{oi}^{cm} = \frac{h_i}{h_o},$$

где $h_o = h_0 + \nu_0 h_{e(n-1)} - \nu_2 h_{e(n)}$, то

$$\eta_{oi}' = \frac{\sum h_o \eta_{oi}^{cm}}{H_0^I + H_0^{II} + \dots}. \quad (5)$$

Как видим, относительный внутренний к.п.д. процесса расширения пара в турбине суммарно учитывает внутренние потери во всех ступенях турбины.

Этот к.п.д. дает возможность связать к.п.д. ступеней с к.п.д. турбины в целом.

Б. Турбина в целом (процессы рабочего потока, происходящие вне ступеней)

В идеальной турбине не имеют места процессы мятя пара в регулирующих органах, ресиверных трубах и т. д. Следовательно, процесс такой турбины совершается в пределах изменения давления от p_0 (давление перед стопорным вентилем) до p_2 (давление в конденсаторе). Изэнтропический процесс такой идеальной турбины изобразится линией $A_0 A_{2t}$; располагаемый перепад идеальной турбины будет $H_0^{ид}$ (рис. 2).

Наличие процессов мятя в реальной турбине приводит к тому, что располагаемый перепад (и пропорциональная ему мощность) ее уменьшается.

Это уменьшение располагаемого перепада по сравнению с идеальной турбиной может быть учтено при помощи коэффициента дросселирования

$$\eta_{др} = \frac{H_0^I + H_0^{II} + \dots}{H_0^{ид}} \quad (6)$$

В частном случае турбины без промежуточного мятя между группами ступеней

$$\eta_{др} = \frac{H_0}{H_0^{ид}} \quad (7)$$

Понятие о коэффициенте дросселирования должно быть разъяснено в связи с необходимостью распространить его на турбину, имеющую сопловое регулирование (рис. 3).

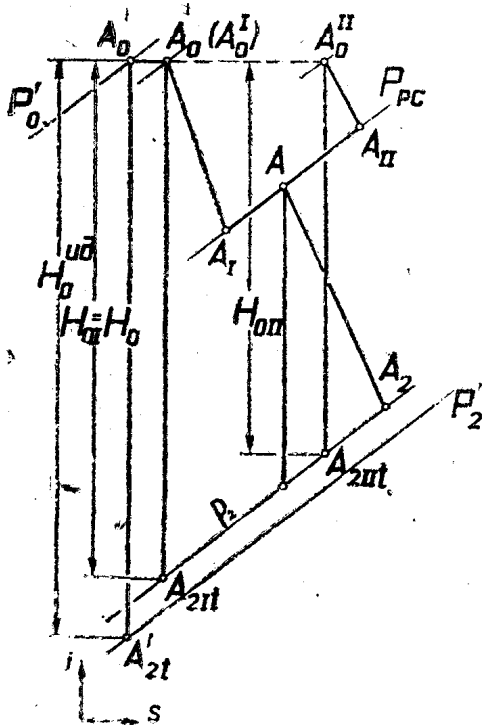


Рис. 3

Здесь мы можем рассуждать так. Пусть через турбину с сопловым регулированием протекает D кг/час пара. Это количество пара разделяется в каждый момент (когда открыт не один групповой клапан, а два или несколько групповых клапанов) на два потока. Один поток (I) работает с минимальным мятем при впуске (начальной точкой процесса в регулирующей ступени является точка A_0^I ; другой — поток (II) — дросселируется сильнее (начальная точка A_0^{II}). Соответственно имеем располагаемые перепады для потока I $H_{0I} = H_0$, а для потока II — H_{0II} .

С учетом внутренних потерь поток I совершает в регулирующей ступени процесс $A_0^I A_I$, поток II — процесс $A_0^{II} A_{II}$. После смешения в камере регулирующей ступени оба потока совершают в остальных ступенях общий процесс AA_2 .

Соответственно этому можно говорить о средневзвешенном коэффициенте дросселирования.

В идеальной турбине, не имеющей мятя пара, была бы получена мощность

$$N_0^{ид} = \frac{DH_0^{ид}}{860} \text{ кВт.}$$

В действительной турбине с сопловым регулированием вследствие мятия пара при впуске и при выпуске (рис. 3) даже теоретически при изэнтропичности процесса, при отсутствии потерь в ступенях, нельзя получить такой мощности.

Потери располагаемой мощности потока I

$$N_I = \frac{D_I (H_0^{u\partial} - H_{0I})}{860}$$

Потеря располагаемой мощности потока II

$$N_{II} = \frac{D_{II} (H_{10}^{u\partial} - H_{0II})}{860}$$

Здесь D_I , D_{II} — количества пара I и II потоков в кг/час; $D = D_I + D_{II}$ — полный расход пара турбиною в кг/час.

Располагаемая мощность турбины с сопловым регулированием

$$N_0 = N_0^{u\partial} - (N_I + N_{II});$$

$$N_0 = \frac{1}{860} [DH_0^{u\partial} - D_I (H_0^{u\partial} - H_{0I}) - D_{II} (H_0^{u\partial} - H_{0II})].$$

Далее

$$N_0 = \frac{DH_0^{u\partial}}{860} \left(1 - \frac{D_I}{D} \cdot \frac{H_0^{u\partial} - H_{0I}}{H_0^{u\partial}} - \frac{D_{II}}{D} \cdot \frac{H_0^{u\partial} - H_{0II}}{H_0^{u\partial}} \right).$$

Обозначая

$$\frac{D_I}{D} = x_I;$$

$$\frac{D_{II}}{D} = x_{II},$$

имеем после несложных преобразований

$$N_0 = \frac{DH_0^{u\partial}}{860} \left(1 - x_I - x_{II} + x_I \frac{H_{0I}}{H_0^{u\partial}} + x_{II} \frac{H_{0II}}{H_0^{u\partial}} \right).$$

Можно заметить, что $x_I + x_{II} = 1$ и, следовательно,

$$N_0 = \frac{DH_0^{u\partial}}{860} \left(x_I \frac{H_{0I}}{H_0^{u\partial}} + x_{II} \frac{H_{0II}}{H_0^{u\partial}} \right).$$

Само собою понятно, что коэффициент дросселирования, представляя собою отношение располагаемых перепадов, может быть выражен и как отношение располагаемых мощностей при одном и том же расходе пара D :

$$\eta_{\partial p} = \frac{N_0}{N_0^{u\partial}} = \frac{\frac{DH_0^{u\partial}}{860} \left(x_I \frac{H_{0I}}{H_0^{u\partial}} + x_{II} \frac{H_{0II}}{H_0^{u\partial}} \right)}{\frac{DH_0^{u\partial}}{860}}$$

$$\eta_{\partial p} = x_I \frac{H_{0I}}{H_0^{u\partial}} + x_{II} \frac{H_{0II}}{H_0^{u\partial}}.$$

Если бы в регулирующей ступени совершали одновременно процессы не два, а большее количество потоков, то коэффициент дросселирования был бы

$$\eta_{\partial p} = x_1 \frac{H_{0I}}{H_0^{уд}} + x_{II} \frac{H_{0II}}{H_0^{уд}} + x_{III} \frac{H_{0III}}{H_0^{уд}} \quad (8)$$

Можно последнюю формулу представить в таком виде

$$\eta_{\partial p} = x_1 \frac{H_{0I}}{H_0^{уд}} \left(1 + \frac{x_{II}}{x_1} \cdot \frac{H_{0II}}{H_{0I}} + \dots \right) \quad (9)$$

Пусть поток I подвергается минимальному мятию (рис. 3), $H_{0I} = H_0$

$$\eta_{\partial p} = x_1 \frac{H_0}{H_0^{уд}} \left(1 + \frac{x_{II}}{x_1} \frac{H_{0II}}{H_0} + \dots \right) \quad (10)$$

При дроссельном регулировании остается лишь один поток пара в регулирующей ступени.

В соответствии с этим

$$x_1 = 1; x_{II} = x_{III} = \dots = 0,$$

в результате чего приходим к приведенному выше выражению (7).

Внутренние потери турбины в целом учитываются, таким образом, коэффициентом дросселирования. Этот коэффициент имеет весьма важное значение. В процессе регулирования турбины коэффициент дросселирования намеренно изменяют.

При сопловом регулировании коэффициент дросселирования определяется долевым участием пара разных потоков в работе турбины и коэффициентами дросселирования этих потоков, ибо формула (8) может быть записана и так

$$\begin{aligned} \eta_{\partial p} &= x_1 \eta_{\partial p}^I + x_{II} \eta_{\partial p}^{II} + \dots = \\ &= x_1 \eta_{\partial p}^I \left(1 + \frac{x_{II}}{x_1} \frac{\eta_{\partial p}^{II}}{\eta_{\partial p}^I} + \dots \right), \end{aligned} \quad (11)$$

где $\eta_{\partial p}^I = \frac{H_{0I}}{H_0^{уд}}$, $\eta_{\partial p}^{II} = \frac{H_{0II}}{H_0^{уд}}$, ... коэффициенты дросселирования отдельных потоков.

Все внутренние потери в турбине могут быть учтены при помощи относительного внутреннего к.п.д. турбины

$$\eta_{oi} = \eta'_{oi} \cdot \eta_{\partial p}.$$

Для турбины с дроссельным регулированием без промежуточного мятия пара

$$\eta'_{oi} = \frac{H_i}{H_0};$$

$$\eta_{\partial p} = \frac{H_0}{H_0^{уд}};$$

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0^{уд}} = \frac{\Sigma h'_0 \eta'_{oi}{}^{em}}{H_0^{уд}}.$$

Для турбины с сопловым регулированием

$$\eta_{\partial p} = K_{\partial p} \cdot \eta_{\partial p}^I$$

Величину

$$K_{др} = x_1 \left(1 + \frac{x_{11} \eta_{др}^{II}}{x_1 \eta_{др}^I} + \dots \right)$$

можно назвать коэффициентом приведения к дроссельному (простейшему) регулированию.

Таким образом для любой турбины

$$\eta_{oi} = K_{др} \cdot \eta_{др}^I \cdot \eta'_{oi},$$

для турбины с дроссельным регулированием

$$K_{др} = 1.$$

Внешние потери

Потери от рассеяния парового потока

Потери от рассеяния потока пара могут быть отражены при помощи коэффициента участия пара в работе турбины. Обозначим этот коэффициент через $\eta_{уч}$.

Для получения коэффициента участия пара в работе турбины можно руководствоваться следующими соображениями.

Пусть к турбине подведено D кг/час пара при начальных параметрах p'_0, t'_0 .

Если бы весь этот пар работал в турбине при отсутствии ответвленных и воз-

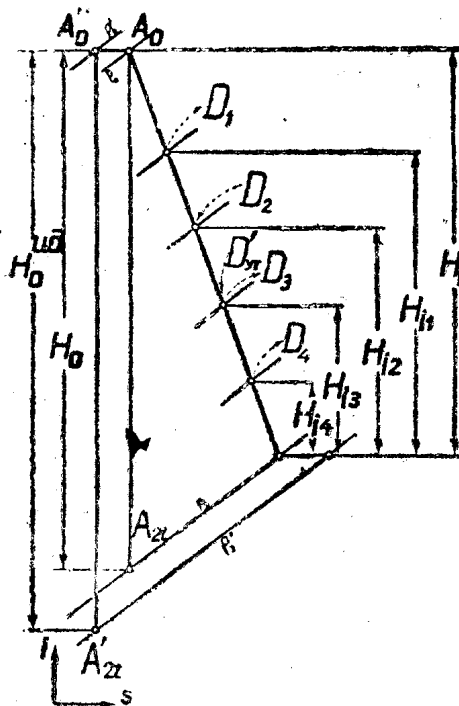


Рис. 4

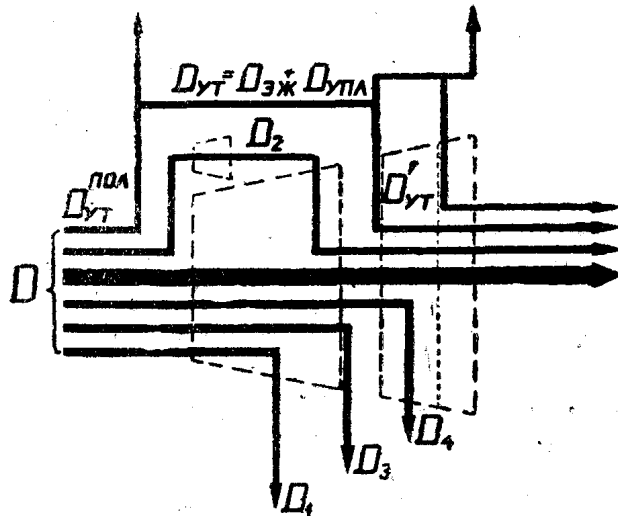


Рис. 5

вращенных потоков, то внутренняя мощность, полученная в турбине, была бы

$$N'_i = \frac{DH_i}{860} \text{ квт.}$$

Вследствие разветвления потока пара, т.е. появления ответвленных и возвращенных потоков (см. рис. 4, 5, 1), будет получена меньшая мощность, а именно

$$N_i = \frac{1}{860} \left\{ DH_i - \left[D_{ум} H_i + D_1 H_{i1} + D_2 (H_i - H_{i2}) + \right. \right. \\ \left. \left. + D_3 H_{i3} + D_4 H_{i4} + D'_{ум} (H_i - H_{i3}) \right] \right\}.$$

Коэффициент участия потока пара в работе турбины

$$\begin{aligned} \eta_{уч} &= \frac{N_i}{N'_i} = 1 - \frac{D_{ym}}{D} - \frac{D'_{ym}}{D} \frac{H_i - H_{i3}}{H_i} - \frac{D_1}{D} \frac{H_{i1}}{H_i} - \dots = \\ &= 1 - \frac{D_{ym} - D'_{ym}}{D} - \frac{D_1}{D} \frac{H_{i1}}{H_i} + \frac{D'_{ym}}{D} \frac{H_{i3}}{H_i} - \frac{D_3}{D} \frac{H_{i3}}{H_i} + \\ &\quad + \frac{D_2}{D} \frac{H_{i2}}{H_i} - \frac{D_4}{D} \frac{H_{i4}}{H_i}. \end{aligned}$$

При полном отсутствии ответвленных потоков пара коэффициент участия потока пара в работе турбины становится равным единице, так как все „ответвленные“ количества пара становятся порознь и в сумме равными нулю.

Общим выражением для коэффициента участия потока пара в работе турбины будет

$$\eta_{уч} = 1 - \sum \frac{D_{отв}}{D} \cdot \frac{H_{ix}}{H_i} + \sum \frac{D_{возвр}}{D} \frac{H_{iy}}{H_i} + \sum \frac{D_{прис}}{D} \frac{H_{iz}}{H_i}.$$

Здесь D — кг/час количество пара, подведенное к турбине,
 $D_{отв}$ — кг/час количества пара ответвленных потоков,
 $D_{возвр}$ — то же возвращенных потоков,
 $D_{прис}$ — то же присоединенных потоков,
 H_{ix} — ккал/кг внутренние перепады, недоиспользованные ответвленными потоками,
 H_{iy}, H_{iz} — внутренние перепады, используемые возвращенными и присоединенными потоками,
 H_i — внутренний перепад турбины.

Интересно отметить следующее: уменьшение $\eta_{уч}$ приводит, как видно из формулы (13), к снижению $\eta_{ое}$ агрегата. Следовательно, с точки зрения экономичности турбины, как устройства для получения механической энергии, невыгодно рассеивать пар, невыгодно позволять ему проходить мимо проточной части, куда бы он ни направлялся. Но современное турбостроение базируется на широком использовании идеи регенеративного подогрева питательной воды, т. е. на осуществлении намеренных (и достаточно больших) утечек из ряда промежуточных ступеней. В то же время ведется борьба против вредных утечек через концевые уплотнения и т. д. Мы знаем, что осуществление регенеративного цикла выгодно потому, что приводит в конечном счете к повышению абсолютного эффективного к.п.д. паросиловой установки $\eta_e = \eta_{ое} \cdot \eta_t$ за счет повышения η_t , несмотря на понижение $\eta_{ое}$.

При отсутствии потоков, ответвленных из промежуточных ступеней, при отсутствии потоков, возвращенных в промежуточные ступени (возвращение потока за турбиною, например, в конденсатор роли не играет), и, наконец, при отсутствии присоединенных потоков мы можем написать

$$\eta_{уч} = 1 - \frac{D_{ym}}{D}.$$

При полном отсутствии утечек ($D_{ym} = 0$)

$$\eta_{уч} = 1.$$

Отметим, что коэффициент участия потока пара в турбине учитывает и наличие отводов пара не только из промежуточных точек турбины, но и до нее на вспомогательные цели (обеспечение работы конденсационного устройства, паровые масляные насосы и т. д.)

Механические потери

Механические потери, как известно, учитываются механическим к.п.д.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}.$$

Под N_e понимается мощность на муфте турбины, передаваемая генератору, насосу и т. д.

В связи с развитием газовых турбин, мы должны помнить о том, что под N_e надлежит понимать не ту мощность, которая развивается турбиной, а ту, которая передается генератору, т. е. за вычетом мощности, потребляемой компрессором. Таким образом, газовые турбины будут иметь механический к.п.д. неизмеримо более низкий, чем паровые турбины, не нуждающиеся в затрате механической энергии на обеспечение работы компрессора. Это обстоятельство не надо забывать при сравнении паровой и газовой турбин.

Относительный эффективный к.п.д. турбины

Как видно из предыдущего (см. табл. 1), относительный эффективный к.п.д. паровой (или газовой) турбины может быть выражен формулой:

$$\eta_{oe} = \eta'_{oi} \cdot \eta_{dp} \cdot \eta_{yc} \cdot \eta_m. \quad (13)$$

Это выражение и должно заменить обычно фигурирующее в литературе выражение

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m,$$

верное лишь при частном предположении

$$\eta_{yc} = 1;$$

$$\eta_{dp} = 1;$$

$$\eta'_{oi} = \eta_{oi}.$$

Думается, что методически правильное изложение вопроса о потерях и к.п.д. паровой турбины, ориентированное на рассмотрение общего случая многопоточной турбины, должно принести пользу при подготовке инженеров-теплотехников и направить по правильному пути изучение работающих турбин в эксплуатации и при проведении экспериментальных исследований.

Возникает вопрос о том, нельзя ли и в отношении отдельно взятой турбинной ступени применить ту же классификацию к.п.д., ту же систему к.п.д., что и для турбины в целом?

Из сказанного вытекает с достаточной ясностью, что это вполне допустимо и, может быть, целесообразно. В турбинной ступени так же, как и в многопоточной турбине, происходит ветвление потоков, т. е. рассеяние пара, и расходуется механическая энергия, заимствуемая от ротора. Поэтому совершенно правильным будет представить себе относительный внутренний к.п.д. ступени в таком виде

$$\eta_{oi}^{cm} = \eta_{ol} \cdot \eta_{yc}^{cm} \cdot \eta_m^{cm}.$$

В данном случае могут быть проведены такие рассуждения: если бы весь пар, подведенный к ступени, не разветвлялся и, вытекая из сопла, совер-

шал работу на рабочих лопатках, то мощность, развиваемая ступенью, была бы

$$N'_{icm} = \frac{3600G \cdot h_i}{860} \cong 4,2 Gh_i.$$

Вследствие рассеяния парового потока будет получена меньшая мощность

$$N'_{icm} = \frac{3600}{860} \left[Gh_i - G_{1y}h_{i1} - G_{2y}h_{i2} - G_{3y}h_i \right].$$

Здесь h_{i1}, h_{i2}, h_i — недоиспользованные внутренние перепады $\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$; G_{1y}, G_{2y}, \dots — утечки в кг/сек. ; G — полный расход пара ступенью кг/сек. .

$$N'_{icm} = 4,2Gh_i \left[1 - \frac{G_{1y}}{G} \frac{h_{i1}}{h_i} - \frac{G_{2y}}{G} \frac{h_{i2}}{h_i} - \frac{G_{3y}}{G} \right].$$

Ясно, что коэффициент участия потока в работе ступени

$$\eta_{уч}^{cm} = \frac{N'_{icm}}{N''_{icm}} = 1 - \frac{G_{1y}}{D} \frac{h_{i1}}{h_i} - \frac{G_{2y}}{G} \frac{h_{i2}}{h_i} - \frac{G_{3y}}{G}.$$

Аналогично можно определить механический к.п.д. турбинной ступени.

Если бы от ротора не заимствовалась энергия в виде механической работы, затрачиваемой на повышение теплосодержания пара, покидающего ступень, то ступень развивала бы мощность N'_{icm} . На самом деле она дает меньшую мощность N_i .

Очевидно, механический к.п.д. ступени

$$\eta_m^{cm} = \frac{N_{icm}}{N'_{icm}},$$

но

$$N_{icm} = N'_{icm} - N_{ms},$$

$$\eta_m^{cm} = \frac{N'_{icm} - N_{ms}}{N'_{icm}} = 1 - \frac{N_{ms}}{N'_{icm}}.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Жирицкий Г. С.—Газовые турбины, Энергоиздат, М.—Л., 1948.
2. Кириллов И. И. и Кантор С. А.—Теория и конструкции паровых турбин, Гос. научно-технич. из-во машиностроительной литературы, М.—Л., 1947.
3. Щегляев А. В. и Морозов Н. Г.—Испытание паровых турбин, Энергоиздат, М.—Л., 1937.
4. Щегляев А. В.—Паровые турбины, Энергоиздат, М.—Л., 2 изд., 1947.

1) Пар, протекающий мимо лопаток в количестве G_{3y} , вовсе не совершает работы, т. е. недоиспользует перепад h_i .