

## ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ СО СТУПЕНЧАТЫМ ПОДОГРЕВОМ СЕТЕВОЙ ВОДЫ

Канд. техн. наук, доц. ЯКОВЛЕВ Б. В.

РУП «БелНИПИэнергопром»

Как показано в [1], традиционное выполнение выводов отопительных отборов из общего потока пара, например при однопоточной части среднего давления (ЧСД) у турбин Т-50/60-130, Т-110/120-130, Т-175/210-130, Т-180/210-130 (рис. 1а) и двухпоточной – у турбины Т-250/300-240 (рис. 1б) [2, 3], не позволяет выдержать оптимальный подогрев сетевой воды и тепловую нагрузку по ступеням (рис. 2, 3). Следующее за изменением температуры сетевой воды и тепловой нагрузки в течение отопительного периода изменение давлений пара в камерах отборов такой турбины вызывает значительное перераспределение расходов пара по ступеням подогрева, что на 2,5...3 % уменьшает выработку электроэнергии на тепловом потреблении от максимально возможной.

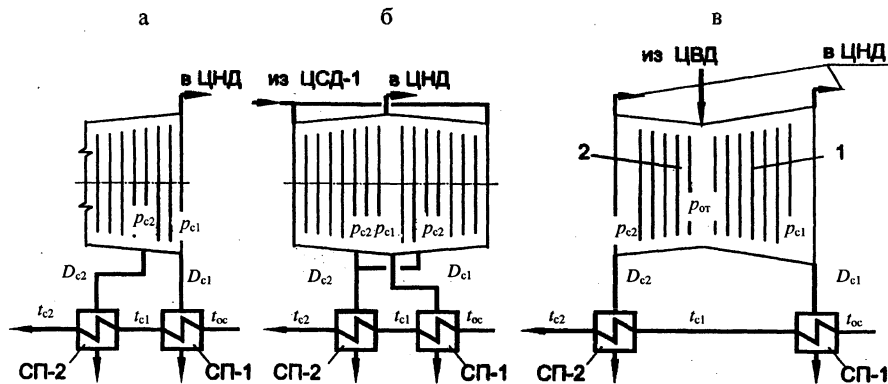


Рис. 1. Отопительные отборы пара в турбине для двухступенчатого подогрева сетевой воды: а, б – традиционное выполнение в одном потоке пара соответственно при одно- и двухпоточном цилиндре среднего давления; в – новое в независимых потоках пара двухпоточного асимметричного ЦСД; ЦВД, ЦСД, ЦНД – соответственно цилиндры высокого, среднего и низкого давления турбины; СП – сетевой подогреватель;  $p_{c1}$  и  $p_{c2}$  – давления пара в камере нижнего и верхнего отборов;  $p_{от}$  – давление пара перед отсеками асимметричного ЦСД;  $t_{oc}$ ,  $t_{c1}$ ,  $t_{c2}$  – температуры сетевой воды соответственно обратной, после первой и второй ступеней подогрева; 1 и 2 – отсеки ступеней проточной части нижнего и верхнего отборов

Проведенные всесторонние исследования особенностей работы теплофикационных турбин со ступенчатым подогревом сетевой воды позволили предложить принципиально новое выполнение отопительных отборов в виде независимых потоков пара (двух-трех и более в зависимости от числа ступеней подогрева сетевой воды) [4, 5], что практически исключает влияние режимных факторов на распределение подогрева сетевой воды по ступеням, которое выдерживается близким к термодинамически оптимальному на протяжении всего отопительного периода (рис. 4).

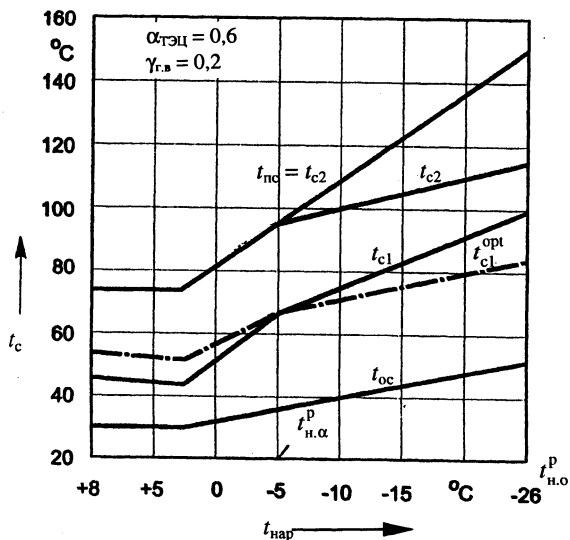


Рис. 2. Изменение подогрева сетевой воды по ступеням турбины в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{нар}$ :  $t_{oc}$ ,  $t_{c1}$ ,  $t_{c1}^{opt}$ ,  $t_{c2}$ ,  $t_{nc}$  – температуры сетевой воды соответственно обратной, после первой ступени при действительном и оптимальном подогреве, после второй ступени подогрева и прямой;  $t_{н,о}^p$ ,  $t_{н,\alpha}^p$  – расчетные наружные температуры максимальной нагрузки отопления и включения пиковых котлов;  $\alpha_{ТЭЦ}$  – коэффициент теплофикации;  $\gamma_{г,в}$  – доля нагрузки горячего водоснабжения от нагрузки отопления

Конструктивно независимые отборы выполняются в виде отдельных отсеков в одно- либо двухпоточных цилиндрах (рис. 2в) с числом ступеней в них, определяемым расчетным давлением пара в камере отопительного отбора  $p_c$  и общим давлением перед отсеками  $p_{от}$ .

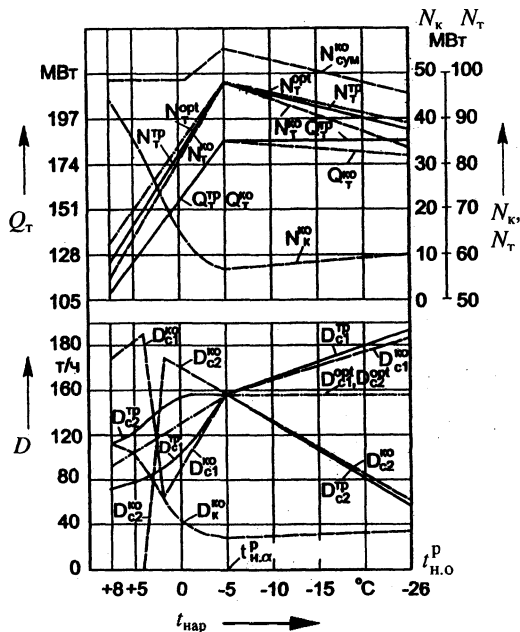


Рис. 3. Изменение расходов пара по ступеням подогрева  $D_{c1}$  и  $D_{c2}$  и в конденсатор  $D_k^{no}$ , тепловой нагрузки  $Q_T$  и мощности  $N$  турбины тепловой мощностью 186 МВт с традиционными отопительными отборами в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{нар}$  при работе в режиме ТР и КО:  $N_T$ ,  $N_k$ ,  $N_{сум}$  – мощности соответственно на теплофикационном и конденсационном потоках и суммарная; орт – соответствует оптимальному подогреву сетевой воды по ступеням

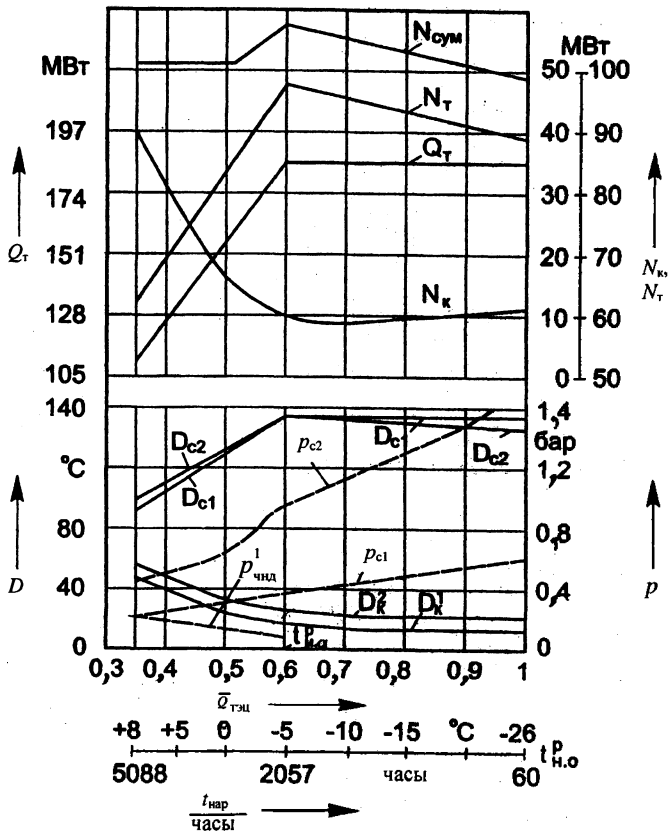


Рис. 4. Изменение расходов пара по ступеням подогрева  $D_{c1}$  и  $D_{c2}$  и в конденсатор  $D_k^1$ ,  $D_k^2$ , тепловой нагрузки  $Q_T$ , мощности  $N$  и давлений пара в камере верхнего  $p_{c2}$  и нижнего  $p_{c1}$  независимых отопительных отборов турбины тепловой мощностью 186 МВт в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{нар}$  (или относительной нагрузки ТЭЦ  $\bar{Q}_{ТЭЦ}$ ) при  $\alpha_{ТЭЦ} = 0,6$ :  $D_k^1$  и  $D_k^2$  – расходы пара в ЧНД, соединенную с нижним и верхним отборами;  $N_T$ ,  $N_к$ ,  $N_{сум}$  – соответственно мощность на теплофикационном и конденсационном потоках пара и суммарная;  $p_{кнд}^1$  – давление пара перед ЧНД нижнего отбора

Расчетные давления пара в отопительных отборах (за отсеками) выбираются исходя из режимных и конструктивных факторов [6, 7], а давление перед отсеками (цилиндрами) принимается таким, чтобы изменения тепловой нагрузки турбины и давлений пара в отборах не вызывали перераспределения расходов пара по ступеням подогрева, т. е. чтобы на всем интервале отопительного периода сохранялось постоянное (оптимальное) соотношение подогрева сетевой воды по ступеням.

Как показывают расчеты переменных режимов работы турбоустановки с двухступенчатым подогревом сетевой воды, давление пара перед двухпоточным асимметричным теплофикационным цилиндром при температурном графике теплосети (рис. 2) должно быть не ниже 0,8 МПа, а при температурном графике 150/70 °C и  $\alpha_{ТЭЦ} = 0,6$  оно равно 1,0...1,2 МПа. В таком случае соотношение подогрева воды (или расхода пара) в первой (по ходу воды) и второй ступенях в турбине с отопительными отборами в общем потоке пара и с независимыми отборами будет:

- при наружной температуре выбора расчетных параметров отборов  $t_{н.α}^p = t_{н.отб}^p = -4,9 \text{ } ^\circ\text{C}$  – одинаковым в обеих турбинах;

- при расчетной наружной температуре отопления  $t_{н.о}^p = -26 \text{ } ^\circ\text{C}$  – при традиционных отборах (в общем потоке пара) – 2,28, а при независимых – 1,01;

- при наружной температуре  $+2,4 \text{ } ^\circ\text{C}$  (переходный период) соотношение подогрева при традиционных и независимых отборах – соответственно 0,6 и 0,998.

Таким образом, если у турбины с отопительными отборами, расположенными в общем потоке пара, изменение нагрузки подогревателей в интервале температур наружного воздуха  $t_{н.α}^p \dots t_{н.о}^p$  доходит до 40 %, а в интервале  $t_{н.α}^p \dots +8 \text{ } ^\circ\text{C}$  – до 25 % (рис. 3), то в турбине с независимыми отборами пара оно не превышает 1 % на протяжении отопительного периода (рис. 4), что существенно повышает эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды – выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Кроме поддержания равномерной тепловой нагрузки подогревателей, такое выполнение отборов обеспечивает более высокий КПД теплофикационных отсеков, уменьшает недогрев сетевой воды в подогревателе нижней ступени и, как показано далее, в значительной степени уменьшает отрицательное влияние на оптимальный подогрев сетевой воды конденсационного потока пара в турбинах типа Т и ТК (с развитой конденсационной частью).

В турбине с двумя независимыми отопительными отборами пара, выполненными на концах двухпоточной асимметричной ЧСД, соединенной с двухпоточной частью низкого давления (ЧНД), конденсационный поток не только практически не вызывает перераспределения нагрузки между отборами, но и не ограничивает снижение давления пара в них, т. е. нет естественного повышения давления пара в отборах в интервале температур наружного воздуха  $t_{н.α}^p \dots +8 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Объясняется это тем, что давление в отборах, обусловленное нагревом сетевой воды в подогревателях, например, при  $\alpha_{ТЭЦ} = 0,5 \dots 0,6$ , на всех режимах превышает давление, которое устанавливается перед ЧНД при заданном пропуске через него пара. При  $\alpha_{ТЭЦ} = 0,7$ , что почти не применяется, режимы естественного повышения давления наступают лишь при  $t_{нар} \geq +5 \text{ } ^\circ\text{C}$  и вызывают только частичное перераспределение нагрузки по подогревателям, не исключая ступенчатый подогрев, тогда как при традиционном выполнении отборов конденсационный поток исключает таковой уже при  $t_{нар} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$  (рис. 3). Изменение в зависимости от температуры наружного воздуха расходов пара по ступеням подогрева, через ЧНД, а также давления в отборах турбины с независимыми отборами пара при  $\alpha_{ТЭЦ} = 0,6$  показано на рис. 4.

В турбине с независимыми отопительными отборами по-иному изменяется экономичность и конденсационного потока, что, в первую очередь, определяется характеристикой отсеков ЧНД.

В интервале температур наружного воздуха  $t_{н.α}^p \dots t_{н.о}^p$  (работа турбины по тепловому графику при закрытых клапанах перед ЧНД) давление пара в камере нижнего отопительного отбора при независимых отборах (рис. 4)

оказывается меньше, чем при зависимых (рис. 3), т. е.  $p_{cl}^{нез} < p_{cl}^{зав}$ , что увеличивает располагаемую работу конденсационного потока  $D_k^1$  до ЧНД-1 (нижнего отопительного отбора)  $\Delta N_k^1 > 0$  и уменьшает ее на ступенях ЧНД-1  $\Delta N_{ЧНД}^1 < 0$ . Однако при дроссельном парораспределении в ЧНД и работе с минимальным (вентиляционным) пропуском пара в конденсатор ступени ЧНД имеют нулевой либо отрицательный КПД [8, 9], что при одинаковом расходе пара  $D_k^1 = D_k^{зав.1}$  практически не изменяет мощность на ступенях ЧНД-1, т. е.  $\Delta N_{ЧНД}^1 = 0$ . В итоге  $\Delta N_k^1 + \Delta N_{ЧНД}^1 = \Delta N_k^1 > 0$ .

По абсолютному уровню величина привязанной конденсационной выработки электроэнергии и потерь теплоты в конденсаторе ЧНД-1 в интервале температур наружного воздуха  $t_{н.о}^p \dots t_{н.о}^p$  все же снижается, поскольку  $D_k^1 < D_k^{зав.1}$ .

В интервале  $t_{н.о}^p \dots + 8$  °С, напротив,  $p_{cl}^{нез} > p_{cl}^{зав}$ , а  $D_k^1 > D_k^{зав.1}$ , что при работе по тепловому графику увеличивает привязанную конденсационную выработку (при  $D_k^1 = D_k^{зав.1}$   $\Delta N_k^1 < 0$ ).

ЧНД-2, соединенная с верхним отопительным отбором, будет работать в интервале  $t_{н.о}^p \dots t_{н.о}^p$  с расходом пара  $D_k^2 > D_k^1$  и соответствующей привязанной конденсационной мощностью.

В результате оказывается, что  $D_k^{нез} = D_k^1 + D_k^2 > D_k^{зав}$ , а  $N_k^{нез} = N_k^1 + N_k^2 > N_k^{зав}$ .

При двухпоточных асимметричных ЧСД и ЧНД в интервале  $t_{н.о}^p \dots t_{н.о}^p$  существенно уменьшаются энергетические потери за счет дросселирования пара в регулирующих клапанах ЧНД. В ЧНД-1 это происходит вследствие уменьшения давления в камере нижнего отбора ( $p_{cl}^{нез} < p_{cl}^{зав}$ ), а в ЧНД-2 – вследствие большего парового сопротивления ступеней. Расчеты показывают, что, например, у турбины электрической мощностью 100 МВт и тепловой 186 МВт (типа Т-100/120-130) снижение потерь на дросселирование оценивается экономией за отопительный период 800...1000 т у. т., тогда как пережог за счет увеличения  $D_k$  и разницы в выработке электроэнергии на нем составляет 300...400 т у. т.

Все это обеспечивает высокую эффективность работы турбины с независимыми отборами по сравнению с турбиной с традиционным выполнением отборов не только при номинальной электрической и тепловой мощности, но и на пониженных нагрузках.

В целом, существенное увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении и повышение экономичности использования конденсационного потока в отопительный период обеспечивают на одну турбоустановку указанной электрической и тепловой мощности экономию за отопительный период 3000...3500 т у. т.

**Турбины с противодавлением** электрической мощностью 55 и 110 МВт и соответственно тепловой мощностью отборов 110 и 205 МВт наиболее просты в эксплуатации. Работают они только по тепловому графику,

если в тепловой схеме не предусматривается специальный теплообменник-охладитель сетевой воды для возможной работы турбины в конденсационном режиме, например, в летний период с вакуумом в сетевых подогревателях-конденсаторах. В теплообменник-охладитель поступают нагретая сетевая вода и охлаждающая циркуляционная вода из градирни.

Турбина типа ТР – двухцилиндровая, состоит из цилиндра высокого давления (ЦВД) и двухпоточного асимметричного теплофикационного цилиндра среднего давления (ЦСД) для двухступенчатого подогрева сетевой воды (рис. 5). Регулирующие клапаны на паровых отборах отсутствуют, а давление в подогревателях изменяется в зависимости от температуры обратной сетевой воды, проходящей через подогреватели, не нарушая оптимальный подогрев сетевой воды в ступенях. Поддержание заданной температуры сетевой воды возможно также пропуском ее части помимо подогревателей через регулировочный байпас.

Турбины указанной мощности с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 560 °С не имеют промежуточного перегрева пара,

который в крупных турбоустановках осуществляется между ЦВД и ЦСД при давлении 2,5...4,0 МПа (зависит от начальных параметров), поэтому разделительное давление пара между ЦВД и ЦСД выбирается на основе оптимизации структуры проточной части турбины из расчета, чтобы от асимметричного ЦСД на всех режимах обеспечивался термодинамически оптимальный подогрев сетевой воды в первой и второй ступенях. Как показывают исследования, давление не должно быть ниже 1,0...1,2 МПа. В серийных турбинах УТМЗ Т-50/60-130 (двухцилиндровая – ЧСД и ЧНД в одном корпусе) и Т-110/120-130 (трехцилиндровая) давление пара за ЦВД в номинальном режиме около 3,2 МПа.

При температурном графике системы теплоснабжения 150/54 °С ( $\gamma_{г.в} = 0,2$ ) и  $\alpha_{тэц} = 0,5...0,6$  проточная часть нижнего отсека асимметричного ЦСД имеет на две ступени больше верхнего.

Двухцилиндровая противодавленческая турбина со вторым асимметричным теплофикационным цилиндром обеспечивает идеальный двухступенчатый подогрев сетевой воды на протяжении всего отопительного пе-

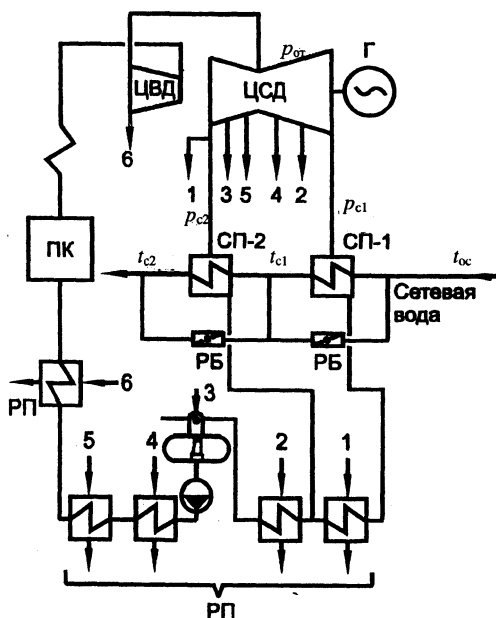


Рис. 5. Теплофикационная турбина типа ТР с двухступенчатым подогревом сетевой воды от независимых отборов пара (с двухпоточным асимметричным ЦСД): ПК – паровой котел; Г – генератор; РП – регенеративный подогреватель; Д – деаэрактор; РБ – регулировочный байпас; СП-1, СП-2 – сетевой подогреватель первой и второй ступеней; 1, 2, ..., 6 – отборы пара в турбине

риода и соответственно выработку электроэнергии на тепловом потреблении на 3...4 % больше, чем в турбинах с традиционным выполнением отборов. В такой турбине выше оказывается и термодинамическая эффективность регенеративного подогрева питательной воды, который имеет отличие в организации отборов пара на подогреватели из асимметричного ЦСД (рис. 5). Единственным техническим недостатком ее являются некоторое осевое удлинение и увеличение массы по сравнению с турбиной с однопоточным ЦСД.

Если говорить о подобных турбинах мощностью 200 МВт и более с трех- или четырехступенчатым оптимальным подогревом сетевой воды, что возможно в системах дальнего однопоточного транспорта теплоты, то их структурные схемы будут отличаться от схемы турбины с двухступенчатым подогревом воды тем, что в первом случае появляется еще один однопоточный цилиндр среднего давления для третьей ступени подогрева сетевой воды, а во втором – еще один двухпоточный асимметричный цилиндр среднего давления для третьей и четвертой ступеней подогрева сетевой воды.

Двухпоточные теплофикационные цилиндры упрощают отбор больших количеств пара на сетевые подогреватели, располагаемые под турбиной либо вдоль нее. Большие сечения отводящих трубопроводов необходимы только при размещении подогревателей за пределами корпуса турбины.

**Турбины с конденсационной частью**, как правило, производятся средних и больших электрических мощностей, например, 110, 200, 300, 400, 500 МВт и более с начальными параметрами пара 12,8, 16,2, 23,5 МПа, 545...560 °С, с промежуточным перегревом у турбин мощностью 200 МВт и выше. Указанным электрическим мощностям для турбин типа Т соответствуют следующие примерные тепловые мощности отборов: 205, 300, 490, 650, 815 МВт.

Однако турбины электрической мощностью свыше 300 МВт обычно выполняются типа ТК, т. е. с большим привязанным конденсационным пропуском пара, что примерно на 20 % снижает тепловую мощность теплофикационных отборов по сравнению с турбиной типа Т при том же расходе свежего пара. Турбины типа ТК могут устанавливаться как на ТЭЦ, так и КЭС при их использовании для теплоснабжения.

Турбины электрической мощностью 110...400 МВт – трехцилиндровые – состоят из ЦВД, двухпоточного асимметричного теплофикационного ЦСД для двухступенчатого подогрева сетевой воды и двухпоточного асимметричного ЦНД (рис. 6). Соответствующие отсеки проточной части ЦСД и ЦНД (отсек ЦСД с меньшим числом ступеней соответствует отсеку ЦНД с большим числом ступеней и наоборот) соединяются перепускными наружными трубопроводами, в которых устанавливаются поворотные регулирующие клапаны. В принципе здесь возможно применение и симметричного ЦНД, если в верхнем отсеке теплофикационного ЦСД после камеры отбора установить дополнительные ступени для срабатывания теплоперепада от давления пара в камере верхнего отбора до давления пара в камере нижнего отбора, т. е. выровнять давление пара после отсеков ЦСД, что делает ЦНД симметричной.

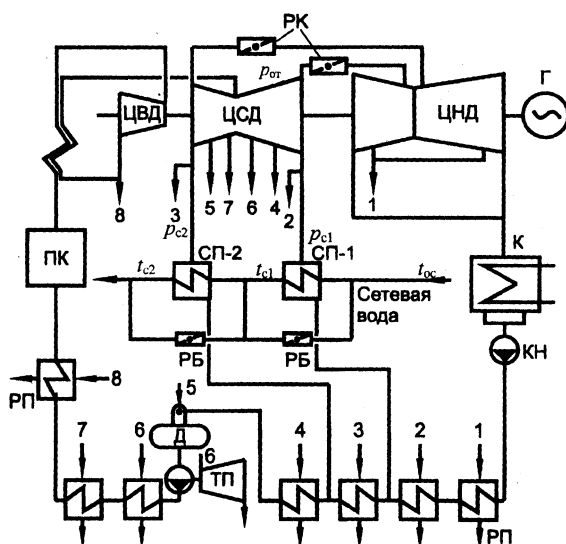


Рис. 6. Теплофикационная турбина типа Т(ТК) с двухступенчатым подогревом сетевой воды от независимых отборов пара (с двухпоточными асимметричными ЦСД и ЦНД): К – конденсатор; КН – конденсатный насос; ТП – турбопривод питательного насоса; РК – регулирующий клапан ЦНД; 1, 2, ..., 8 – отборы пара в турбине

Принятие того или иного структурного выполнения проточной части зависит от мощности турбины на конденсационном режиме и конструкции ЧНД (одно- либо двухпоточная). Для турбин с двухпоточной ЧНД по конструктивным, режимным и экономическим соображениям предпочтительной является структурная схема с асимметричными ЦСД и ЦНД.

Турбина электрической мощностью 500 МВт с двухступенчатым подогревом сетевой воды будет четырехцилиндровой с дополнительным двухпоточным ЦНД. Причем оба ЦНД являются симметричными, но с различным числом ступеней, и каждый из них посредством перепускного трубопровода с клапаном соединяется с соответствующим отсеком асимметричного ЦСД.

Конструкция теплофикационного ЦСД, наличие регулирующих клапанов на линиях перепуска пара из ЦСД в ЦНД, а также регулировочных байпасов у сетевых подогревателей обеспечивают оптимальный подогрев сетевой воды и эффективную работу турбоустановки при любой электрической и тепловой нагрузке. Выигрыш в тепловой экономичности (увеличение электрической мощности) такой турбины по сравнению с турбиной с традиционным выполнением отопительных отборов в одном потоке пара (внутри корпуса) при работе на переменных режимах может составлять 3...4 %.

Меньшая потеря экономичности происходит в такой турбине и при работе в чисто конденсационном режиме (0,2...0,3 %) вследствие меньших потерь энергии пара с выходной скоростью в отсеках ЦСД и от дросселирования в регулирующих клапанах (в открытом состоянии) на линиях его перепуска в ЦНД.

Сетевые подогреватели размещаются под теплофикационным цилиндром либо сбоку турбины.



Двухпоточный теплофикационный ЦСД несколько удлиняет турбину по сравнению с однопоточным. Однако это имеет место для турбин мощностью до 200 МВт, поскольку при большей мощности ЦСД уже оказывается двухпоточным, что мы видим в турбинах западных фирм и в серийной российской турбине Т-250/300-240. Говоря о турбине Т-250/300-240, получившей широкое применение в бывшем СССР, в том числе в Беларуси (на Минской ТЭЦ-4), следует еще раз подчеркнуть, что ее структурное и конструктивное выполнение нельзя считать рациональным с позиции современных тенденций мирового турбостроения. Турбина четырехцилиндровая: имеет ЦВД, два двухпоточных симметричных ЦСД (во втором в общем потоке выполнены два отопительных отбора пара) и двухпоточный ЦНД. Номинальное давление острого пара – 23,5 МПа, перед ЦСД-1 (после промперегрева) – 3,6 МПа, перед ЦСД-2 – 0,55 МПа.

Как показывают проработки, турбина аналогичной электрической и тепловой мощности, выполненная по описанной выше схеме трехцилиндровой с асимметричным теплофикационным ЦСД, имеет экономичность (выработку электроэнергии на тепловом потреблении) при работе в теплофикационном режиме на 3...4 % выше и оказывается на 2...2,5 м короче (с существенным уменьшением массы).

Снижение экономичности у турбины Т-250/300-240 происходит вследствие повышенных потерь энергии с выходной скоростью и дросселирования пара в перепускных трубопроводах из-за наличия двух ЦСД, несовершенства ступенчатого подогрева сетевой воды и способа регулирования пропуска пара в ЦНД с помощью встроенной в ЦНД поворотной диафрагмы.

Для крупных турбин с трехступенчатым подогревом сетевой воды оптимальной является структурная схема с двумя ЦСД. В ЦСД-1 поступает пар при давлении 3,5...3,7 МПа после промперегрева, где большая его часть (примерно 2/3) сбрасывается до давления 1,0...1,2 МПа и далее отводится на асимметричный ЦСД-2, на концах которого устраиваются отборы пара на первую и вторую ступени подогрева сетевой воды. Оставшаяся в ЦСД-1 часть пара через отсек дополнительных ступеней проточной части поступает на сетевой подогреватель третьей ступени подогрева и регенеративные подогреватели.

Возможна и такая структурная схема, когда ЦСД-1 обеспечивает паром только подогреватель третьей ступени, включая регенеративные подогреватели, и пар после промперегрева параллельно в нужном количестве поступает в ЦСД-1 и ЦСД-2. Но такое решение по конструктивным, режимным и эксплуатационным обстоятельствам не является рациональным.

В первой схеме соединяемый с ЦСД-2 асимметричный ЦНД проектируется из расчета получения номинальной электрической мощности турбоустановки на конденсационном режиме при работающем либо отключенном сетевом подогревателе третьей ступени (СП-3). Во втором режиме вентиляционный пропуск пара через отсек проточной части, соединенной с СП-3, обеспечивается работающим регенеративным подогревателем, подключенным к этому отбору, либо включением перемычки с регулирующим клапаном между этим отсеком и конденсатором, которая используется также при пуске турбины. В летний период теплофикационный отсек

ЦСД-1 может работать с большим расходом пара, определяемым нагрузкой горячего водоснабжения. При этом он должен допускать снижение давления отработавшего пара до 0,4...0,5 бара.

Какая специфических особенностей рассматриваемой турбины, отметим следующее:

- при термодинамическом расчете и проектировании лопаточного аппарата двухпоточного асимметричного теплофикационного ЦСД следует исходить из условий обеспечения высокой экономичности и надежности работы турбины как в теплофикационном, так и конденсационном режимах. Разделительное давление между ЦВД и ЦСД выбирается на основании оптимизации параметров промперегрева пара (при его наличии) и структуры проточной части турбины;

- двухпоточный асимметричный ЦНД выполняется в виде одного корпуса с внутренней стенкой, разделяющей отсеки, сообщаемые с соответствующими асимметричными отсеками теплофикационного ЦСД, либо в виде отдельных противоположно развернутых корпусов. Второе решение возможно для турбин электрической мощностью 300...400 МВт. Для турбин 500 МВт и выше с одним двухпоточным асимметричным теплофикационным ЦСД применяются два двухпоточных симметричных ЦНД с различным числом ступеней. Расчетные характеристики проточной части низкого давления выбираются с учетом рекомендаций [10, 11];

- для выравнивания расходов пара по отсекам двухпоточного асимметричного теплофикационного ЦСД регенеративные отборы при оптимальной разбивке подогрева питательной воды по ступеням выполняются с чередованием по отсекам (рис. 6);

- в теплофикационном режиме имеют место большие изменения осевой нагрузки, чем в чисто конденсационном. Осевая нагрузка поддерживается в допустимых пределах с помощью соответствующих размеров роторов (лопаточного аппарата) со сбалансированными зонами нагрузок и упорных подшипников;

- система управления и контроля турбины должна обеспечивать поддержание необходимой нагрузки и температуры сетевой воды за подогревателями и допустимых давлений пара в точках отбора, что реализуется с помощью главных регулирующих органов турбины (перед ЦВД и ЦСД), а также регулирующих клапанов перепускных трубопроводов между ЦСД и ЦНД и байпасов сетевых подогревателей. Система управления регулирующими элементами является взаимосвязанной.

В результате наших разработок и предложений термодинамические, конструктивные и режимные преимущества теплофикационных турбин с независимыми отопительными отборами пара (в авторской терминологии) получили признание и поддержку у отечественных (бывшего СССР) теплофикаторов и энергомашиностроителей.

В отечественном турбостроении (УТМЗ, ЛМЗ, ХТГЗ) принцип независимых отопительных отборов в виде двухпоточных асимметричных теплофикационных цилиндров намечалось применить в 80-х гг. при создании нового поколения теплофикационных турбин мощностью 100...250 МВт для ТЭЦ на органическом топливе и теплофикационно-конденсационных турбин типа ТК мощностью 400...600 МВт для атомных станций (АТЭЦ и АЭС, используемых для дальнего теплоснабжения).

Однако ни то, ни другое, к сожалению, не состоялось по известным обстоятельствам (распад СССР и авария на Чернобыльской АЭС).

В то же время, начиная с 70-х гг., всеми ведущими западными турбостроительными фирмами (BBC – Швейцария, STAL LAVAL – Швеция, KWU – Германия, LANG – Венгрия и др.) реализуется единый принцип структурного выполнения теплофикационных и теплофикационно-конденсационных турбин: турбины, у которых на протяжении длительного времени отопительного периода отношение максимальной тепловой мощности (нагрузки отборов) к электрической превышает 0,5, имеют асимметричную конструкцию цилиндров среднего, откуда осуществляется отвод теплоты и низкого давления [12, 13].

Очевидно, западные фирмы пришли к принципу независимых отопительных отборов в виде асимметричных теплофикационных цилиндров параллельно с нами, хотя наш приоритет в виде патента оформлялся на эту конструкцию во второй половине 60-х гг. Но прошло три десятилетия, и результаты применения нового принципа выполнения отопительных отборов турбин у нас (в бывшем СССР) и на Западе оказались несопоставимыми. Западными турбостроительными фирмами созданы и успешно эксплуатируются теплофикационные противодавленческие и конденсационные турбоустановки с двухступенчатым подогревом сетевой воды от независимых отборов, выполненных в отдельном ЦСД, мощностью от 50 до 400 МВт в Германии, Швеции, Нидерландах, Австрии, Швейцарии, Польше, Венгрии, Чехии, Словакии и др. странах. Причем Польша, входя в свое время в СЭВ, заимствовала патент СССР (автора) при создании противодавленческой турбины типа TP мощностью 50 МВт и конденсационной типа T мощностью 110 МВт с двухступенчатым подогревом сетевой воды [14]. Она же поставляла эти турбины в другие страны дружества.

В западной практике конструктивный принцип независимых отопительных отборов в виде асимметричного цилиндра среднего давления впервые был реализован в начале 70-х гг. в турбине электрической мощностью 265 МВт, установленной на ТЭЦ в шведском г. Вестеросе с населением 100 тыс. человек [13]. Турбина трехцилиндровая. ЦСД и ЦНД выполнены двухпоточными с асимметричным облопачиванием. Начальные параметры пара – 18 МПа, 535 °С, начальное давление промежуточного перегрева пара – 4,0 МПа, температура промперегрева – 535 °С. Электрическая мощность турбины в теплофикационном режиме при номинальной тепловой нагрузке отборов 372 МВт составляет 210 МВт, а в конденсационном режиме – 265 МВт. Основной подогрев сетевой воды – двухступенчатый с отбором теплоты на концах двухпоточного ЦСД при давлении в расчетном режиме соответственно 0,037 и 0,084 МПа. Число ступеней в проточной части нижнего потока ЦСД составляет 25, а верхнего – 23.

Двухпоточный теплофикационный ЦСД и наличие регулирующих дроссель-клапанов в перепускных трубопроводах между ЦСД и ЦНД всегда обеспечивают нужный отбор теплоты и оптимальный ступенчатый подогрев независимо от электрической мощности и температур обратной и прямой сетевой воды, вплоть до режима расхолаживания части низкого давления. По расчетным и эксплуатационным данным, заложенный в тур-

бине конструктивный принцип обеспечивает экономичную работу в равной степени на конденсационном, теплофикационном и смешанном режимах. По сравнению с турбиной с симметричной конструкцией теплофикационного ЦСД (отборы внутри корпуса) потребление теплоты (топлива) в рассматриваемой турбине оказывается на 3...5 % меньше в зависимости от электрической и тепловой мощности.

Затем появляются и более мощные паровые турбоустановки аналогичной конструкции и параметров. Например, турбина электрической мощностью 300 МВт и тепловой 390 МВт на ТЭЦ Ройтер Вест в Западном Берлине, турбина мощностью 360 МВт на ТЭЦ Пен Вельсен в Нидерландах, а также турбина мощностью 410 МВт на ТЭЦ Валеум в ФРГ и др. Двухпоточные асимметричные ЦНД этих турбин имеют разделительную стенку для выделения отсеков, соединенных с асимметричным теплофикационным ЦСД.

Примером приверженности турбостроительных фирм западноевропейских стран к асимметричным теплофикационным ЦСД является создание и ввод в эксплуатацию в 1997–1998 гг. энергоблоков типа ТК мощностью 375...390 МВт на суперкритических параметрах свежего пара (28,5 МПа, 580 °С) с двойным промперегревом (580/580 °С) в Дании [15].

Асимметричный теплофикационный цилиндр заложен в конструкцию перспективных турбин типа ТК мощностью 550 и 800 МВт.

Вместе с тем, в западных странах применяются турбины и небольшой мощности (60, 100, 145, 200 МВт) с асимметричным теплофикационным ЦСД, причем не только конденсационные, но и противодавленческие. Так, на ТЭЦ Сундсваль в Швеции установлены противодавленческие турбины электрической мощностью 60 МВт и тепловой 120 МВт с начальными параметрами пара 12,8 МПа, 535 °С.

## ВЫВОДЫ

1. Предложенное конструктивное выполнение отопительных отборов в теплофикационных турбинах типа ТР, Т и ТК в виде независимых потоков пара (асимметричного двухпоточного цилиндра с отбором пара на концах) практически исключает отрицательное влияние режимных и конструктивных факторов на эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды в течение отопительного периода и приобретает особую актуальность при создании новых модификаций теплофикационных турбин электрической мощностью свыше 100 МВт.

2. Турбина с независимыми отопительными отборами в равной степени может эффективно эксплуатироваться в закрытых и открытых, зависимых и независимых системах теплоснабжения, т. е. является более универсальной по сравнению с турбиной, у которой отопительные отборы выполнены в общем потоке пара.

Так, наши исследования и исследования других авторов [16] эффективности работы теплофикационных турбин Т-100-130 и Т-250/300-240 с двухступенчатым подогревом сетевой воды в различных системах теплоснабжения показали, что распределение тепловой нагрузки (подогрева сетевой воды) по ступеням подогрева турбины в условиях открытой системы

теплоснабжения оказывается на протяжении отопительного периода еще более неравномерным, чем в закрытой. Это подтверждает недостаточную приспособленность турбин с зависимыми отопительными отборами для экономичной работы в различных системах теплоснабжения, что существенно снижает эффективность теплофикации.

Турбины большой мощности с трех- и четырехступенчатым подогревом сетевой воды в предлагаемом выполнении будут наиболее эффективными при переходе на независимую систему теплоснабжения с подогревом прямой сетевой воды до 160...180 °С, а также при их установке на мощных ТЭЦ с прямоточной (однотрубной) системой теплоснабжения при подогреве сетевой воды от исходной температуры 5...10 °С.

3. У турбин с независимыми отопительными отборами пара сетевые подогреватели по ступеням подогрева могут иметь одинаковую поверхность нагрева при минимальных экономически оправданных температурных напорах, в отличие от турбин с традиционным выполнением отборов [17, 18].

4. Наряду с высокой термодинамической эффективностью (на 3...5 % увеличиваются выработка электроэнергии на тепловом потреблении и эффективность теплофикационно-конденсационного цикла) и хорошей регулируемостью теплофикационных турбин с независимыми отопительными отборами пара при работе как по тепловому, так и электрическому графикам (при наличии ЧНД), в них имеется возможность получения при необходимости значительной пиковой мощности.

Отмеченное является важным преимуществом данных турбин по сравнению с турбинами с традиционным выполнением отопительных отборов и должно заинтересовать турбостроительные фирмы стран СНГ (России, Украины), тем более, что при совершенствовании турбин они могут использовать отечественный патент [4], что позволит им не зависеть от западных турбостроительных фирм.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Яковлев Б. В. Эффективность ступенчатого подогрева сетевой воды у современных турбин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1969. – № 5. – С. 49–54.
2. Паротурбинные энергетические установки: Отраслевой каталог. – М.: НИИЭ-ИНФОРМЭНЕРГОМАШ, 1984. – 196 с.
3. Бененсон Е. И., Иоффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д. П. Бузина. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.
4. А. с. 250161 (СССР). Теплофикационная турбина с отборами для ступенчатого подогрева воды / Б. В. Яковлев // Бюл. изобр. – 1969. – № 26.
5. Леонков А. М., Яковлев Б. В. Возможности повышения эффективности использования и совершенствования теплофикационных турбоустановок с отопительными отборами пара // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1970. – № 12. – С. 43–49.
6. Яковлев Б. В. Исследование выбора мест отопительных отборов пара у турбин со ступенчатым подогревом сетевой воды с учетом влияния различных факторов // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1969. – № 8. – С. 61–66.
7. Яковлев Б. В. К выбору оптимальных параметров отопительных отборов теплофикационных турбин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2002. – № 2. – С. 60–68.

8. Результаты испытаний турбины К-25-90 в режиме теплофикационного противодавления / Н. П. Волков, А. М. Леонков, А. Д. Качан и др. // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1968. – № 5. – С. 42–46.

9. Исследование работы турбинных отсеков на переменных режимах / Н. П. Волков, А. М. Леонков, А. Д. Качан и др. // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1969. – № 7. – С. 45–51.

10. Леонков А. М., Качан А. Д. Выбор расчетных характеристик части низкого давления теплофикационных турбин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1969. – № 5. – С. 43–48.

11. Методика выбора оптимальных расчетных характеристик турбин типа ТК для АТЭС / А. Д. Качан, А. М. Леонков, В. М. Сыропушинский, Б. В. Яковлев // Научные и прикладные проблемы энергетики. – Мн.: Выш. шк., 1979. – Вып. 6. – С. 12–16.

12. M ü h l h ö u s e r H. Heizturbinen, ein Beitrag zur besseren Ausnützung der Primärenergie / Brown Boveri Mittellilungen, 1982. – С. 423–430.

13. Bergman D., Naase H., Zöerner W. Design Requirements for Turbines with Aeat Extraction. International Conference on modern Power Stations / France, 1985. – С. 1–11.

14. Савин В. И., Левин Л. И. Современные ТЭС Польской Народной Республики // Проектирование систем теплоснабжения: Сб. тр. / Промэнергопроект. – М., 1973. – Вып. 4. – С. 112–123.

15. Кяер С. Опыт проектирования и эксплуатации энергоблоков на сверхкритические параметры пара в Дании // Электрические станции. – 2002. – № 3. – С. 63–68.

16. Бунин В. С. Исследование работы теплофикационных турбин в различных системах теплоснабжения. Работа ВТИ. Т. 1344, 1966.

17. Яковлев Б. В. Исследование влияния режимов ступенчатого подогрева сетевой воды на выбор оптимальных поверхностей нагрева сетевых подогревателей турбин // Теплоэнергетика. – Мн., 1973. – Вып. 3.

18. Качан А. Д., Яковлев Б. В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. – Мн.: Выш. шк., 1982. – 318 с.

Поступила 29.03.2002

УДК 536.7+66.047

## **НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ УСАДКИ КЕРАМИЧЕСКОЙ МАССЫ ПЛАСТИЧЕСКОГО ФОРМОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ЛУКОМЛЬСКОЙ ГЛИНЫ**

**ИВАНОВСКИЙ И. К.**

*УП «Минский завод стройматериалов»*

**Инж. КАЛИНИЧЕНКО Е. С., докт. техн. наук, проф. ОСИПОВ С. Н.**

*Белорусский национальный технический университет*

Процессы усадки керамических масс во время сушки глиняных изделий пластического формования являются основной причиной образования трещин вследствие неравномерных деформаций, приводящих к ухудшению внутренней структуры и снижению качества изделий. Как правило, значительная усадка глиняных изделий при сушке начинается от формочной влажности и продолжается до определенной для каждой глины и