

В.А. Калытка¹, А.Д. Мехтиев¹, А.В. Баширов², Т.А. Ханов², Б.С. Оспанов¹, С.Б. Тусупбаев¹

¹Карагандинский государственный технический университет, Казахстан;

²Карагандинский экономический университет Казпотребсоюза, Казахстан
(E-mail: kalytka@mail.ru)

Методы повышения показателей тепловой экономичности и надежности теплофикационных турбин

Рассмотрены методы повышения тепловой экономичности и надежности теплофикационных паровых турбин (ТПТУ) малой (50 – 100 МВт) и средней (100 – 160 МВт) мощности, работающих в номинальном режиме в условиях ТЭЦ, в расчете на теоретический температурный график теплосетей 150/70. В качестве основных направлений повышения технико-экономических показателей (ТЭП) работы ТПТУ данной группы выбраны: 1) минимизация расхода пара в цилиндр низкого давления (ЦНД) и в другие пароводяные потоки, направляемые в конденсатор; 2) полезное использование тепловой энергии (энтальпии) гидродинамического потока во встроенных и основных пучках конденсатора. В качестве основных направлений реконструкции принципиальной тепловой схемы (ПТС) ТПТУ средней мощности выбраны: 1) реконструкции проточной части цилиндров высокого (ЦВД) и среднего (ЦСД) давления на основе: а) замены рабочих лопаток последних ступеней ЦСД (ступени с отопительными отборами пара) на лопатки саблевидной формы. В основном при конструировании предполагают отборы пара с последних ступеней ЦСД на подогрев сетевой воды в сетевых теплообменниках горизонтального (ПСГ) и вертикального (ПСВ) типа; б) снятия насадных ступеней ЦВД и ЦСД; 2) перевод турбины в режим частичного противодавления (ЧПД). Этот режим устанавливается за счет полуповорота разделительной диафрагмы между ЦСД и ЦНД. В результате, расход пара на ЦНД и конденсатор снижается (в сравнении с установленным). Из теплового расчета турбины Т-110-120-130 ЛМЗ по предложенной МЭИ методике установлено: 1) удаление рабочих лопаток ступеней № 8,9 (ЦВД) дает при 110 МВт увеличение КПД на 0,12 и сокращение дефицита тепловой мощности на 14,02 Гкал/ч; 2) повышение эффективности ступени № 27 (ЦНД) обеспечивается путем увеличения реактивности в нижней половине ступени и снижения градиента ее изменения по высоте; 3) в режиме ЧПД относительный внутренний КПД турбины возрастает на 10 %.

Ключевые слова: теплофикационная паровая турбина (ТПТУ), принципиальная тепловая схема (ПТС) ТПТУ, цилиндры высокого (ЦВД), среднего (ЦСД) и низкого (ЦНД) давления, относительный внутренний КПД турбины, реконструированная паровая турбина модели Т-110-120-130 ЛМЗ.

Введение

Практическая реализация стратегии *перевооружения и обновления технологического комплекса* тепловых электростанций должна базироваться на разработке и внедрении более современных и технически эффективных (с более высокими показателями экономичности и надежности) конструкций промышленных парогенераторов (ПГ), газотурбинных (ГТУ), паротурбинных (ПТУ) установок и различного вида вспомогательного и тепломеханического оборудования ТЭС.

Основная часть теплофикационных паровых турбин (ТПТУ), функционирующих на ТЭС (в основном ТЭЦ) Республики Казахстан, проектировалась и вводилась в эксплуатацию еще в 70–80-х годах прошлого века. В настоящее время техническое состояние комплектующего турбинного оборудования ТЭЦ неудовлетворительное, а фактические показатели работы турбин существенно ниже установленных заводом-изготовителем.

Исходя из результатов современных инженерных исследований и мирового опыта эксплуатации различного рода энергоблоков широкого диапазона электрической (100–1500 МВт) и тепловой (100–1000 Гкал/ч) мощности [1] очевидно, что существуют оптимальные, апробированные на практике методы повышения технико-экономических показателей (ТЭП) работы турбин теплофикационного (ТПТУ) и конденсационного (КПТУ) типа, основанные на реконструкции проточной части и на оптимизации автоматизированных процессов управления режимами работы турбин [2].

Наиболее распространенным вариантом ТПТУ в условиях ТЭЦ, расположенных в промышленных регионах РК, являются теплофикационные турбины средней мощности (100–160 МВт), включающие, как правило, 2–3 цилиндра: ЦВД — цилиндр высокого давления, ЦСД — цилиндр среднего давления, ЦНД — цилиндр низкого давления. Турбины снабжены регенеративной установкой (РЭУ): подогреватели высокого давления (ПВД), низкого давления (ПНД) и деаэратор. Теплофикационная

установка (ТФУ) предполагает двух- или трехуровневый нагрев сетевой воды за счет тепла, подаваемого с отопительных отборов пара. Конденсационная установка (КЭУ) состоит из одно- или двухпоточного конденсатора, конденсатных насосов и арматуры. Тепловые схемы перечисленных установок включаются в общую технологическую схему турбины и имеют ряд точек пересечения или узлов технологического процесса. ПНД и ПВД участвуют в схемах работы РЭУ, ТФУ и КЭУ одновременно.

Степень влияния реконструкции одного из цилиндров (или группы ступеней) турбины на ТЭП (в основном КПД) всей турбоустановки определяется конструкцией турбины, структурой и параметрами ее принципиальной тепловой схемы (ПТС), исходным техническим состоянием и реальными производственными условиями функционирования турбины: внешние электрические и тепловые нагрузки; температурный график теплосети; график распределения тепловой мощности [2].

При эксплуатации ТПТУ по тепловому графику повышение тепловой экономичности достигается двумя способами [3]: 1) минимизацией расхода пара в ЧНД (и других пароводяных потоков, направляемых в конденсатор); 2) полезным использованием тепла гидродинамического потока (пароводяные потоки, направляемые в конденсатор) во встроенных и основных пучках конденсатора. В частности, в настоящее время широко применяются режимы работы с предельно малыми (менее 1 % номинального расхода пара в конденсатор) пропусками пара в ЧНД при охлаждении конденсатора циркуляционной водой. Реализация таких режимов не приводит к снижению надежности, маневренности и располагаемой мощности турбоустановок [2].

1. Выбор методов повышения ТЭП работы теплофикационной турбины средней мощности

Специфика конструкции, принципов работы и технологических схем ТПТУ средней мощности (100 – 160 МВт), в плане повышения показателей надежности и тепловой экономичности турбин данного класса, предполагает следующие методы [3, 4]:

А) *Реконструкция проточной части ЦВД (часть высокого давления (ЧВД), ЦСД (часть среднего давления (ЧСД) и ЦНД (часть низкого давления (ЧНД) путем:*

А.1) *замены рабочих лопаток группы ступеней ЦСД и ЦНД на лопатки саблевидной формы. Как правило, конструкция ЦСД предполагает регулируемые (отопительные) отборы пара с последних ступеней ЦСД (на подогрев сетевой воды в бойлерах горизонтального (ПСГ) и вертикального (ПСТВ) типа). ЦНД выполняется в виде двухпоточных корпусов с одинаковым количеством ступеней скорости и давления в каждом потоке (например, ЦНД турбины Т-110-120-130 ЛМЗ имеет по одной ступени скорости и давления в каждом потоке). Переход к лопаточному аппарату с саблевидными лопатками периферийной части ступеней ЦНД эффективен как для ТПТУ, так и для конденсационных паровых турбин (КПТУ), работающих в номинальном и переменном режимах;*

А.2) *снятия насадных ступеней ЦВД и ЦСД. Часть ступеней цельнокованы — влиты в вал турбины.*

В) *Перевод ТПТУ в режим частичного противодействия (ЧПД) путем поворота автоматизированной разделительной диафрагмы (РД), регулирующей расход пара на цилиндр низкого давления (ЦНД, или ЧНД), с отключением конденсатора из тепловой схемы турбины (при полном закрытии РД). В номинальном режиме работы турбины (когда РД в открытом положении) расход пара из ЦСД в ЦНД соответствует установленным данным, а внутренняя энергия потока пара полностью расходуется в ЦНД на производство электрической энергии (с учетом потерь перепада энтальпии в ЦНД на трение, потери теплопроводности и других видов потерь).*

Техническое решение, связанное с использованием саблевидных лопаток (п.п.А.1), предложенное МЭИ более 30 лет назад [4], в настоящее время широко применяется при производстве турбин рядом зарубежных фирм (Сименс, Мицубиси) и положительно влияет на показатели надежности и тепловой экономичности ТПТУ и КПТУ. Повышение эффективности последней ступени ЦНД обеспечивается при таком подходе в основном за счет увеличения коэффициента реактивности в нижней половине ступени и снижения градиента ее изменения по высоте, а также за счет выравнивания по радиусу поля выходных скоростей, что, кроме уменьшения потерь с выходной скоростью, значительно улучшает условия работы выхлопного патрубка. Кроме того, в каналах, образованных саблевидными лопатками, снижается поперечный градиент давления, что способствует уменьшению конечных потерь.

В настоящее время разработана методика квазипространственного расчета, позволяющая производить выбор оптимальной конструкции соплового аппарата и ступени в целом [4]. На базе расчетных исследований, с использованием данной методики, в ОАО ЛМЗ разработаны ступени с саблевид-

ными лопатками для мощных конденсационных турбин (номинальной мощностью 800–1500 МВт). Сравнительный расчетный анализ показал, что применение данного решения для последней ступени ЦНД (высотой до 0,96 м) увеличивает экономичность ступени (в номинальном режиме) на 2–3 %, а в режимах со сниженным объемным расходом пара в ЦНД — более чем на 5–6 %.

Такие режимы, как известно, реализуются в теплофикационных турбоустановках практически в течение всего отопительного периода, в значительной степени в летние месяцы. Создание соплового аппарата последней ступени с саблевидными лопатками для этих турбин является перспективной задачей.

Опыт эксплуатации турбин свидетельствует о низкой надежности сливных насосов подогревателей низкого давления (ПНД) [3]. Неудовлетворительная работа регуляторов уровня ПНД приводит к частым срывам этих насосов и в конечном результате к необходимости их ремонта [4]. На ТЭЦ допустима реконструкция существующей схемы работы ПНД [4]. Суть ее состоит в использовании тепла конденсата греющего пара ПНД при выходе из строя сливных насосов [3]. Это позволило повысить экономичность работы турбины за счет уменьшения потерь теплоты в конденсаторе с циркуляционной водой. При этом увеличивается подача пара на подогрев сетевой воды теплофикационной установки, а следовательно, и ее мощность. Такая схема позволяет работать как со сливными насосами, так и без них, с пропуском конденсата греющего пара ПНД через дополнительно смонтированный расширитель дренажей подогревателей в сетевой подогреватель ПСГ – 1 [4].

2. Анализ структуры и параметров технологической схемы турбины T-110-120-130 ЛМЗ

Типичной турбиной класса ТПТУ средней мощности (100 – 160 МВт) является паровая турбина T-110-120-130 ЛМЗ — трехцилиндровый турбоагрегат (ЦВД: ступени № 1–9; ЦСД: ступени № 10–23; ЦНД: ступени № 24–27) с номинальной мощностью 110 МВт, максимальной мощностью — 120 МВт [5, 6]. Турбина T-110-120-130 ЛМЗ имеет развитую схему регенеративного подогрева питательной воды (3 ПВД, 4 ПНД, 2 деаэратора), схему двухуровневого подогрева сетевой воды (с отопительных отборов соответственно со ступеней № 21, 23 (ЦСД) на сетевые теплообменники (бойлера) горизонтального типа ПСГ – 1, 2) и двухпоточный выхлоп отработанного в турбине пара на конденсацию. Турбина T-110-120-130 ЛМЗ работает на начальных параметрах пара (на входе на первую ступень ЦВД), равных 12,7 МПа, 555 °С. Расход пара на турбину — 380 т/ч. ЦВД — противопоточный, т.е., пройдя через ступени № 1–9, после 9-й ступени пар поступает на промежуточный перегрев в пароперегреватель парового котла и снова возвращается в турбину. ЦНД — двухпоточный, по 2 ступени (1 ступень скорости и 1 ступень давления) на каждый поток.

Турбина имеет 7 отборов пара. Пять нерегулируемых (регенеративных) отборов пара: 1-й — за 9-й ступенью на ПВД № 3; 2-й — за 11-й ступенью на ПВД № 2; 3-й — за 14-й ступенью на ПВД № 1 и деаэратор; 4-й — за 17-й ступенью на ПНД № 4; 5-й — за 19-й ступенью на ПНД № 3. Теплофикационные, или регулируемые, отборы пара осуществляются соответственно с 21-й (верхний регулируемый отбор) и 23-й (нижний регулируемый отбор) ступеней (ЦСД) турбины [5, 6]; 6-й — за 21-й ступенью на ПСГ № 2 и ПНД № 2; 7-й — за 23-й ступенью на ПСГ № 1 и ПНД № 1.

В данной работе турбина T – 110 – 20 – 130 ЛМЗ выбрана в качестве объекта исследования, а предметом исследования является модернизация проточной части ЦВД, ЦСД и ЦНД путем замены лопаточного аппарата ступеней № 26, 27 (ЦНД), № 21, 23 (ЦСД) и снятия насадных ступеней с ЦВД, с целью повышения показателей *тепловой экономичности* и КПД теплофикационной установки (регулируемые отборы пара с 21-й, 23-й ступеней (ЦСД) + ПСГ – 1,2 + ПНД – 1,2) турбины T – 110 – 120 ЛМЗ в условиях предприятия «Карагандинская ТЭЦ–3» (г. Караганда). Также рассмотрим вопрос о переводе турбины T – 110 – 120 – 130 ЛМЗ в режим частичного противодействия.

Карагандинская ТЭЦ–3 (КарТЭЦ–3) введена в эксплуатацию в 1977 г. и предназначена для покрытия тепловых нагрузок в горячей воде промышленных предприятий и жилищно-коммунального сектора г. Караганды. На январь 2017 г. располагаемая электрическая мощность станции — 670 МВт, тепловая мощность — 1329 Гкал/ч [7]. Турбинный цех (ТЦ) КарТЭЦ–3 расположен в главном корпусе. В первой очереди ТЦ установлено 3 турбоагрегата типа T – 110 / 120 – 130 – 3, ст. № 1, 2, 3. Во второй очереди ТЦ установлена 1 турбина T – 110 – 120 – 130 – 5, 1 турбина T – 120 – 140 – 130 ЛМЗ и 1 турбина T – 110 – 120 – 130 – 5 ЛМЗ. Сухой перегретый пар, на параметрах 13,8 МПа, 555 °С, вырабатывается котлами БКЗ – 420 – 250 – 140 (ст. № 1–7).

Выполненный из сравнения установленных и фактических параметров анализ технического состояния турбинного оборудования КарТЭЦ-3 показал, что турбоагрегат Т-110-120-130, с максимальным пропуском сетевой воды до 3500 т/ч, дает располагаемую тепловую мощность (суммарная теплопроизводительность пяти турбоагрегатов) 945,8 Гкал/ч. При этом расчётная присоединённая нагрузка к ТЭЦ-3 — 964,9 Гкал/ч, а с учётом тепловых потерь 30 % — 994,2 Гкал/ч.

Разность присоединённой и располагаемой тепловой мощности в расчете на 1 турбину, равная 248,23 Гкал/ч, составляет 33 % от теплосъёма с турбины (745,88 Гкал/ч), в расчете на тепло производительность котельного агрегата (при работе к/а № 1, 2, 3, 4, 5, 6 производится пара 2170 т/ч, или 1262 Гкал/ч) дает потери удельного КПД турбины на 19,66 % [7, 8].

3. Расчетное обоснование модернизации тепловой схемы турбины Т-110-120-130 ЛМЗ

Технические решения по повышению эффективности работы теплофикационной установки станции КарТЭЦ-3 будем реализовывать согласно предложенной МЭИ методике [3–6]. Расчетный температурный график — 140/70. В тепловом процессе участвуют четыре турбины: 3 турбины модели Т-110-120-130 ЛМЗ (ст. № 1, 2, 3); 1 турбина Т-120-140 ЛМЗ (ст. № 4, аналогичная по конструкции и структуре тепловой схемы турбине Т-110-120-130 ЛМЗ, но с мощностью 120 МВт, 140 МВт). Теоретический (расчетный) расход пара в турбину — 380 т/ч. По результатам детального теплового и гидравлического расчета турбин № 1–4 на установленных начальных параметрах пара (12,7 МПа, 555 °С), в соответствии с пунктами А, В, с помощью программы MathCard получены следующие результаты.

А. По пункту А.

А.1. Замена рабочих лопаток двух последних ступеней ЦНД (№ 26, 27) и ступеней № 21, 23 (ЦСД) на лопатки саблевидной формы.

А.1.1. Реконструкция ступени № 26 (ступень скорости) дает:

- увеличение средней теоретической скорости струи пара в ЦНД от 810 м/с до 1190,95 м/с;
- снижение потерь: в сопловой решетке — 4,12 кДж/кг против 5,54 кДж (в нормальном режиме), в рабочей решетке — 11,94 кДж/кг против 15,43 кДж/кг (в нормальном режиме);
- увеличение относительного внутреннего КПД ступени № 26 от 0,86 до 0,95;
- увеличение внутренней мощности ступени № 26 от 48509 кВт (до реконструкции ЦНД) до 57789 кВт (после реконструкции ЦНД).

А.1.2. Реконструкция ступени № 27 (ступень давления) дает:

- возрастание внутренней мощности турбины от 169352,5 кВт до 188321,4 кВт;
- увеличение располагаемой мощности турбины от 109541,7 кВт до 123267,5 кВт;
- возрастание относительного внутреннего КПД турбины от 0,784 до 0,883.

А.1.3. Расчетное изменение скорости пара на саблевидных лопатках с реактивностью около 30 % для реконструируемых ступеней № 24–27 (ЦНД) дает возрастание относительного удельного КПД ЦНД от 0,66 до 0,78, а дефицит тепловой мощности станции (на четырех турбинах) уменьшается от 18,22 Гкал/ч до 2,5 Гкал/ч.

А.1.4. Реконструкция ступени № 21 (верхний отопительный отбор) дает:

- повышение относительного лопаточного КПД 21-й ступени от 0,85 до 0,88;
- сокращение часового расхода пара на турбоагрегат на 20 т в час;
- сокращение удельного расхода натурального топлива на 5 граммов на 1 кВт – час;
- увеличение расчетной тепловой мощности турбины от 710 Гкал/ч до 722 Гкал/ч;
- годовую экономию условного топлива, при числе часов работы 7000 ч/год и коэффициенте использования мощности 0,8, которая составляет $3526 \frac{\text{т}}{\text{год}}$;

– сокращение по расчетному температурному графику теплосети 140/70 дефицита тепловой мощности станции на 20 Гкал/ч.

А.1.5. Реконструкция ступени № 23 (нижний отопительный отбор) дает:

- повышение относительного лопаточного КПД ступени № 23 от 85 % до 87 %;
- сокращение часового расхода пара на турбоагрегат на 25 т в час;
- снижение удельного расхода натурального топлива на 3 грамма на 1 кВт – час;
- увеличение расчетной тепловой мощности турбины от 710 Гкал/ч до 720 Гкал/ч;
- годовую экономию условного топлива, при числе часов работы 7000 ч/год и коэффициенте использования мощности 0,8, которая составляет 3832 т/год;

– сокращение по расчетному температурному графику теплосети 140/70 дефицита тепловой мощности станции на 15 Гкал/ч.

А.2. Удаление рабочих лопаток ступеней № 8, 9 (ЦВД) дает в номинальном режиме работы (110 МВт) увеличение КПД на 0,12, что приводит к сокращению дефицита тепловой мощности, при циркуляции 7500 т/ч, от $764,7 - 745,88 = 18,22$ Гкал/ч (при существующей конструкции ЦВД) до $764,7 - 760,5 = 4,2$ Гкал/ч (после реконструкции).

II. По пункту В. Отключение конденсатора из тепловой схемы турбины (перевод турбины в режим частичного противодавления) дает:

- 1) возрастание средней теоретической скорости струи пара в ЦНД от 810 м/с до 1130 м/с;
- 2) снижение потерь: в сопловой решетке — 4,1 кДж/кг против 5,54 кДж (в нормальном режиме), в рабочей решетке — 11,94 кДж/кг против 15,43 кДж/кг в нормальном режиме;
- 3) увеличение относительного внутреннего КПД ступени № 27 от 0,8 до 0,9;
- 4) увеличение внутренней мощности ступени № 27 от 78 МВт (при нормальном режиме) до 83 МВт (при противодавлении).
- 5) возрастание внутренней мощности турбины от 17 МВт (в нормальном режиме) до 19 МВт (при противодавлении);
- 6) увеличение располагаемой мощности турбины от 110 МВт (в нормальном режиме) до 123 МВт (при противодавлении);
- 7) возрастание относительного внутреннего КПД турбины от 0,78 до 0,88.

Список литературы

- 1 Кириллин В.А. Энергетика. Главные проблемы: В вопросах и ответах / В.А. Кириллин. — М.: Знание, 1997. — 128 с.
- 2 Мировая энергетика: прогноз развития до 2020 г. / пер. с англ.; под ред. Ю.Н. Старшикова. — М.: Энергия, 1990. — 256 с.
- 3 Балабанович В.К. Совершенствование схем и режимов работы теплофикационных паротурбинных установок / В.К. Балабанович. — Минск: Полибиг, 2000. — 188 с.
- 4 Яковлев Б.В. Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения / Б.В. Яковлев. — Минск, 2003. — 280 с.
- 5 Марков К.Я. Новые способы охлаждения ЦНД мощных теплофикационных турбин / К.Я. Марков, В.И. Кузьмина // Экспресс-информация. Опыт ПО ТМЗ в паротурбостроении. — М., 1975. — Вып. 1. — С. 14–17.
- 6 Балабанович В.К. Расчетный метод сравнения конструкций проточной части турбомашин / В.К. Балабанович, Н.Б. Карницкий, В.М. Неуймин, И.П. Усачев // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. — 1996. — № 5–6. — С. 77–82.
- 7 Инструкции по эксплуатации оборудования ТЦ КарТЭЦ-3. — Караганда, 2013.
- 8 Отчет расчетно-экономического отдела КарТЭЦ-3 за 2016 г. — Караганда, 2017.

В.А. Калытка, А.Д. Мехтиев, А.В. Баширов, Т.А. Ханов, Б.С. Оспанов, С.Б. Тусупбаев

Жылуландыру турбиналарының жылу үнемділігі мен сенімділігі көрсеткіштерін арттыру әдістері

Мақалада жылу температуралық кестесі 150/70 жұмыс істейтін номиналды режим жағдайында ЖЭО есептеу теориялық көрсеткіші кіші (50–100 МВт) және орта (100–160 МВт) қуатты жылуландыру бу турбиналардың жылу үнемділігі мен сенімділігін арттыру әдістері қаралды. Негізгі бағыттарының бірі ретінде техникалық-экономикалық көрсеткіштерін және жұмысын арттыру мақсатында осы топтан келесілер таңдап алынды: 1) конденсаторға бағытталған төмен қысымды бу цилиндрінің және басқа булы сулардың ағынының шығынын азайту; 2) гидродинамикалық ағынның жапсарлас және негізгі шоқтарда конденсатордың пайдалы жылу қуатын пайдалану (энтальпия). Қайта құрудың принциптік жылу сұлбалары орташа қуатты (100–160 МВт) негізгі бағыттарының бірі ретінде таңдап алынды: 1) қайта ағынды бөлігін цилиндрлер жоғары және орта қысымды негізінде: а) жұмыс қалақшалардың соңғы сатыларының ЦСД жауырынның үшкір сатыларға ауыстыру. Негізінен құрастыру кезінде соңғы сатылардағы ЦСД буды іріктеу, жылытуға желілік судың желілік көлденең және тік типті түрлерін қолданады; ә) ЦВД мен ЦСД-ның саптама сатыларын алып тастау; 2) турбинаны қарсы қысымды режиміне ауыстыру. Нәтижесінде, шығыс бу ЦНД және конденсатор төмендейді (салыстырғанда белгіленген). Бірі — жылу есептеу турбина Т-110-120-130 ЛМЗ, ұсынылған МЭИ әдістемесі арқылы анықталады: 1) жұмыс қалақтарын сатыларының № 8, 9 береді, 110 МВт-қа ұлғайту, ПЭК 0,12 және тапшылығын қысқарту, ал жылу қуатын 14,02 Гкал/сағ арттыру; 2) № 27 —

ЦНД арқылы қамтамасыз етіледі ұлғайту реактивтілігінің төменгі жартысында саты төмендету градиенті бойынша оның өзгерту биіктігі арттыру; 3) ТҚК режимінде турбинаның салыстырмалы ішкі ПӘК-і 10 %-ға артады.

Кілт сөздер: жылуфикациянды бу турбинасы, принципиалды жылу схемасы, жоғары қысымды цилиндрлер, орта және төмен қысымды, турбинаның салыстырмалы ішкі ПӘК, үлгісі Т-110-120-130 ЛМЗ реконструкцияланған бу турбинасы.

V.A. Kalytko, A.D. Mekhtiev, A.V. Bashirov, T.A. Khanov, B.S. Ospanov, S.B. Tusupbaev

Methods of improving of the thermal efficiency and performance reliability of heating turbines

The methods of improving of thermal efficiency and reliability of the small (50–100 MW) and secondary (100–160 MW) power heat and steam turbine (HST), operating in nominal conditions under Heat Power Plant (HPP), based on the heating systems 150/70 theoretical temperature schedule, are considered. The main ways of increasing the technical-economic indicators (TEI) of operating mode of HST of this group are selected: 1) minimizing the consumption of steam in the low-pressure cylinder (LPC) and other steam flows into the condenser; 2) Useful use of thermal energy (enthalpy) of the hydrodynamic flow in the main beams and embedded condenser. The main directions of the reconstruction of mean power (100–160 MW) HST principal heat circuit (PHC) are selected: 1) Refurbishment of flow part of high-pressure cylinder (HPC) and medium pressure cylinder (MPC) based on: a) submitting of rotor blades of last stages of MPC (step with heating steam extraction) on the blade saber shape. In general, when designing suggest selections couple with the last stages of MPC, for heating the heating water in heat exchangers network horizontal and a vertical type; b) Removing (removal) steps of shaft mounted turbine HPC and MPC stages; 2) Transferring of the turbine to partial counter mode (PCM). This mode is established by the half-turn of the separation diaphragm between the MPC and LPC. As a result, epy steam consumption for LPC condenser is reduced (in comparison with the one set). From the thermal design and calculating of the T-110-120-130 LMZ turbine, with the help of the proposed of MEI procedure is established: 1) The removing of rotor blades of the 8, 9th stages (MPC) gives, at 110 MW, increasing of efficiency by 0.12 and reducing of thermal power deficit by 14.02 Gcal/h; 2) Improved 27th stage — low-pressure cylinder is provided by increasing the reactivity in the lower half of the step and reduce its height the gradient changes; 3) In partial counter mode (PCM) the relative internal turbine efficiency increases by 10 %.

Keywords: heat and steam turbine (HST); HSTs schematic flow diagram (SFD); high pressure cylinder (HPC), medium pressure cylinder (MPC) and low pressure cylinder (LPC); relative internal efficiency of the turbine; T-110-120-130 LMZ reconstructed steam turbine.

References

- 1 Kirillin, V.A. (1997). *Enerhetika. Glavnye problemy: v voprosakh i otvetakh [Power. Main problems: In questions and answers]*. Moscow: Znanie [in Russian].
- 2 Mirovaia enerhetika: prohnaz razvitiia do 2020 h. [World energy: development forecast up to 2020] (1990). Iu.N. Starshikova (Eds.). Moscow: Enerhiia [in Russian].
- 3 Balabanovich, V.K. (2000). *Sovershenstvovanie skhem i rezhimov raboty teplofikatsionnykh paroturbinnykh ustanovok [Improvement of schemes and operation modes of cogeneration steam turbines]*. Minsk: Polibig [in Russian].
- 4 Yakovlev, B.V. (2003). *Povyshenie effektivnosti sistem teplofikatsii i teplosnabzheniia [Improving the efficiency of heating systems and heating systems]*. Minsk [in Russian].
- 5 Markov, K.Y., & Kuzmin, V.I. (1975). *Novye sposoby okhlazhdeniia CND moshchnykh teplofikatsionnykh turbin [New ways of cooling of powerful cogeneration turbines LPC]*. *Express-informatsiia. Opyt PO TMZ v paroturbinnoostroenii — Express-information. Experience of the PO TMZ in steam turbine construction*. Moscow, 14–17 [in Russian].
- 6 Balabanovich, V.K., Karnitski, N.B., Neujmin, V.M., & Usachev, P.I. (1996). *Raschetnyi metod sravneniia konstruksii protochnoi chasti turbomashin [Calculation method of comparison of turbomachinery flow part designs]*. *Enerhetika. Izvestiia Vysshikh uchebnykh zavedenii i enerhoobiedinenii SNG — Power Engineering. Proceedings of Higher Educational Institutions and Energy Unions of CIS*, 5–6, 77–82 [in Russian].
- 7 *Instruktsii po ekspluatatsii oborudovaniia TC KarTEC-3 [Instructions for the operation of the Karaganda HPP-3 TD]* (2013). Karaganda [in Russian].
- 8 *Otchet raschetno-ekonomicheskogo otdela KarTEC-3 za 2016 h. [The report of the Calculation and Economic Department of the Karaganda HPP-3, 2016]* (2017). Karaganda [in Russian].