УДК 621.165

В.А. КАЛЫТКА, к.ф.-м.н, доктор phD (КарГТУ)
С.Н. КАМАРОВА, магистрант (КарГТУ)
г. Караганда

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Основная часть теплофикационных паротурбинных установок (ТПТУ), функционирующих на теплоэлектростанциях (в основном ТЭЦ) Республики Казахстан, проектировалась и вводилась в эксплуатацию в 70 – 80 – х годах прошлого века. В настоящее время техническое состояние турбинного оборудования ТЭЦ удовлетворительное, а показатели надежности и экономичности работы существенно ниже установленных заводом – изготовителем [1].

Практическая реализация стратегии технического перевооружения и обновления турбин требует разработки и конструирования более современных и технически эффективных (с более высокими показателями экономичности и надежности) профилей ТПТУ, на основе результатов научно – технических исследований и опыта эксплуатации по направлению оптимизации параметров конструкции (ЦВД, ЦСД, ЦНД) и принципиальной тепловой схемы (ПТС) паровых турбин [2].

При эксплуатации ТПТУ по тепловому графику повышение тепловой экономичности достигается двумя способами [3]: 1) минимизацией расхода пара в ЧНД (и другие 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 применяется 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].

Специфика конструкции, принципов работы и технологической схемы ТПТУ предполагает возможность повышение показателей тепловой экономичности турбин данного класса методами [3,4]: 1) Реконструкции проточной части цилиндров высокого (ЦВД, или ЧВД) и среднего давления (ЦСД, или ЧСД) путем: а) Замены рабочих лопаток последних ступеней ЦСД на саблевидные лопатки. Как правило, конструкция ЦСД ТПТУ средней мощности (100 – 160 МВт) предполагает отборы пара с последних ступеней ЦСД, на подогрев сетевой воды в бойлерах; б) Снятия

насадных ступеней ЦВД и ЦСД. Часть ступеней цельнокованы - влиты в вал турбины; 2) перевода ТПТУ в режим частичного противодавления путем отключения конденсатора из тепловой схемы турбины, поворотом разделительной диафрагмы регулирующей расход пара на цилиндр низкого давления (ЦНД, или ЧНД).

Типичной турбиной класса ТПТУ, средней мощности (110 – 120 МВт), с развитой схемой регенеративного подогрева питательной воды (3 ПВД, 4 ПНД), схемой двухуровневого подогрева сетевой воды (в бойлерах горизонтального типа ПСГ- 1,2) и двухпоточным выхлопом отработанного в турбине пара на конденсацию, является паровая турбина Т- 110- 120- 130 ЛМЗ - трехцилиндровый турбоагрегат (ЦВД, ступени №1- 9); ЦСД, ступени № 10- 23; ЦНД, ступени № 24 - 27), номинальной мощностью 110 МВт (максимальной мощностью – 120 МВт) [5,6]. Турбина Т – 110 – 120 – 130 ЛМЗ работает на начальных параметрах пара (на входе на первую ступень ЦВД) равных 12,7 МПа, 555^0C. ЦВД – противоточный, т.е. пройдя через ступени №1-9, после 9-ой ступени, пар поступает на промежуточный перегрев в пароперегреватель парового котла и, снова возвращается в турбину. ЦНД двухпоточный, т.е., по 2 ступени (1 - скорости и 1 - давления) на каждый поток. Отопительные отборы пара (на подогрев сетевой воды) осуществляются соответственно с 21 – ой (верхний регулируемый отбор) и 23- ей (нижний регулируемый отбор) ступеней (ЦСД) турбины [5,6].

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

Карагандинская ТЭЦ- 3 (КарТЭЦ - 3) введена в эксплуатацию в 1977 году и предназначена для покрытия тепловых нагрузок в горячей воде промышленных предприятий и жилищно – коммунального сектора г. Караганда. На январь 2015 г. – располагаемая электрическая мощность станции - 560 МВт, тепловая мощность 1169 Гкал/ч [7]. Турбинный цех (ТЦ) КарТЭЦ – 3 расположен в главном корпусе: 1) В первой очереди ТЦ установлено 3 турбоагрегата типа Т-110/120-130-3, ст.№1 2,3; 2) Во второй очереди ТЦ установлена 1 турбина Т-110-120-130-5 и 1 турбина Т – 120 – 140 - 130 ЛМЗ. Сухой перегретый пар, на параметрах 13,8 МПа, 555^0C, 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 тепло производительность 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 присоединенной и располагаемой тепловой мощности, в расчете на 1 турбину, равная 248,23 Гкал/ч, составляет соответственно 33 %, от теплосъема 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].

Технические решения по повышению эффективности работы теплофикационной установки станции будем реализовывать согласно предложенной МЭИ методике [3,4,5]: А) Снятие рабочих лопаток двух последних ступеней ЦВД (ступени № 8,9). В) Заменой рабочих лопаток двух последних ступеней ЦНД на лопатки саблевидной формы. С) Переводом турбины Т110-120130-ЛМЗ, в режим частичного противодавления, на начальных параметрах пара 12,7 МПа, $555^{o}C$. Расчетный расход пара в турбину – 380 т/ч. Расчетный температурный график – 140/70.

Выполненные, на основе алгоритмов тепловых и гидравлических расчетов паровых турбин, с помощью программы MathCard, сравнительные численные расчеты турбины, в соответствии с пунктами А,В,С, приводят к следующим результатам.

По пункту А. 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).

По пункту В. Повышение эффективности последней ступени ЦНД обеспечивается при этом в первую очередь путем увеличения реактивности в нижней половине ступени и снижения градиента ее изменения по высоте, а также 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 концевых потерь. В настоящее время разработана методика квазипространственного расчета, позволяющая производить выбор оптимальной конструкции соплового аппарата и ступени в целом [9]. На базе расчетных исследований с использованием данной методики сотрудники ОАО ЛМЗ разрабатывают ступени с саблевидными лопатками для мощных конденсационных турбин. Проведенный анализ показал, что применение данного

технического решения в ступени с лопаткой последней ступени высотой 960 мм повышает ее экономичность на номинальном режиме на 2…3 %, а в режимах с уменьшенным объемным расходом пара в ЦНД – более чем на 5…6 %. Такие режимы, как известно, реализуются в теплофикационных турбоустановках практически в течение всего отопительного периода и в значительной степени в летние месяцы. Создание соплового аппарата последней ступени с саблевидными лопатками для этих турбин является перспективной задачей.

В.1) По результатам детального гидравлического и теплового расчета ступеней № 1 - 4 ЧНД установлено, что замена рабочих лопаток на саблевидные для ступени давления № 26, дает:

1) увеличение средней теоретической скорости струи пара в ЦНД от 810 м/с до 1190,95 м/с;

2) потери в сопловой решетке - 4,12 кДж/кг против – 5,54 кДж (в нормальном режиме), в рабочей решетке - 11,94 кДж/кг против – 15,43 в нормальном режиме;

3) увеличение относительного внутреннего КПД ступени № 26 от 0,86 до 0,95;

4) увеличение внутренней мощность ступени № 26 от 48509 кВт (до реконструкции ЧНД) до 57789 кВт (после реконструкции ЧНД).

В.2) По результатам детального гидравлического и теплового расчета ступеней № 1 - 4 ЧНД установлено, что замена рабочих лопаток на саблевидные для ступени давления № 27, дает:

1) Возрастание внутренней мощности турбины от 169352,5 кВт до 188321,4 кВт;

2) Увеличение располагаемой мощности турбины от 109541,7 кВт до 123267,5 кВт;

3) Возрастание относительного внутреннего КПД турбины от 0,784 до 0,883.

В.3). Расчетное изменение скорости пара на саблевидных лопатках с реактивностью около 30% для реконструируемых ступеней № 24, 27 (ЧНД) дает возрастание относительного удельного КПД ЦНД от 0,66 до 0,78, а дефицит тепловой мощности уменьшается от 18,22 Гкал/ч до 2,5 Гкал/ч.

По пункту С. Отключение конденсатора из тепловой схемы турбины дает:

1) возрастание средней теоретической скорости струи пара в ЦНД от 810 м/с до 1130 м/с;

2) потери в сопловой решетке - 4,1 кДж/кг против – 5,54 кДж (в нормальном режиме), в рабочей решетке - 11,94 кДж/кг против – 15,43 в нормальном режиме;

3) относительный внутренний КПД ступени № 27 возрастает от 0,8 до 0,9;

4) внутренняя мощность ступени № 27 увеличивается 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 использованной литературы

1. Кириллин, В. А. Энергетика. Главные проблемы: В вопросах и ответах. – 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. – Мн.: Полибиг, 2000. – 188 с.

4. Яковлев, Б.В. Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения. – Мн., 2003. – 280 с.

5. Марков, К.Я., Кузьмина, В.И.. Новые способы охлаждения ЦНД мощных теплофикационных турбин // Экспресс-информация. Опыт ПО ТМЗ в паротурбостроении. – М., 1975. –Вып. 1. – С. 14 -17.

6. В.К. Балабинович, Н.Б. Карницкий, В.М. Неуймин, И.П. Усачев. Расчетный метод сравнения конструкций проточной части турбомашин//Энергетика (Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ). – 1996. – № 5– 6. – С. 77 – 82.

7. Поизводственная техническая инструкции по эксплуатации оборудования ТЦ КарТЭЦ – 3.

8. Отчет расчетно – экономического отдела КарТЭЦ – 3, за 2014 – 2015 г.г.