

УДК 621.11

ВЫБОР РАСЧЕТНОГО ДАВЛЕНИЯ В ОТОПИТЕЛЬНЫХ ОТБОРАХ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН ТЭЦ

Л.А. Беляев, Б.И. Юргин, О.Ю. Ромашова, С.А. Шевелев

Томский политехнический университет
E-mail: roma@tpu.ru

Проанализированы возможности совершенствования технологий комбинированного теплоснабжения при эксплуатации теплофикационных турбин с двухступенчатым подогревом сетевой воды. Показано, что при совместном нагреве в сетевых подогревателях разных теплоносителей оптимальное распределение подогрева по ступеням отличается от равномерного. Получена формула для определения расчетного для проектирования теплофикационных турбин давления пара в нижнем отопительном отборе.

Ключевые слова:

Паровая турбина, отпуск тепла, промежуточный отсек.

Key words:

The steam turbine, heat supplied, intermediate compartment.

Современные рыночные условия производства тепловой и электрической энергии требуют повышения конкурентоспособности ТЭЦ и приводят к совершенствованию схем комбинированного теплоснабжения. Основными направлениями экономии топлива на ТЭЦ являются снижение конденсационной мощности и рост удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении [1].

С целью вытеснения конденсационной выработки электроэнергии к покрытию отопительной нагрузки широко привлекаются противодавленческие турбины типа ТР- и ПТР-, созданные на базе соответствующих установок Т- и ПТ-. В соответствии с их тепловой схемой отработавший пар может использоваться для совместного нагрева сетевой воды (в НСП) и подпитки теплосети (в ПК) перед деаэраторами подпитки, а также питания общестанционного коллектора 0,12 МПа. Принципиальная схема отпуска тепла от турбины типа ПТР-80 представлена на рис. 1. Кроме того, для повышения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении разрабатываются современные схемы комбинированного теплоснабжения, требующие изначально неравномерной загрузки отопительных отборов. Так, внедрение трехтрубной системы дальнего транспортирования теплоты [2] предполагает передачу всей тепловой нагрузки горячего водоснабжения на теплофикационный «встроенный» пучок конденсатора и нижний отопительный отбор. Принципиальная схема трехтрубной системы теплоснабжения и горячего водоснабжения приведена на рис. 2.

Варианты совершенствования технологий комбинированного теплоснабжения хоть и приводят к безусловной экономии топлива на ТЭЦ, однако, не являются оптимальными решениями. Это объясняется тем, что в процессе реконструкции проточная часть используемых турбин остается без изменений, в то время как режим их эксплуатации существенно изменяется.

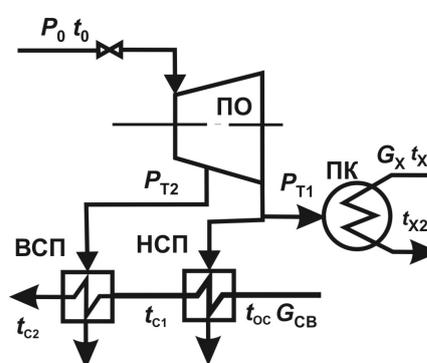


Рис. 1. Принципиальная схема отпуска тепла от турбины типа ТР-: ПО – промежуточный отсек турбины; ВСП, НСП – верхний и нижний сетевые подогреватели; ПК – пусковой конденсатор; P_0, t_0 – начальные давление и температура пара; P_{T1}, P_{T2} – давление в верхнем и нижнем отопительных отборах; G_x – расход охлаждающей воды через ПК; t_{x1}, t_{x2} – температура охлаждающей воды на входе и выходе ПК; t_{c1}, t_{c2} – температура сетевой воды на выходе НСП и ВСП; t_{oc}, G_{cb} – температура и расход сетевой воды в обратной магистрали

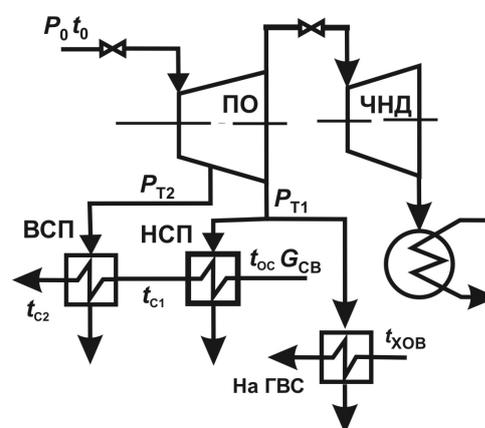


Рис. 2. Принципиальная схема трехтрубной системы теплоснабжения: ЧНД – часть низкого давления; t_{xov} – температура химически очищенной воды

Дело в том, что в традиционных схемах проточная часть спроектирована из условия максимальной выработки электроэнергии на базе подогрева сетевой воды. На выбор расчетного давления в верхнем отборе влияет режим работы теплосетей, который задается температурным графиком и коэффициентом теплофикации. Давление в нижнем отборе зависит от распределения подогрева сетевой воды по ступеням.

Максимальная эффективность двухступенчатого подогрева достигается при одинаковом нагреве воды по ступеням [3, 4]. Это положение определяет выбор расчетных параметров нижнего отопительного отбора и геометрические размеры промежуточного отсека (ПО) и части низкого давления (ЧНД), что требует наличия совершенных технологий расчета длинных лопаток в переменном режиме.

Однако приведенные выводы касаются лишь турбоустановок, работающих в закрытой системе теплоснабжения, когда расход нагреваемой воды по ступеням одинаков, а в конденсатор направляется вентиляционный пропуск, пренебрежимо малый по сравнению с отопительной нагрузкой.

В новых условиях расчетные параметры нижнего отопительного отбора и геометрические размеры ПО и ЧНД следует определять с учетом максимальной выработки электроэнергии в течение года на базе совместного подогрева теплоносителей с разными входными параметрами.

Используя методику [4], определим параметры нижнего отопительного отбора двухступенчатой сетевой установки турбины, соответствующие максимальной эффективности ступенчатого подогрева при совместном отпуске тепла на подогрев сетевой и подпиточной воды теплосети (рис. 1).

Дополнительное увеличение выработки электроэнергии при переходе от одноступенчатого подогрева сетевой воды к двухступенчатому находится по формуле

$$\Delta \mathcal{E} = (D_{\text{НСП}} + D_{\text{К}})(h_1 - h_2), \quad (1)$$

где $D_{\text{НСП}}$, $D_{\text{К}}$ – значения расхода пара из нижнего отбора на сетевой подогреватель и в конденсатор, p_1 , h_2 – энтальпии пара в верхнем и нижнем теплофикационных отборах.

Используя уравнения теплового баланса НСП и конденсатора

$$D_{\text{НСП}}(h_1 - h_1') = G_{\text{СВ}} \cdot C_p(t_{\text{С1}} - t_{\text{ОС}}),$$

$$D_{\text{К}}(h_1 - h_1') = G_{\text{Х}} C_p(t_{\text{Х2}} - t_{\text{Х1}}),$$

где $G_{\text{СВ}}$, $t_{\text{С1}}$, $t_{\text{ОС}}$ – расход и температуры сетевой воды в нижнем подогревателе; $G_{\text{Х}}$, $t_{\text{Х1}}$, $t_{\text{Х2}}$ – расход и температуры подпиточной воды в конденсаторе, h_1' – энтальпия насыщения пара в верхнем теплофикационном отборе, C_p – изобарная теплоемкость воды, перепишем (1):

$$\Delta \mathcal{E} = [G_{\text{СВ}} C_p(t_{\text{С1}} - t_{\text{ОС}}) + G_{\text{Х}} C_p(t_{\text{Х2}} - t_{\text{Х1}})] \Delta W, \quad (2)$$

обозначив как

$$\Delta W = \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_1'}$$

дополнительную удельную выработку электроэнергии на базе теплового потребления для нижнего отбора по сравнению с верхним отбором.

Заменим выражением

$$\Delta W = \Delta m(t_{\text{С2}} - t_{\text{С1}}),$$

где $t_{\text{С2}}$, $t_{\text{С1}}$ – температура насыщения при давлении соответственно в камере верхнего и нижнего отборов; Δm – дополнительная удельная выработка электроэнергии на нижнем отборе, отнесенная к разнице температур насыщения в отборах. Удобство такого представления ΔW заключается в том, что величина Δm во всем диапазоне изменения давлений в отопительных отборах меняется незначительно и может быть принята постоянной [4].

Учитывая, что

$$t_{\text{С1}} = t_{\text{С1}} + \delta t_1;$$

$$t_{\text{С1}} = t_{\text{Х2}} + \delta t_{\text{К}};$$

$$t_{\text{С2}} = t_{\text{С2}} + \delta t_2,$$

приведем уравнение (2) к виду

$$\Delta \mathcal{E} = \left[G_{\text{СВ}} C_p(t_{\text{С1}} - t_{\text{ОС}}) + G_{\text{Х}} C_p(t_{\text{С1}} + \delta t_1 - \delta t_{\text{К}} - t_{\text{Х1}}) \right] \times \Delta m(t_{\text{С2}} + \delta t_2 - t_{\text{С1}} - \delta t_1), \quad (3)$$

где δt_1 , δt_2 , $\delta t_{\text{К}}$ – найденные с учетом потерь давления в паропроводах отборов температурные напоры в нижнем, верхнем сетевых подогревателях и пусковом конденсаторе. В последнем уравнении множители $G_{\text{СВ}} C_p \Delta m$ и $G_{\text{Х}} C_p \Delta m$ есть постоянные величины, не зависящие от $t_{\text{С1}}$.

Тогда, исследуя функцию (3) на максимум из условия

$$\frac{d\Delta \mathcal{E}}{dt_{\text{С1}}} = 0,$$

находим оптимальное значение температуры сетевой воды за НСП

$$t_{\text{С1}}^{\text{opt}} = \frac{\left(t_{\text{С2}} + \delta t_2 + \frac{G_{\text{СВ}}}{G_{\text{СВ}} + G_{\text{Х}}}(t_{\text{ОС}} - \delta t_1) + \frac{G_{\text{Х}}}{G_{\text{СВ}} + G_{\text{Х}}}(t_{\text{Х1}} + \delta t_{\text{К}} - 2\delta t_1) \right)}{2}.$$

В случае $\delta t_1 = \delta t_2$; $\delta t_2 + \delta t_{\text{К}} = 2\delta t_1$

$$t_{\text{С1}}^{\text{opt}} = \frac{t_{\text{С2}} + \bar{G}_{\text{СВ}} t_{\text{ОС}} + \bar{G}_{\text{Х}} t_{\text{Х1}}}{2}, \quad (4)$$

где $\bar{G}_{\text{СВ}} = \frac{G_{\text{СВ}}}{G_{\text{СВ}} + G_{\text{Х}}}$ и $\bar{G}_{\text{Х}} = \frac{G_{\text{Х}}}{G_{\text{СВ}} + G_{\text{Х}}}$ – относительные расходы сетевой и подпиточной воды.

Ниже приведены результаты вариантного выбора расчетного давления нижнего отбора для тур-

боустановки типа ПТР-, подтверждающие наличие экстремума в соответствии с аналитическим решением (4). За прототип принята турбоустановка ПТР-80-130/13. Давление в верхнем отопительном отборе принято равным 0,15 МПа, что позволяет использовать этот отбор для питания деаэратора подпитки теплосети в течение всего года. Выбор расчетного давления в нижнем отопительном отборе $P_{Т1}$ осуществляется на основе оптимизационных расчетов при изменении параметров сетевой ($G_{СВ}$, $t_{0С}$) и подпиточной (G_X , t_{X1}) воды, нагреваемой в пусковом конденсаторе турбины.

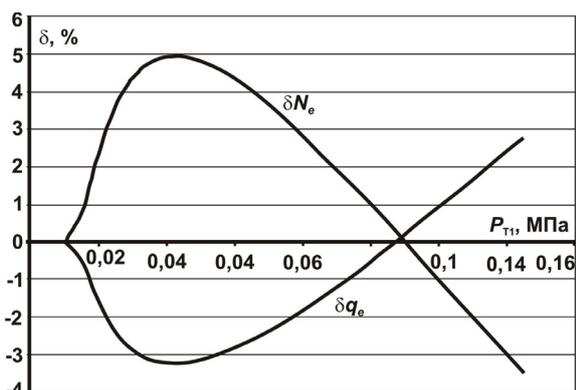


Рис. 3. Относительное изменение мощности турбины δN_e и удельного расхода тепла на турбоустановку δq_e в зависимости от давления в нижнем отопительном отборе

За критерий оптимальности принято изменение удельного расхода тепла по выработке электроэнергии. Графики на рис. 3 иллюстрируют оптимальное решение при заданных значениях отпуска пара на производство в количестве 120 т/ч, температуры и расхода химически очищенной воды $t_{X1}=30$ °С и $G_X=1000$ т/ч соответственно, а также температуры обратной сети $t_{0С}=50$ °С и расхода воды через сетевую установку $G_{СВ}=2000$ т/ч.

В таблице представлены результаты расчета оптимального давления $P_{Т1}$ при изменении температуры обратной сети и расхода сетевой воды при заданных параметрах подпиточной воды $G_X=1000$ т/ч; $t_{X1}=30$ °С.

Оптимальное давление в нижнем отборе зависит от соотношения расходов G_X и $G_{СВ}$. При падении средней температуры подводимых к турбоустановке потоков оптимальное давление $P_{Т1}$ снижается, при увеличении доли расхода с более высокими входными параметрами оптимальное давление нижнего отбора растет.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бененсон Е.И. Выбор оптимальной поверхности бойлеров // Теплоэнергетика. – 1962. – № 12. – С. 26–31.
2. Бененсон Е.И. Определение оптимального расчетного режима теплофикационных турбин // Сб. научно-техн. статей. – Свердловск, 1969. – Т. 1. – С. 226–228.
3. Школа А.Н., Школа В.Н., Кухарчик В.М. Совершенствование технологий комбинированного теплоснабжения // Электрические станции. – 2008. – № 10. – С. 38–42.
4. Качан А.Д., Яковлев Б.В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. – Минск: Высшая школа, 1982. – 318 с.

Экономический расчет показывает, что проектирование промежуточного отсека теплофикационной турбины с отопительной нагрузкой $Q_T \approx 150$ МВт с учетом новых условий работы может дать годовой прирост выработки электроэнергии на тепловом потреблении порядка 2...8 млн кВтч. Экономия условного топлива за счет вытеснения конденсационной мощности составит 400...1600 т у.т. за год.

Таблица. Оптимальные значения давления в нижнем отопительном отборе, $P_{Т1}^{opt}$, МПа

$t_{0С}$, °С	Расход сетевой воды, т/ч		
	100	1000	2500
40	0,025	0,035	0,040
45	0,025	0,035	0,040
50	0,030	0,040	0,045
55	0,030	0,040	0,045
60	0,030	0,040	0,050
65	0,025	0,045	0,055

Окончательный выбор оптимальных параметров схемы теплоснабжения в случае нагрева паром нижнего отбора разных теплоносителей можно сделать вариантными расчетами интегрального годового прироста теплофикационной мощности с учетом режима работы теплосетей.

Такая постановка задачи требует наличия совершенного программного комплекса, позволяющего моделировать работу ступеней с длинными лопатками в переменном режиме.

Выводы

1. Получена формула для расчета оптимального давления в нижнем отборе двухступенчатой сетевой установки теплофикационной турбины при совместном нагреве в этой ступени теплоносителей с разными параметрами.
2. Установлено, что при совместной работе турбины с двухступенчатым отопительным отбором на подогрев сетевой и подпиточной воды изменяются оптимальное распределение подогрева по сравнению с равномерным и расчетные параметры нижнего отбора.
3. Максимальный эффект от использования новых технологий в системах комбинированного теплоснабжения может быть получен лишь при оптимальном выборе расчетного режима проектирования проточной части турбин.
5. Елизаров Д.П., Тажиев Э.И. О распределении подогрева сетевой воды между нижним и верхним подогревателями теплофикационных турбоустановок // Электрические станции. – 1994. – № 2. – С. 25–29.
6. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 427 с.
7. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 271 с.

Поступила 24.03.2010 г.