

АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ШАХТНЫХ ЭНЕРГОКОМПЛЕКСОВ ПРИ РАБОТЕ С ПЕРЕМЕННЫМИ НАГРУЗКАМИ

Наведено результати аналізу теплових схем шахтних енергокомплексів на паротурбінній основі, призначених для вироблення електроенергії на тепловому споживанні. Показано, що при проектуванні таких енергокомплексів з роботою на знижених навантаженнях перспективним є підхід, що передбачає теплові схеми з послідовним спрацьовуванням тиску пари в турбінах високого і низького тиску. При цьому турбіна низького тиску вибирається на режим роботи з мінімальним тепловим навантаженням.

ANALYSIS THERMAL SCHEMES OF MINE ENERGETIC COMPLEXES IN A TIME OF WORK WITH VARIABLE LOADS

The results of analysis thermal schemes of mine energetic complexes on a steam-turbine base, intends for making of electrical power on a heat utilization, was bring. Was shown, that in a time projecting of such energetic complexes with a work on lowering loads perspective is an approach, which foresees the thermal schemes with consecutive working off pressure of steam in a turbines of high and lower pressure. In a time of this the turbine of lower pressure get out on work regime with minimal thermal tension.

Одним из перспективных направлений малой энергетики является создание шахтных энергокомплексов, перерабатывающих низкосортные угли, отходы углеобогащения и шахтный метан в тепловую и электрическую энергии [1]. Эффективность работы энергокомплексов во многом определяется реализацией в их тепловых схемах принципа когенерации. Для тепловых нагрузок порядка 100 МВт целесообразно осуществлять принцип когенерации на паротурбинной основе путем выработки электрической энергии на тепловом потреблении [2]. При разработке тепловых схем шахтных энергокомплексов необходимо учитывать значительные сезонные изменения тепловых нагрузок, существенно влияющие на эффективность энергокомплексов и количество вырабатываемой электроэнергии. Снижение экономичности энергокомплекса происходит как из-за работы турбины на частичных нагрузках, так и вследствие снижения КПД котельного оборудования. Одним из способов повышения экономичности энергокомплекса при сезонном снижении тепловых нагрузок является установка турбин мягого пара, работающих на отработанном паре турбин типа Р (ПР) [3]. Турбины мягого пара могут быть как противодавленческими, так и конденсационными.

Ниже рассмотрены следующие варианты тепловых схем шахтных энергокомплексов:

1) на основе противодавленческой турбины типа Р со срабатыванием давления пара до значений 0,12-0,15 МПа, позволяющих полностью использовать теплоту конденсации пара для нужд внешнего теплового потребления (нагрева сетевой воды). Схема этого варианта в упрощенном виде, без линий продувки котла, утечек и элементов водоподготовки добавочной воды показана на рис. 1;

Схема вариантов 2 и 3 приведена на рис. 2.

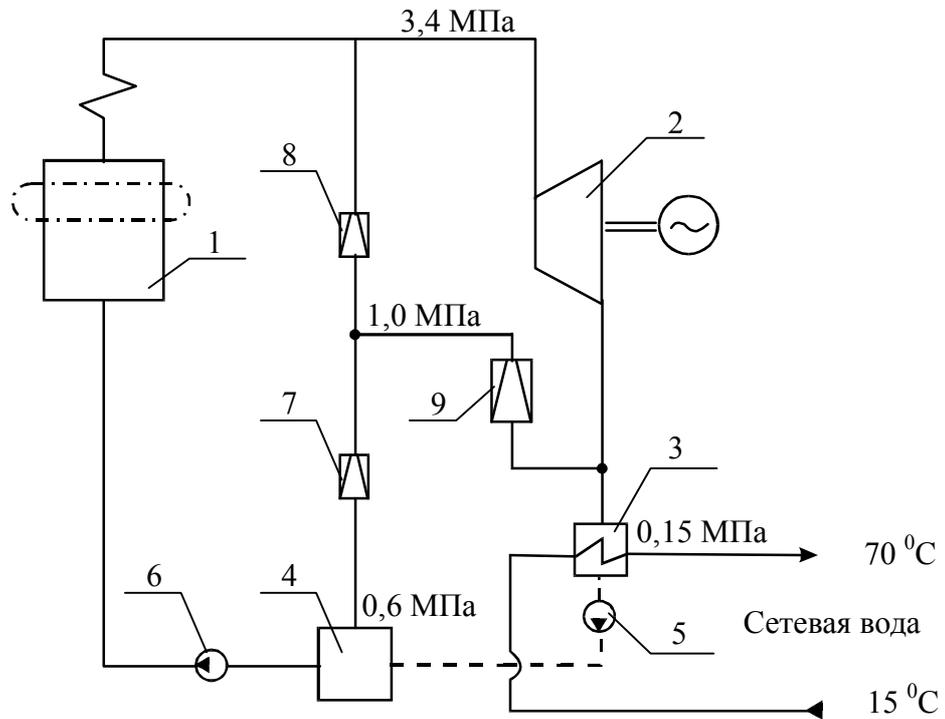


Рис.1- Тепловая схема энергоблока с одной противоавлаенческой турбиной
 1 - парогенератор; 2 - турбина; 3 - подогреватель сетевой воды; 4 - система регенеративного подогрева питательной воды; 5 - насос конденсата; 6 - насос питательной воды; 7-9 - реду-
 ционные устройства.

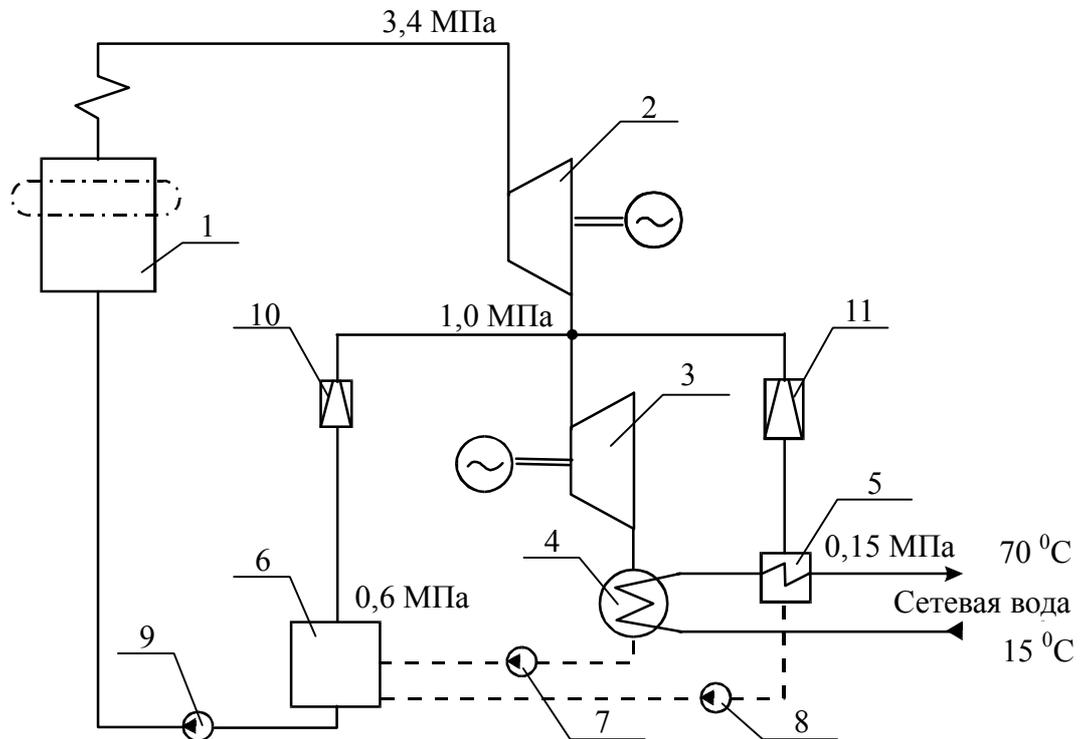


Рис.2 - Тепловая схема энергоблока с турбинами высокого и низкого давления
 1 - парогенератор; 2 -основная турбина (высокого давления); 3 - турбина низкого давления; 4 - конденсатор; 5 - подогреватель сетевой воды; 6 - система регенеративного подогрева пи-
 тательной воды; 7,8 - насосы конденсата; 9 - насос питательной воды; 10,11 - реду-
 ционные устройства

2) на основе противогазленческой турбины типа Р с неполным срабатыванием давления пара (до 0,5-1,0 МПа) и последующим глубоким срабатыванием (~ до 0,02 МПа) в конденсационной турбине, являющейся приводом электрогенератора;

3) на основе противогазленческой турбины типа Р с таким же срабатыванием давления пара (до 0,5-1,0 МПа) и последующим срабатыванием его до 0,12-0,15 МПа в противогазленческой турбине.

В качестве основных противогазленческих турбин (высокого давления) в рассматриваемых вариантах были приняты турбины, выпускаемые в настоящее время промышленностью [4]: Р-12-3,4/0,1 номинальной мощностью 12 МВт (в варианте 1) и Р-6-3,4/1,0-1 номинальной мощностью 6 МВт в вариантах 2 и 3. Такой выбор турбин обеспечивает примерно одинаковые условия для преобразования энергии потока пара в электрическую энергию в сравниваемых вариантах энергокомплексов. Давление и температура пара на входе в эти турбины приняты равными их номинальным значениям – 3,4 МПа и 435 °С.

При выборе параметров турбин низкого давления, служащих приводом электрогенератора в вариантах 2 и 3, полагалось, что их номинальный режим соответствует режиму энергокомплекса при расчетной частичной тепловой нагрузке. Это соображение вызвано тем, что реальная тепловая нагрузка МТЭЖ в течение года стабилизируется в основном на двух уровнях: зимнем и летнем, а турбогенератор низкого давления включается в работу только в летнем режиме, когда падает потребность в паре и тепле. Поэтому адиабатный КПД этих турбин во всех расчетных режимах был принят одинаковым, равным 0,8. Давление пара на входе в них принято равным 1,0 МПа, на выходе конденсационной турбины (в варианте 2) – 0,02 МПа, на выходе противогазленческой (в варианте 3) – 0,12 МПа.

В качестве парогенератора был принят парогенератор типа Е-90-3,9-440 номинальной паропроизводительностью 90 т/ч и номинальным давлением 4,0 МПа. Зависимость КПД парогенератора $\eta_{\text{пг}}$ от паропроизводительности $m_{\text{пг}}$ аппроксимировалась полиномом второго порядка с максимумом, равным 0,92 при номинальной нагрузке [5].

Внешняя тепловая нагрузка моделировалась сетью горячего водоснабжения с начальной температурой воды 15 °С и конечной – 70 °С [5].

Давление пара в коллекторе низкого давления и подогревателе сетевой воды принято равным 0,15 МПа, в системе регенеративного подогрева питательной воды – 0,6 МПа.

Максимально возможная температура нагрева сетевой воды в конденсаторе принята равной на 5 °С ниже температуры конденсации пара.

Расчет теплового режима энергокомплекса заключался в определении распределения расходов энергоносителя (пара и воды) в ветвях схемы и на его основе – других показателей.

Расходы рабочего тела находились в результате совместного решения системы уравнений материального и энергетического баланса элементов тепловых схем энергокомплекса и узлов смешения и разветвления потоков.

Электрическая мощность $N_{э1}$, вырабатываемая основной турбиной на частичных тепловых нагрузках, определялась по линеаризованной паровой характеристике турбины (зависимости расхода пара на турбину m_T от вырабатываемой электрической мощности $N_э$), имеющей вид

$$m_T = m_{xx} + \frac{N_э}{\Delta i_s},$$

где m_{xx} – расход пара на холостой ход; Δi_s – адиабатное теплопадение пара.

Характеристика строилась в предположении, что расход пара на холостой ход равен расходу пара, идущему на потери энергии в турбине в номинальном режиме.

Для каждого теплового режима энергокомплекса кроме $N_{э1}$ рассчитывались следующие показатели: $N_{э2}$ – электрическая мощность, вырабатываемая турбиной низкого давления; $N_э$ – суммарная электрическая мощность, вырабатываемая энергокомплексом; $Q_{конд}$ – тепловая мощность, воспринимаемая сетевой водой в конденсаторе; $Q_{псв}$ – тепловая мощность, воспринимаемая сетевой водой в подогревателе сетевой воды; $Q_{пг}$ – тепловая мощность парогенератора; $\eta_{т1}$ – адиабатный КПД основной турбины; B_y – расход условного топлива; $b_э$ – удельный расход условного топлива на отпускаемую электроэнергию; b_T – удельный расход условного топлива на отпускаемое тепло.

В качестве характеристики режима с частичной тепловой нагрузкой использован параметр $q_{св}$, представляющий собой отношение текущей тепловой нагрузки $Q_{св}$ (тепловой мощности, воспринимаемой сетевой водой) к максимальной (соответствующей номинальной загрузке основной турбины).

Расчет произведен на ЭВМ с помощью программы, составленной на языке Object Pascal в среде программирования Delphi 5.

Расчетные значения указанных выше показателей для рассмотренных вариантов энергокомплекса в зависимости от $q_{св}$ приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Основные показатели сравниваемых вариантов тепловых схем шахтных энергокомплексов

Вариант	$q_{св}$	$N_э,$ МВт	$N_{э1},$ МВт	$N_{э2},$ МВт	$Q_{св},$ МВт	$Q_{конд},$ МВт	$Q_{псв},$ МВт	$Q_{шт},$ МВт	η	$V_y,$ кг/с	$b_э,$ г/кВт·ч	$b_{гр},$ кг/Гкал
1	1,00	12,00	12,00	0,00	53,83	0,00	53,83	67,40	0,841	2,89	156,66	140,48
2	1,00	6,00	6,00	0,00	53,83	0,00	53,83	61,13	0,798	2,64	157,98	141,26
3	1,00	6,00	6,00	0,00	53,83	0,00	53,83	61,13	0,798	2,64	157,98	141,26
1	0,90	12,00	12,00	0,00	48,45	0,00	48,45	61,91	0,841	2,67	157,72	141,43
2	0,90	10,99	6,00	4,99	48,45	23,70	24,75	61,13	0,798	2,64	157,98	150,34
3	0,90	10,90	6,00	4,90	48,45	41,60	6,85	61,13	0,798	2,64	157,98	156,63
1	0,80	10,93	10,93	0,00	43,07	0,00	43,07	55,35	0,829	2,43	160,77	144,76
2	0,80	12,08	5,46	6,63	43,07	31,39	11,68	56,89	0,783	2,48	159,87	154,29
3	0,80	10,32	5,23	5,09	43,07	43,07	0,00	55,08	0,776	2,42	160,94	161,46
1	0,60	7,28	7,28	0,00	32,30	0,00	32,30	40,73	0,768	1,94	176,94	162,98
2	0,60	8,60	3,58	5,01	32,30	23,54	8,76	42,26	0,707	1,99	174,41	170,43
3	0,60	7,29	3,41	3,88	32,30	32,30	0,00	40,92	0,698	1,95	176,60	180,07
1	0,40	3,63	3,63	0,00	21,53	0,00	21,53	26,10	0,637	1,52	221,05	217,38
2	0,40	5,12	1,71	3,40	21,53	15,69	5,84	27,65	0,553	1,56	213,80	215,02
3	0,40	4,27	1,60	2,67	21,53	21,53	0,00	26,78	0,538	1,54	217,74	230,61
1	0,25	0,89	0,89	0,00	13,46	0,00	13,46	15,14	0,375	1,24	319,82	436,46
2	0,25	2,52	0,31	2,21	13,46	9,81	3,65	16,70	0,260	1,28	297,39	320,61
3	0,25	2,02	0,25	1,78	13,46	13,46	0,00	16,19	0,236	1,26	304,19	354,22

Анализ результатов расчета показывает следующее.

При тепловых нагрузках $0,8 < q_{св} < 1,0$ предпочтительной является вариант 1. Постоянство вырабатываемой электрической мощности, равной номинальной, в этом варианте в диапазоне $0,86 < q_{св} < 1,0$ объясняется тем, что потребность в тепле обеспечивается тепловой мощностью потока пара, выходящего из турбины и дополнительным потоком острого пара через редуцирующие устройства 8 и 9.

При частичных тепловых нагрузках ($q_{св} < 0,6$) наибольшей выработкой электроэнергии и более высокой эффективностью (более высоким КПД, меньшим удельным расходом топлива) характеризуется вариант 2 – с конденсационной турбиной низкого давления, служащей приводом электрогенератора.

Лучшие показатели этого варианта по сравнению с вариантом 3 (с противодавленческой турбиной низкого давления) объясняются тем, что при большой глубине срабатывания давления в турбине (до 0,02 МПа) температура конденсации (~ 60 °С) позволяет удовлетворить значительную часть внешней тепловой нагрузки за счет теплоты конденсации отработавшего пара. На догрев сетевой воды от 55 до 70 °С в подогревателе сетевой воды требуется при этом существенно меньшая часть тепловой мощности. Следует отметить, что при повышении начальной температуры сетевой воды до 40 °С ситуация изменяется и более предпочтительной становится вариант 3.

Более высокая эффективность вариантов 2 и 3 по сравнению с вариантом 1 при работе на частичных тепловых нагрузках объясняется тем, что турбины низкого давления работают в этих случаях в своих номинальных режимах и имеют более высокий КПД, чем соответствующая часть турбины в варианте 1. Со снижением тепловой нагрузки уменьшается расход пара на подогреватель сетевой воды и соответственно увеличивается его расход на турбину низкого давления, что приводит к возрастанию ее доли в общей выработке электроэнергии.

Таким образом, при проектировании тепловых схем шахтных энергокомплексов на работу с частичными тепловыми нагрузками следует принимать варианты 2 и 3, предусматривающие последовательное срабатывание давления пара в турбинах высокого и низкого давления, что обеспечивает в этом случае более высокий общий КПД преобразования теплоты сгорания топлива в электрическую энергию. Вместе с тем, необходимо отметить, что разница в термодинамической эффективности рассмотренных вариантов не слишком велика, поэтому выбор оптимального варианта при проектировании необходимо осуществлять на основе экономического критерия, комплексно учитывающего затраты средств на сооружение и эксплуатацию шахтных энергокомплексов. При этом следует учитывать также возможность реализации максимальной тепловой нагрузки не одним, а двумя или несколькими модулями небольшой мощности, что позволит более гибко и эффективно реагировать на изменение теплового потребления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф., Кибкало М.Н. Малая энергетика – основа диверсификации деятельности угледобывающих предприятий // Уголь Украины. – 1999. - № 10. – С.17 – 20.
2. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф., Перепелица В.Г., Подтуркин Д.Г. Когенерационные технологии – прогрессивный путь решения проблем энергопотребления и энергосбережения в промышленных регионах Украины // Энергозберігаючі технології та автоматизація. – К.: Держкоменергозбереження України, 2002. – № 2 (26). – С. 44-46.
3. Баринберг Г.Д., Кортенко В.В. Повышение эффективности промышленно-отопительных ТЭЦ при снижении или прекращении отпуска технологического пара // Теплоэнергетика, 2000. – № 2. – С. 11-15.
4. Паровые турбины и турбогенераторы: Номенклатурный перечень ОАО «Калужский турбинный завод». - Калуга. – 1999. - 40 с.
5. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.:Энергия. – 1976.- 447 с.

УДК 622.647.2:681.5

В.Ю. Максютенко, Т.И. Жигула

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕГО ПОСТОЯННУЮ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Розглянуто задачу вибору діаграм швидкості обертання й обертального моменту привода стрічкового конвейера, що забезпечують мінімум витрат електроенергії при постійному рівні продуктивності. Синтезовано ейлеровський регулятор, який для кожної реалізації функції навантаження конвейера автоматично виробляє управляюче діяння, що забезпечує найкращу (у розумінні постійної продуктивності) реалізацію закону руху.

MATHEMATICAL MODEL OF THE OPTIMAL CONTROL, WHICH PROVIDE WITH THE CONSTANT PRODUCTIVITY OF THE LENGTH CONVEYOR

The task of selection diagrams of speed rotation and rotating moment drive of length conveyor, which guaranteed minimal expenditure of electrical energy in the time of constant level of productivity was examined. The Ejler's regulator, which for each realization function loading of conveyor automatically works out the control influence, which guaranteed the best (in sense of constant productivity) realization of movement's low, was synthesised.

Ленточные конвейеры являются основным средством непрерывного транспорта на горных предприятиях Украины. Одной из наиболее важных причин нерационального использования этого вида транспорта, вызывающей увеличение стоимости транспортирования, является существенная недогрузка конвейерного полотна из-за колебаний исходного грузопотока. В этой связи особую актуальность приобретает решение задач оптимального управления, обеспечивающего постоянную производительность конвейера, повышение долговечности его элементов, снижение энергозатрат.

Цель оптимального управления можно рассматривать как достижение экстремума критерия качества I за счет выбора оптимального вектора допустимого управления. В общем случае критерий качества имеет вид [1]:

$$I = \int_0^T F(t, \varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) dt,$$