

7. Грек Ф.З., Грек А.С. Уравнение для расчета «кажущейся» вязкости псевдооживленного слоя. ЖПХ. Том XLIX, вып.9. 1976. Стр. 1982-1985
8. Северянин В.С., Кацнельсон Б.Д. Некоторые вопросы вибрационного горения твердого топлива. Из-во казанского ун-та. 1970. 143-166.

УДК 621.165:697.34:620.92

И.Ф. Чемерис, Ю.И. Оксень, И.Л. Слободяникова,
ИГТМ НАН Украины

МЕТОД ИДЕНТИФИКАЦИИ ХАРАКТЕРИСТИК ПАРОВЫХ ТУРБИН ШАХТНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

Запропоновано спрощений метод ідентифікації характеристик парових турбін, які входять у склад шахтних енергетичних комплексів, за даними про їх номінальний режим. Метод засновується на доказі про можливість еквівалентної заміни реального потоку пара двома паралельними потоками, один з котрих ізоентропно розширюється в турбіні, виконуючи таку ж роботу, що і реальний потік, а другий – дроселюється. Витрата пари в потоці, що дроселюється, приймається на перемінних режимах роботи турбіни сталою.

THE METHOD OF IDENTIFICATION OF THE CHARACTERISTICS OF A STEAM TURBINE OF THE MINE ENERGETIC COMPLEXES

A simplified method of identification of the steam turbine characteristics included in mine energetic complexes are proposed according to their data on their nominal mode. This method is based on the evidence of possible equivalent exchange of the real steam flow by two parallel steam flows, one of which is isoentropically widened in a turbine fulfilling the same job as the real flow, and the second is throttled down. The steam discharge in the throttled-down flow is considered as stable at variable modes of work.

Создание шахтных энергетических комплексов является одним из перспективных направлений диверсификации деятельности угледобывающих предприятий [1]. Принципы паротурбинной когенерации, реализуемые в тепловых схемах энергетических комплексов, определяют использование паровых противодавленческих турбин с промотбором. Режимы нагружения этих турбин по теплу являются существенно переменными (зима – лето). Для анализа переменных режимов работы паротурбинных энергетических установок необходимо иметь так называемые паровые характеристики турбин, представляющие собой зависимости расхода пара на турбину m от вырабатываемой электрической мощности N_e и расходов пара в

промежуточных отборах $m_{01}, m_{02}, \dots, m_{0n}$ при номинальном давлении на входе в турбину и в отборах

$$m = f(N_9, m_{01}, m_{02}, \dots, m_{0n}). \quad (1)$$

К сожалению, в каталогах [2, 3] и технической литературе такие зависимости приводятся не всегда, поэтому при необходимости их получают экспериментальным или расчетным путем [4 – 9].

Во многих случаях, однако, как тот, так и другой путь неприемлем, ибо первый возможен лишь при наличии реальных турбин, а второй – по известным методикам [5 – 9] – требует большого количества данных о геометрических и газодинамических параметрах их проточной части, которых в необходимом объеме часто также нет.

Обычно в каталогах приводятся данные о номинальных режимах работы турбин: номинальная вырабатываемая электрическая мощность, номинальные расходы, давление и температура пара на входе, выходе турбины и в промежуточных отборах.

Эти данные можно использовать для получения зависимости (1), полагая, что она линейна. Согласно [4, 8] линейная аппроксимация является вполне удовлетворительной и для турбин без промежуточных отборов имеет вид

$$m = m_{xx} + a N_9, \quad (2)$$

где m_{xx} – расход пара на холостом ходу, принимаемый в пределах 0,1 - 0,4 от номинального, кг/с; a – коэффициент пропорциональности, кг/(с·кВт), определяемый в соответствии с принятым m_{xx} и номинальным расходом пара $m^{\text{ном}}$ и вырабатываемой электрической мощностью $N_9^{\text{ном}}$.

Такая модель представления паровой характеристики турбины является наиболее простой, однако имеет существенные недостатки. Во-первых, определить достаточно обоснованно значение m_{xx} можно только при наличии экспериментальных или расчетных данных о переменных режимах работы турбины, т. е., фактически, при наличии самой паровой характеристики турбины. Методы же расчета этой величины на основании только лишь данных о номинальном режиме работы турбин отсутствуют. Во-вторых, эта модель не дает возможности учесть влияние изменения давления пара на входе и выходе турбины, а также определить конечное состояние пара, что важно для последующего расчета режимов работы других элементов энергетических установок.

В связи с этим предлагается следующий метод аналитического описания и идентификации паровых характеристик турбин.

Рассмотрим вначале турбину без отбора пара. Схема такой турбины приведена на рис.1, а рабочий процесс изображен линией 0 – 1 на рис.2.

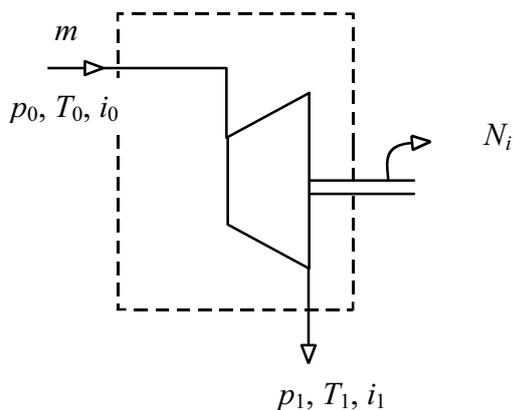


Рис. 1. Схема турбины без промежуточных отборов пара

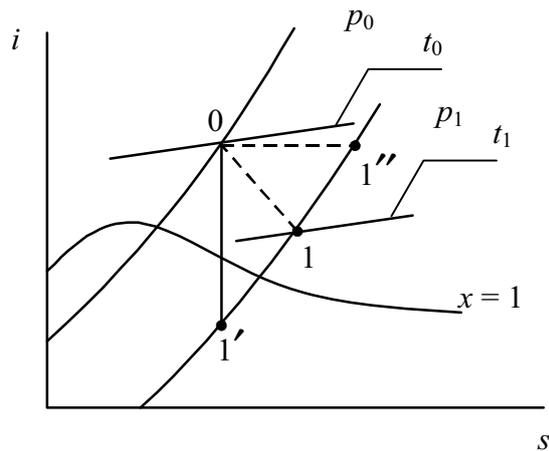


Рис. 2. Процессы изменения состояния пара в реальной турбине и в эквивалентной схеме

В соответствии с первым законом термодинамики для стационарных поточных процессов поток пара, расширяющийся в турбине без теплообмена с окружающей средой, т.е. адиабатно, развивает на валу мощность

$$N_{\text{в}} = m(i_0 - i_1) = m(-\Delta i),$$

где $N_{\text{в}}$ – мощность на валу (внутренняя мощность) турбины, кВт; i_0 и i_1 – энтальпия пара соответственно на входе и выходе турбины, кДж/кг.

Вместо схемы реальной турбины (рис.1) рассмотрим заменяющую схему (рис.3), в которой будем полагать, что поток пара разделяется на две составляющие. Одна из них расходом m_s направляется в турбину и, расширяясь без потерь энергии на трение (т.е. изоэнтропно), развивает на валу ту же мощность, что и полный реальный поток, а другая расходом $m_{\text{др}} = m - m_s$ дросселируется. Процессы изоэнтропного расширения и дросселирования пара в этих потоках изображены на рис.2 линиями 0 – 1' и 0 – 1''.

Мощность, развиваемая изоэнтропно расширяющимся потоком пара в турбине

$$N_{\text{в}} = m_s(i_0 - i_{1'}) = m_s(-\Delta i_s). \quad (3)$$

Можно показать, что состояние пара в потоке, являющимся результатом смешения потоков пара, изоэнтропно расширившегося в турбине и прошедшего через дроссель, будет таким же, как и реального потока на выходе турбины, т.е. определяться точкой 1 на рис.2.

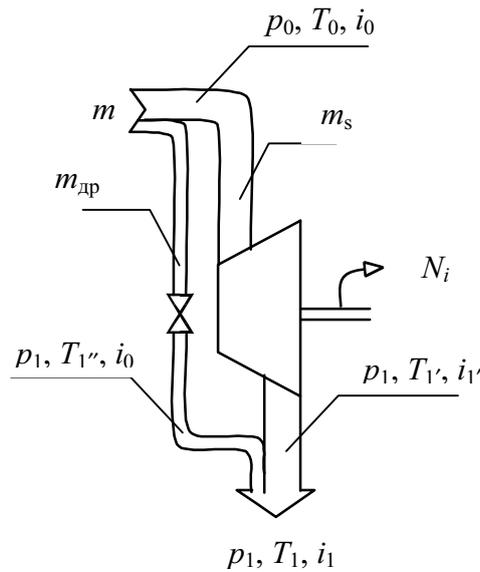


Рис.3 - Эквивалентная схема турбины без промежуточных отборов пара

$$\begin{aligned}
 m_{\text{др}} i_{1'} + m_s i_{1'} &= (m - m_s) i_0 + m_s (i_0 - \Delta i_s) = m i_0 - m_s i_0 + m_s i_0 - m_s \Delta i_s = \\
 &= m i_0 - m_s \Delta i_s = m i_0 - m \Delta i = m (i_0 - \Delta i) = m i_1.
 \end{aligned}$$

Следовательно, заменяющая схема эквивалентна реальной.

Из формулы (3) следует также, что адиабатный КПД турбины можно представить как отношение расходов изотропно расширяющейся части потока к общему расходу пара на турбину

$$\eta_s = \frac{\Delta i}{\Delta i_s} = \frac{m_s}{m}.$$

В номинальном режиме работы

$$N_{\text{В}}^{\text{НОМ}} = N_{\text{Э}}^{\text{НОМ}} + \Delta N_{\text{МГИ}}^{\text{НОМ}},$$

$$m_s^{\text{НОМ}} = \frac{N_{\text{В}}^{\text{НОМ}}}{\Delta i_s^{\text{НОМ}}} = \frac{N_{\text{Э}}^{\text{НОМ}} + \Delta N_{\text{МГИ}}^{\text{НОМ}}}{\Delta i_s^{\text{НОМ}}};$$

$$m_{\text{др}}^{\text{НОМ}} = m^{\text{НОМ}} - m_s^{\text{НОМ}} = m^{\text{НОМ}} - \frac{N_{\text{Э}}^{\text{НОМ}} + \Delta N_{\text{МГИ}}^{\text{НОМ}}}{\Delta i_s^{\text{НОМ}}},$$

где $N_B^{\text{НОМ}}$, $N_э^{\text{НОМ}}$ и $\Delta N_{\text{МГИ}}^{\text{НОМ}}$ – номинальные внутренняя мощность турбины, электрическая мощность и потери мощности (механические, электрические и тепловые с излучением в окружающую среду), соответственно, кВт.

Для получения уравнения, описывающего зависимость (1), будем полагать, что при изменении режима работы турбины расход дросселируемой части потока пара, и внешние потери энергии $\Delta N_{\text{МГИ}}$ не изменяются.

Тогда расход пара на турбину в зависимости от электрической нагрузки $N_э$

$$m = m_{\text{др}} + m_s = m_{\text{др}}^{\text{НОМ}} + \frac{N_э + \Delta N_{\text{МГИ}}^{\text{НОМ}}}{\Delta i_s} = m_{\text{др}}^{\text{НОМ}} + \frac{\Delta N_{\text{МГИ}}^{\text{НОМ}}}{\Delta i_s} + \frac{N_э}{\Delta i_s}.$$

Сравнивая последнее выражение с уравнением (2), получим формулы для более точного определения параметров $m_{\text{ХХ}}$ и a

$$m_{\text{ХХ}} = m_{\text{др}}^{\text{НОМ}} + \frac{\Delta N_{\text{МГИ}}^{\text{НОМ}}}{\Delta i_s};$$

$$a = \frac{1}{\Delta i_s}.$$

Таким образом, предложенный метод позволяет более обоснованно определить параметры уравнения паровой характеристики турбины по данным о ее номинальном режиме. Кроме того, в связи с тем, что $\Delta i_s = f(p_0, t_0, p_1)$, он позволяет учесть также влияние отклонений фактических значений давления p_0 , температуры пара t_0 на входе в турбину и противодействия p_1 от номинальных.

Для турбины с одним промежуточным (производственным) отбором пара типа ПР (рис.4) внутренняя мощность равна

$$N_B = m(i_0 - i_2) - m_{\text{п}}(i_1 - i_2),$$

а расход пара на турбину

$$m = \frac{N_B}{i_0 - i_2} + m_{\text{п}} \frac{i_1 - i_2}{i_0 - i_2},$$

где $m_{\text{п}}$ – расход пара в промотборе, кг/с; i_0 , i_1 и i_2 – энтальпия пара соответственно на входе в турбину, в промежуточном отборе и на выходе, кДж/кг.

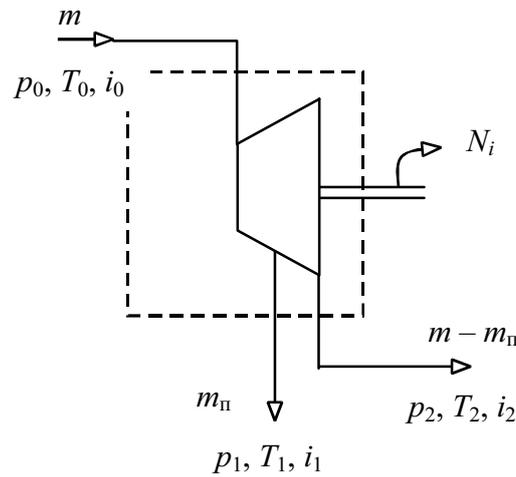


Рис. 4. Схема турбины с промежуточным отбором пара

Заменяющая схема турбины с разделением потоков на изоэнтропно расширяющийся и дросселируемый приведена на рис.5, а графики процессов изменения состояния пара в этих потоках, а также в реальной турбине – на рис.6.

Полагая, что расход пара в дросселируемых потоках частей низкого и высокого давления турбины одинаковый, аналогично предыдущему случаю получим

$$m = m_{\text{др}} + \frac{\Delta N_{\text{МГИ}}}{i_0 - i_1' + i_1 - i_2'} + \frac{N_3}{i_0 - i_1' + i_1 - i_2'} + m_{\text{п}} \frac{i_1 - i_2'}{i_0 - i_1' + i_1 - i_2'}$$

Влияние расхода пара в промежуточном отборе на $m_{\text{др}}$ учтем линейной зависимостью

$$m_{\text{др}} = m_{\text{др}.0} + \lambda m_{\text{п}}$$

Тогда, окончательно, выражение паровой характеристики турбины с промежуточным отбором пара примет вид

$$m = m_{\text{др}.0} + \lambda m_{\text{п}} + \frac{\Delta N_{\text{МГИ}}}{i_0 - i_1' + i_1 - i_2'} + \frac{N_3}{i_0 - i_1' + i_1 - i_2'} + m_{\text{п}} \frac{i_1 - i_2'}{i_0 - i_1' + i_1 - i_2'}$$

Рассмотрим противодавленческую турбину типа Р с отборами пара на регенеративный подогрев питательной воды. Схема турбины с тремя отборами пара и ее эквивалентная расчетная схема приведены на рис.7.

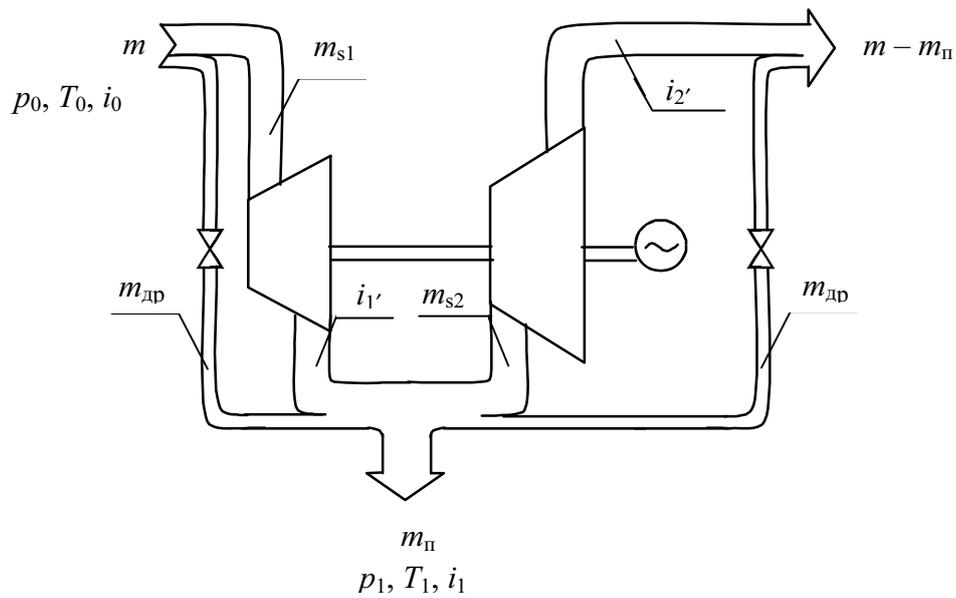


Рис. 5. Эквивалентная схема турбины с промежуточным отбором пара

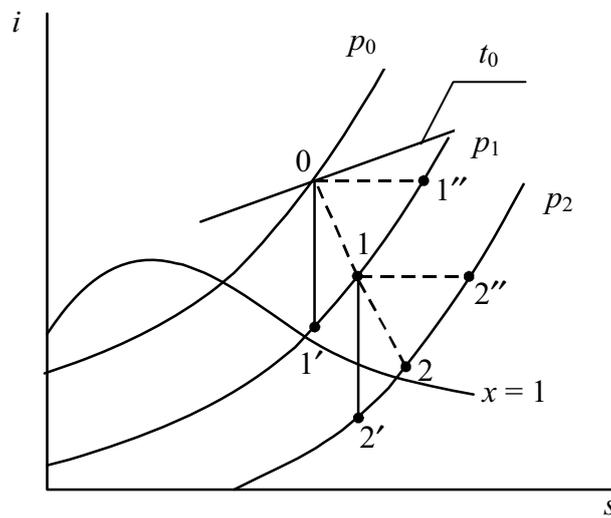


Рис. 6. Рабочий процесс расширения пара в турбине с промежуточным отбором

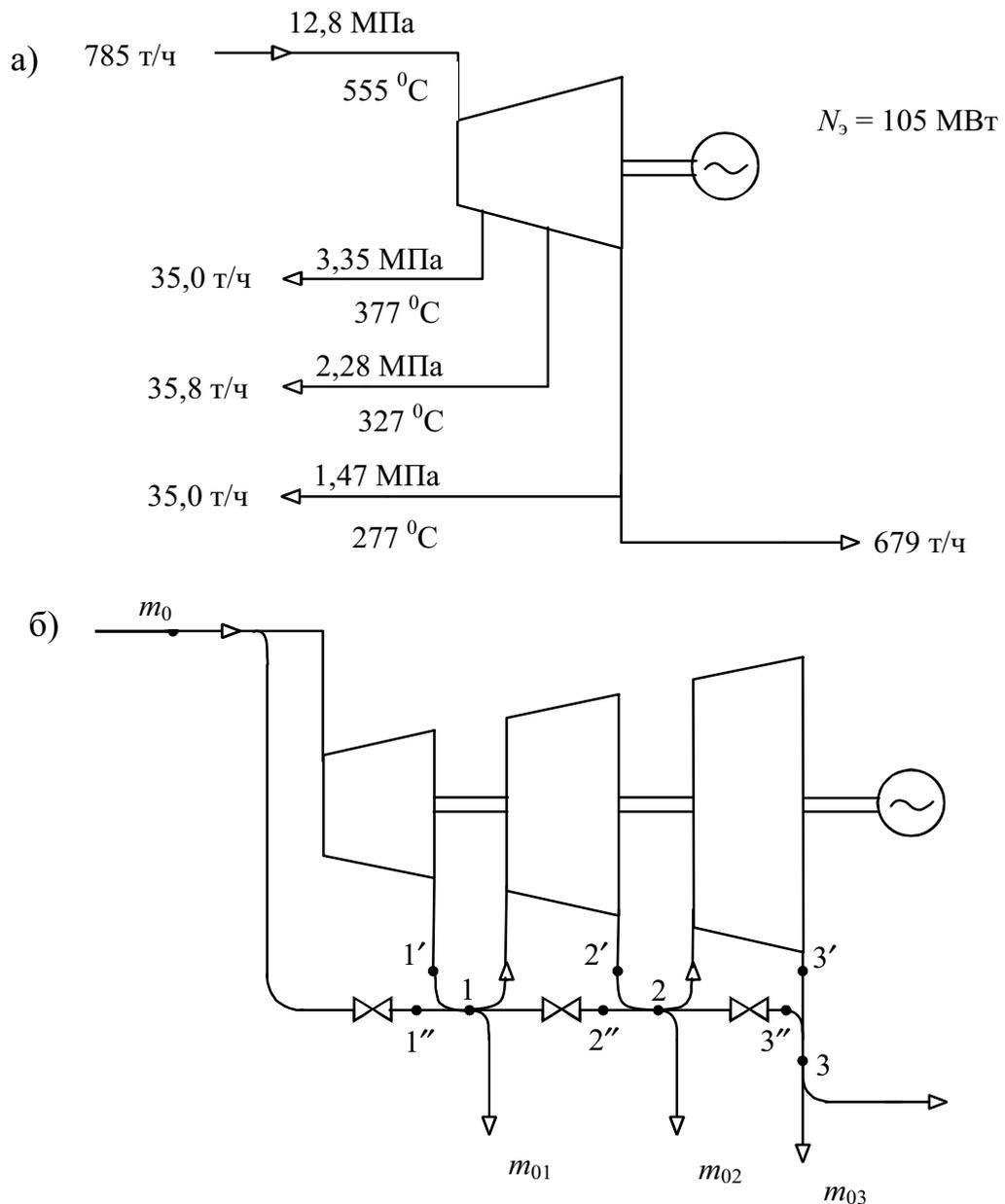


Рис. 7. Тепловая (а) и эквивалентная расчетная (б) схемы противодавленческой турбины с отборами пара на регенеративный подогрев питательной воды

Внутренняя мощность турбины, с одной стороны, равна

$$N_B = \sum_{k=1}^n m_k (i_{k-1} - i_k) = \sum_{k=1}^n m_k \Delta i_k,$$

а с другой, в соответствии с вышеизложенным, –

$$N_B = \sum_{k=1}^n m_{sk} (i_{k-1} - i_{k'}) = \sum_{k=1}^n m_{sk} \Delta i_{sk} = \sum_{k=1}^n (m_k - m_{дрk}) \Delta i_{sk},$$

где индекс k – номер контрольной точки схемы турбины (за исключением $k=0$, соответствует также номеру отбора и номеру секции, предшествующей этому отбору); m_k и Δi_k – расход пара через k -ю секцию и перепад энтальпий в ней; i_{k-1} и $i_{k'}$ – энтальпия пара в соответствующих контрольных точках; m_{sk} и Δi_{sk} – расход пара и перепад энтальпий в изоэнтропно расширяющейся части потока в k -й секции турбины; $i_{k'}$ – энтальпия пара в конце изоэнтропного расширения в k -й контрольной точке; $m_{дрk}$ – расход пара в дросселируемой части потока в k -й секции турбины; n – число регенеративных отборов пара.

Будем полагать, что величины $m_{дрk}$, также как и $\Delta N_{\text{МГИ}}$, при изменении нагрузки остаются постоянными. Их значение определим, исходя из известных данных о номинальном режиме:

$$m_{дрk} = m_k^{\text{НОМ}} \left(1 - \frac{\Delta i_k^{\text{НОМ}}}{\Delta i_{sk}^{\text{НОМ}}} \right).$$

Потери энергии

$$\Delta N_{\text{МГИ}} = N_{\text{В}}^{\text{НОМ}} - N_{\text{Э}}^{\text{НОМ}} = \sum_{k=1}^n m_k^{\text{НОМ}} \Delta i_k^{\text{НОМ}} - N_{\text{Э}}^{\text{НОМ}}.$$

Таким образом, аналитическое выражение паровой характеристики турбин рассматриваемого типа будет иметь вид

$$N_{\text{Э}} = \sum_{k=1}^n (m_k - m_{дрk}) (i_{k-1} - i_{k'}) - \Delta N_{\text{МГИ}}.$$

При этом полагаем, что расходы пара в отборах будут изменяться пропорционально изменению расхода пара на турбину, т.е.

$$m_{ок} = m_{ок}^{\text{НОМ}} \frac{m_0}{m_0^{\text{НОМ}}},$$

а расходы пара через каждую последующую секцию турбины будут равны

$$m_k = m_{k-1} - m_{ок},$$

где $k = 1, \dots, n$.

В соответствии с изложенным методом были произведены расчеты переменных режимов турбины Р-102/107-130/15-2 с тремя отборами на ре-

генеративный подогрев питательной воды, параметры номинального режима которой взяты из [6] и приведены на рис.7. Расчетные и соответствующие фактические значения (взяты из диаграммы режимов [6]) электрической мощности $N_{э\text{расч}}$ и $N_{э\text{факт}}$ при различных расходах пара на турбину приведены в таблице 1. Здесь же приведены значения относительной погрешности расчета

$$\varepsilon = \frac{|N_{э\text{расч}} - N_{э\text{факт}}|}{N_{э\text{факт}}}$$

Таблица 1

Расчетные и фактические данные о переменных режимах турбины Р-102/107-130/15-2

Расход пара m_1 , т/ч	Фактическая электрическая мощность $N_{э\text{факт}}$, МВт	Расчетная электрическая мощность $N_{э\text{расч}}$, МВт	Относительная погрешность расчета ε
785,0	105,0	105,0	0,0
600,0	74,5	74,4	0,001
500,0	59,0	57,8	0,02
400,0	42,0	41,2	0,019
300,0	26,0	24,3	0,065
270,0	21,5	19,3	0,102

Из таблицы 1 видно, что в диапазоне изменения нагрузки от 40 МВт до номинальной – 105 МВт – расчетная электрическая мощность отличается от фактической не более, чем на 2 %, а при снижении нагрузки до 22 МВт – не более, чем на 10 %, что для практических целей вполне удовлетворительно.

Выполненный анализ свидетельствует о возможности использования предложенного метода для расчета паровых характеристик противоаварийных турбин шахтных энергетических комплексов при переменных режимах работы.

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. Паротурбинные установки: Каталог. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, Энергия, 1975.

3. Паровые турбины и турбогенераторы: Номенклатурный перечень ОАО «Калужский турбинный завод». - Калуга. – 1999. - 40 с.
4. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергия. – 1976.- 447 с.
5. Щегляев А.В. Паровые турбины. – Изд. 4-е, перераб. – М.: Энергия, 1967. – 368 с.
6. Бененсон Е.И., Иоффе Л.С. Теплофикационные паровые турбины / Под ред. Д.П. Бузина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.
7. Качан А.Д., Яковлев Б.В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. – Мн.: Выш. школа, 1982. – 318 с.
8. Баскаков А.П. и др. Теплотехника: Учебник для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт, Ю.В. Кузнецов, Н.Ф. Филипповский; Под ред. А.П. Баскакова. – М.: Энергоиздат, 1982. – 264 с.
9. Трояновский Б.М., Филиппов Г.А., Булкин А.Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с.

УДК 622.02:531

В.С.Кулинич,
ИГТМ НАН Украины,
С.В.Кулинич,
ГХК «Артемуголь», Украина

КОЛЛЕКТОРСКИЕ И ФИЛЬТРАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ГАЗОНОСНЫХ ПОРОД В ЗОНАХ ВЛИЯНИЯ РАЗГРУЗОЧНЫХ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК

Викладені результати експериментальних досліджень впливу розвантажувальних гірничих виробок на зміну колекторських та фільтраційних властивостей газонасичених порід

THE COLLECTING AND FILTRATION FEATURES OF THE GAS- CONTAINED ROCKS IN ZONES UNDER THE INFLUENCE OF UNLOADING ROCK MINING

The results of experimental researches of the influence of unloading rock mining concerning the changing the collecting and filtration features of gas-saturated rocks are presented.

В угольных месторождениях Украины содержится около 25 трлн м³ газа, которые размещены в угольных пластах, пропластках и вмещающих породах. Исходя из соотношения суммарных мощностей угольных пластов