

УДК 001.891.620.17

О.Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, канд. техн. наук

*Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт»*

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ РАСЧЕТНОГО УТОЧНЕНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ПРОДЛЕНИЯ СРОКА ЭКСПЛУАТАЦИИ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Наведено опис методики розрахункового визначення граничних умов теплообміну для уточнення можливості продовження терміну експлуатації корпусів і роторів парових турбін великої потужності, а також удосконалення на базі таких оцінок систем діагностики технічного стану парових турбін.

It is brought description over of method of calculation determination of scope terms of heat exchange for clarification of possibility of extension of term of exploitation of corps and rotors of steam-turbines of large power, and also improvement on the base of such estimations of the systems of diagnostics of the technical state of steam-turbines.

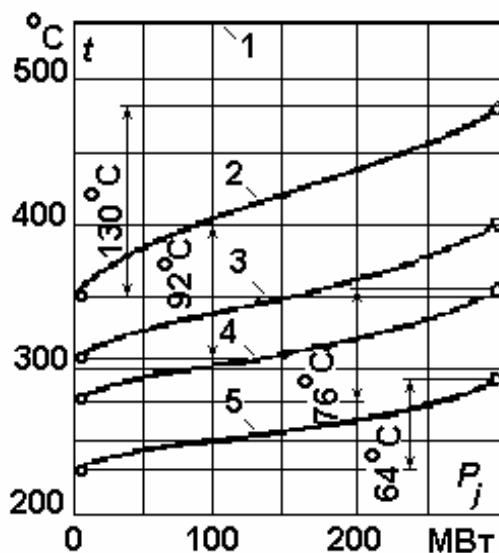
Так как в настоящее время значительная часть морально и физически устаревших турбин ТЭС выработала парковый ресурс, задача продления их надежной и экономичной эксплуатации приобрела первостепенное значение. Успешное ее решение возможно при проведении оценочных расчетов по уточнению возможности продления срока эксплуатации корпусных деталей и роторов паровых турбин большой мощности [1-3]. Также необходимо оснащение энергоблоков современными АСУ ТП, содержащими автоматизированные системы комплексной диагностики технического состояния (АСКТД), что позволит повысить уровень эксплуатационной надежности оборудования, перейти от устаревшей системы планово-предупредительных ремонтов и обслуживания к системе обслуживания по фактическому техническому состоянию. Системы диагностики АСКТД могут основываться на экспериментальных и/или расчетных методах, которые имеют свои преимущества и недостатки. Оптимальным является их разумное сочетание.

АСКТД должны включать в качестве локальных подсистем диагностики технического состояния паровых турбин наиболее ответственные с точки зрения напряженного состояния и дорогостоящие цилиндры ВД и СД, а также корпуса стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД. При создании локальных автоматизированных систем оперативной диагностики теплового и напряженного состояния ЦВД и ЦСД, необходимо разработать методики, математические модели и программное обеспечение для решения следующих задач [4]:

- оперативного (в реальном масштабе времени) определения теплового и напряженного состояний цилиндров ВД и СД, корпусов стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД;
- оперативного и постоперативного определения накопившейся поврежденности от воздействия малоциклового усталости и ползучести высокотемпературных цилиндров ВД и СД, корпусов стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД;
- определения момента наступления второй стадии разрушения цилиндров ВД и СД, корпусов стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД (достижения дефектами (трещинами) предкритического состояния).

В статье приводится краткое описание методики расчета граничных условий теплообмена, а именно оперативной расчетной оценки температуры пара в камере регулирующей ступени.

При резких изменениях режима работы турбины в проточной части происходит быстрое изменение температур пара. На рис. 1 показано изменение температур пара в различных зонах ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ при изменении нагрузки по данным работы [1]. Графики получены путем усреднения данных большого числа опытов.



1 – перед стопорными клапанами, 2 – в камере регулирующей ступени;
3 – в пространстве между корпусами; 4 – в камере отбора; 5 – в выходном патрубке

Рис. 1. Экспериментальные осредненные значения температур пара в ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ в зависимости от мощности [1]

Для расчетного определения температуры пара в камере регулирующей ступени, которая практически совпадает с температурой за регулирующей ступенью, предложен следующий алгоритм.

Расчет параметров потока в системе парораспределения и регулирующей ступени начинается с определения давления за стопорным клапаном и перед регулирующими клапанами.

$$P_1 = P_0 - (2...3\%) P_0 (G / G_{\max})^2. \quad (1)$$

Зависимость давления пара в камере регулирующей ступени на переменном режиме определяется по формуле Стодола-Флюгеля [3]

$$P_3 / P_{3\max} = (G / G_{\max}) \sqrt{(T_3 / T_{3\max}) \{ [1 - (P_3 / P_z) \max^2] / [1 - (P_3 / P_z)^2] \}}, \quad (2)$$

где $P_{3\max}$ и $T_{3\max}$ – давление и температура за регулирующей ступенью на максимальном режиме работы (при G_{\max}); $P_{z\max}$ – давление пара на выходе из ЦВД на максимальном режиме работы; P_3 , T_3 , P_z – текущие значения давления и температуры за регулирующей ступенью и давление пара на выходе из ЦВД.

Для учета влияния температуры на первой итерации процесс считают изотермическим, а затем определяют температуру пара за регулирующей ступенью (T_3) и уточняют расчет в процессе повторных итераций [3]. При сопловом парораспределении конденсационных турбин выпуск пара в турбину управляется несколькими регулирующими клапанами. От каждого в определенной

последовательности открывающегося клапана пар направляется к отдельному сопловому сегменту. Площадь сегментов сопел определяется в тепловом расчете турбины, или по уравнению неразрывности для каждой группы сопел. Давление за регулирующими клапанами на переменном режиме рассчитываются по коэффициенту расхода из уравнения неразрывности

$$\mu_i = G_i / (k_0 F_{jc} P_3), \quad (3)$$

где G_i – текущее значение расхода через i -й клапан, кг/с, $i = 1, \dots, n$; n – число точек разбивки расходов на переменном режиме; k_0 – коэффициент начальных параметров, F_{jc} – площадь j -й группы сопел, м², $j = 1, \dots, m$; m – число регулирующих клапанов; P_3 – значения давления в камере регулирующей ступени при G_i , Па.

Зная значения коэффициента расхода μ_i , по экспериментальным кривым $\mu = f(P_3/P_2)$ определяется давление за регулирующими клапанами P_2 . При расчете каждой последующей группы сопел уточняется расход через предыдущую группу при полностью открытом $(j - 1)$ -м регулирующем клапане по уравнению неразрывности.

Для определения температуры за регулирующей ступенью на переменном режиме работы турбоустановки для текущих значений расходов пара G_i строится процесс расширения пара в группе регулирующих клапанов и регулирующей ступени. Энтальпия смешения – энтальпия начала расширения пара в группе нерегулируемых ступеней – определяется по формуле

$$i_1 = i_0 - \sum(G_j \times H_{j0})/G, \quad (4)$$

где G_j – текущий расход через j -й регулирующий клапан; H_{j0} – адиабатический перепад энтальпий на регулирующей ступени, определяемый по давлениям за регулирующими клапанами P_2 и давлениям в камере регулирующей ступени P_3 .

Затем по энтальпии смешения в точке начала расширения пара в группе нерегулируемых ступеней определяется температура пара за регулирующей ступенью по термодинамическим таблицам воды и водяного пара или по соответствующим упрощенным формулам. Расчет повторяется с учетом влияния неизотермичности.

Мощность турбины определяют как сумму мощности регулирующей ступени и группы нерегулируемых ступеней:

$$N_i = N_{ipc} + GH_0\eta_{0i}, \quad (5)$$

где N_{ipc} – мощности регулирующей ступени, G – расход пара через нерегулируемые ступени турбины, равный текущему значению расхода через все клапаны, H_0 – адиабатический перепад энтальпий на нерегулируемых ступенях, η_{0i} – относительный внутренний КПД группы нерегулируемых ступеней принимают согласно рекомендациям.

Для определения мощности регулирующей ступени воспользовались известной формулой:

$$N_{ipc} = \eta_{0i}^{pc} \cdot (\sum G_j \cdot H_{j0}), \quad (6)$$

где η_{0i}^{pc} – относительный внутренний КПД регулирующей ступени (согласно рекомендациям $\eta_{0i}^{pc} = 0,75$), G_j – текущий расход через j -тый регулирующий клапан, H_{j0} – адиабатический перепад энтальпий, определяемый по давлениям за регулирующими клапанами P_2 .

Температура пара T_3 в камере регулирующей ступени турбины К-300-240 для неизотермического течения, полученная расчетным путем по описанной методике, показана на рисунке 2 зеленым цветом. Неизотермичность вносит изменения по давлениям в Р-Г диаграмму при сопловом парораспределении порядка 9 %. Черным цветом приведены экспериментальные осредненные значения температуры пара T_3 в камере регулирующей ступени в ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ в зависимости от мощности в работе Лейзеровича А.Ш. [1].

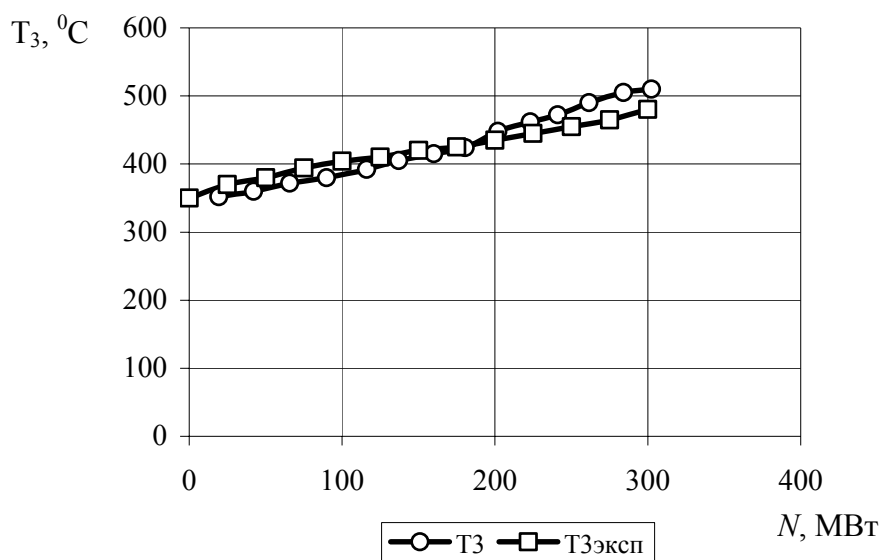


Рис.2. Температуры пара T_3 в камере регулирующей ступени турбины К-300-240 в зависимости от мощности N , полученные расчетным (●) путем по разработанному авторами алгоритму и экспериментальным (■) путем в работе Лейзеровича А.Ш. [1]

На основании проведенного расчета и сравнения результатов с экспериментальными данными [1] получено, что характер изменения температуры пара в камере регулирующей ступени турбины К-300-240 для неизотермического течения в зависимости от мощности $T_3 = f(N)$ аналогичен. Расхождение экспериментальных и расчетных данных составляет около 4%, что позволяет использовать предложенную методику определения граничных условий теплообмена – температуры пара в камере регулирующей ступени турбины – для расчета теплового состояния ротора и корпуса на переменных режимах работы.

Литература

1. Плоткин Е.Р., Лейзерович А.Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. – М.: Энергия, 1980 – 192 с.
2. Лейзерович А.Ш. Технологические основы автоматизации пусков паровых турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1983 – 176 с.
3. Костюк А. Г., Фролов В. В. Паровые и газовые турбины. Учебник для вузов. – М: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
4. Пожидаев А.В. Методы математической статистики в диагностике термонапряженного состояния корпусных элементов паровых турбин // Теплоэнергетика. – 1989. – № 10. – с. 56–59.

© Черноусенко О.Ю., 2006