

нием необходимо обосновывать методику расчета технико-экономических показателей электростанций, использующих в своей тепловой схеме детандер-генераторные агрегаты. При этом, естественно, для системной и государственной отчетности должна быть принята единая для всех ТЭС энергосистемы методика.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А г а б а б о в, В. С. Детандер-генераторные агрегаты на тепловых электрических станциях: учеб. пособие / В. С. Агабабов, А. В. Корягин. – М: Изд-во МЭИ, 2005. – 48 с.
2. С т е п а н е ц, А. А. Оценка эффективности влияния детандер-генераторных агрегатов на работу ТЭЦ / А. А. Степанец // Теплоэнергетика. – 1999. – № 12. – С. 28–32.
3. М е т о д и к а определения термодинамической эффективности включения детандер-генераторного агрегата в тепловую схему ТЭЦ / Ю. Л. Гуськов [и др.] // Вестник МЭИ. Теплоэнергетика. Сводный том. – М.: МЭИ, 1997. – С. 86–89.
4. С т е п а н е ц, А. А. Энергосберегающие турбодетандерные установки / под ред. А. Д. Трухнин / А. А. Степанец. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 1999. – 258 с.
5. Б а з ы л е н к о, А. А. Энергетическая характеристика детандер-генераторной установки Лукомльской ГРЭС / А. А. Базыленко // Энергия и менеджмент. – 2006. – № 3. – С. 18–23.
6. Р у б и н ш т е й н, Я. М. Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС / Я. М. Рубинштейн, М. И. Щепетильников. – М.: Энергоиздат, 1982. – 272 с.

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 28.12.2006

УДК 621.1

### **ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ ТЕХНИЧЕСКИХ ТРЕБОВАНИЙ К СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ И ЗАЩИТ ТУРБИН ТРБ**

**Инж. ПАНТЕЛЕЙ Н. В.**

*Белорусский национальный технический университет*

В настоящее время в опытно-промышленной эксплуатации находится четыре турбогенераторные установки с турбинами ТРБ. Первая была пущена в 1998 г. Все это время велись работы по совершенствованию их систем управления и защит (СУЗ). Накоплен определенный опыт в этом направлении, имеются положительные результаты, и работы продолжают-ся. Одной из важнейших защит турбин является защита от разгона их ротора, приводящего к наиболее тяжелым последствиям, вплоть до разрушения машины. Особые требования должны предъявляться к турбинам малой энергетики. Это обусловлено как малой инерционностью их роторов, так и относительно низким уровнем квалификации обслуживающего такую технику персонала.

Системы управления и защиты таких турбин должны обеспечивать максимальную надежность эксплуатации подобной техники. В этой связи большое значение имеет определение предельной величины заброса оборотов ротора турбины, например при отключении генератора и отказе ее защиты от разгона ротора.

Турбинные заводы решают эту задачу по классической схеме, основу которой составляют автоматический стопорный клапан, регулирующие клапаны и их сервомоторы, приводимые в действие сложной и пожароопасной системой маслоснабжения турбины. Известны случаи зависания клапанов при подаче сигнала на их закрытие при такой системе, что приводит к авариям роторов и турбины в целом. Причина заключается в отложении солей на внутренних стенках клапанов из-за неудовлетворительного солевого режима работы котлов и в нарушении правил технической эксплуатации.

Для турбин малой мощности эта проблема обостряется по двум причинам: первая – малые габариты сервомоторов, следовательно, малые перестановочные усилия, развиваемые ими, и вторая – крайне неудовлетворительное солесодержание пара котлов малой мощности. Здесь необходимо иметь технику, которая не может быть разрушена даже в самых запредельных режимах. И такая техника обеспечивается на базе турбин ТРБ. Во главу ее реализации положены исследования по определению предельной величины заброса оборотов ротора турбины (ПЗО) при отказе всех защит турбины. Такая задача ставится впервые, и ее решение приводится ниже. Ее основу составляет разработка методики расчета ПЗО.

Методика расчетного определения ПЗО роторов турбин и результаты ее проверки в промышленных условиях на действующих турбинах ТРБ прошли успешную апробацию.

Установлено, что предельный заброс оборотов ротора турбины составляет удвоенную величину от ее расчетного уровня. Очевидно, что при более чем удвоенном запасе прочности ротора будет гарантироваться надежность турбины даже при самом критическом разгоне (отказе всех защит). Обеспечение таких (запредельных для существующих турбин) требований значительно упрощает требования к функциональному построению защит турбины малой мощности. С учетом новых, более жестких, требований и разработаны СУЗ первых белорусских паровых турбин марки ТРБ.

Решение задачи по определению расчетным путем величины ПЗО ротора турбины базируется на основе ее конструктивных решений. Это значит, что расчетный режим турбины известен: параметры пара перед и за ней на номинальном режиме.

При разгоне ротора окружная скорость на среднем диаметре колеса может быть определена как

$$u' = u_{\text{ном}} + \Delta u, \quad (1)$$

где  $u_{\text{ном}}$  – номинальное значение окружной скорости на среднем диаметре рассчитываемой турбинной ступени;  $\Delta u$  – принимаемый в расчетах ПЗО шаг увеличения оборотов ротора при его разгоне, м/с. Величина окружной скорости определяется из известного выражения  $u' = \pi d n'$ .

Удельный объем рабочего тела (РТ) на выходе из турбины (любого типа) в первом приближении можно принять на уровне номинального значения, т. е.  $V_2 = V_{2ном}$ . При известной (принятой в первом приближении) величине расхода РТ через ступень  $G_1$  могут быть рассчитаны как относительная, так и абсолютная скорости выхода потока из рабочей решетки турбинной ступени:

$$w_2 = \frac{GV_2}{\pi dl_2 \sin \beta_2}; \quad (2)$$

и

$$C_2 = \sqrt{w_2^2 + U'^2 - 2U'w_2 \cos \beta_2}, \quad (3)$$

где конструктивные характеристики  $d_2$ ,  $l_2$  и профильный угол решетки  $\beta_2$  известны из конструктивного расчета ступени.

Угол выхода потока из рабочей решетки определим

$$\alpha_2 = \arcsin \left( \frac{w_2 \sin \beta_2}{C_2} \right). \quad (4)$$

Потерю энергии в рабочей решетке вычислим

$$\Delta h_{\text{раб}} = 1 - \psi^2 \frac{w_{2t}^2}{2}, \quad (5)$$

где  $\psi$  – коэффициент скорости рабочей решетки, который может быть принят в первом приближении на расчетном уровне с последующим уточнением.

Определим теплосодержание РТ на адиабате в конце процесса расширения с учетом рассчитанной потери энергии для известной величины конечного давления  $p_2$

$$h_{2t} = h_2 - \Delta h_{\text{раб}}. \quad (6)$$

На следующем этапе по известным величинам  $p_2$  и  $h_{2t}$  находим остальные недостающие параметры рабочего тела  $S_{2t}$  и  $V_{2t}$ .

Методом последовательных приближений, задаваясь значением удельного объема рабочего тела за сопловой решеткой  $V_1$ , определим величину скорости выхода потока из сопловой решетки в абсолютном движении из уравнения неразрывности как

$$C_1 = \frac{GV_1}{\pi dl \sin \alpha_1}, \quad (7)$$

а также значение относительной скорости потока

$$w_{1a} = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1}. \quad (8)$$

Здесь угол  $\alpha_1$  выхода потока в абсолютном движении из рабочей решетки известен из конструктивных характеристик ступени.

Относительную скорость выхода потока из сопловой решетки можно рассчитать следующим образом:

$$w_{1b} = \sqrt{w_{2t}^2 - 2h_2}, \quad (9)$$

где располагаемый тепловой перепад рабочей решетки  $h_{2t}$  рассчитываем как  $h_{2t} = h_1 - h_2$ , а теплосодержание РТ на выходе из сопловой решетки  $h_1$  определяется в первом приближении от точки  $2_t$  на номинальной политропе процесса расширения с последующим уточнением.

По известным значениям энтропии  $S_{2t}$  и удельного объема  $V_1$  находим давление за сопловой решеткой  $p_1$ . Затем рассчитывается потеря энергии в сопловой решетке

$$\Delta h_{\text{соп}} = 1 - \varphi^2 \frac{C_{1t}}{2}, \quad (10)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости сопловой решетки, который принимается в первом приближении на уровне расчетного с последующим уточнением.

После этого уточняют параметры РТ за сопловой решеткой с учетом потерь в ней

$$h_{1t} = h_1 - \Delta h_{\text{соп}}. \quad (11)$$

По известным значениям давления  $p_1$  и теплосодержания  $h_{1t}$  находим остальные параметры РТ за сопловой решеткой, в частности энтропии  $S_{1t}$  и удельного объема  $V_{1t}$ .

Параметры торможения потока РТ перед ступенью определим по выражению

$$h_0^* = h_{1t} + \frac{C_1^2}{2} \quad (12)$$

при условии, что

$$S_0^* = S_{1t}. \quad (13)$$

Затем по известным значениям теплосодержания  $h_0^*$  и энтропии  $S_0^*$  определим значение давления торможения РТ перед ступенью  $p_0^*$ . Если найденное таким образом значение  $p_0^*$  не совпадает с заданной точностью с давлением торможения на входе в турбинную ступень, то величина расхода РТ корректируется

$$G_2 = G_1 \pm \Delta G. \quad (14)$$

По мере совпадения значений давления торможения РТ перед ступенью  $p_0$  корректируем положение политропы процесса расширения в ступени путем изменения величины удельного объема РТ за ступенью  $V_{2t}$  до некоторого значения  $V'_{2t}$ , при котором совпадут с заданной точностью величины  $h'_0$  и  $h_0$ .

На следующем этапе расчетов уточняем значения коэффициентов скорости для сопловой и рабочей решеток соответственно  $\varphi$  и  $\psi$ , а также значение удельной работы ступени по классическим уравнениям

$$L_T = U C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2 . \quad (15)$$

Работу, затрачиваемую на трение диска и трение в подшипниках, учитываем следующим образом:

$$\Delta L_{\text{тр.диск}} = f U^2 ; \quad (16)$$

$$\Delta L_{\text{тр.подш}} = f U^2 . \quad (17)$$

Условием стабилизации величины заброса оборотов ротора, очевидно, является равенство

$$L_T = \Delta L_{\text{тр.подш}} + \Delta L_{\text{тр.диск}} . \quad (18)$$

Тогда численное значение ПЗО может быть определено из условия

$$U C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2 = \Delta L_{\text{тр.подш}} + \Delta L_{\text{тр.диск}} . \quad (19)$$

Задача по их определению решается по приведенной выше методике итерационным методом путем подбора величины окружной скорости на среднем диаметре рабочего колеса.

Расчет величины ПЗО многоступенчатой турбины при его разгоне выполняем поступенчато. При этом должны уточняться параметры торможения потока РТ на величину энергии выходной скорости из колеса предшествующей ступени в последующей. Такое уточнение предполагает для  $(Z - 1)$  ступени равенство скоростей потока в абсолютном значении за ее колесом определенных при условии, что  $C_{2a} = C_{2b}$ , где их численные значения находим по формулам

$$C_{2a} = \sqrt{w_2^2 + U^2 - 2Uw_2 \cos \beta_2} . \quad (20)$$

Здесь величину относительной скорости потока рассчитаем

$$w_2 = \frac{GV_2}{\pi dl_2 \sin \beta_2} , \quad (21)$$

соответственно

$$C_{2b} = \sqrt{2 h_{0(z)} - h_{2(z-1)}} , \quad (22)$$

где  $h_{2(z-1)}$  находим по двум известным значениям  $S_{0(z)}$  и  $V_2$ , таким же образом определим и параметры  $P_2$  и  $t_2$ . Задача решается итерационным методом путем подбора значений удельного объема потока рабочего тела за рабочими колесами ступеней турбины.

Разработанная методика использовалась при расчете предельной величины заброса оборотов ротора турбины ТРБ типа ПТР-0,25–12/5/2, установленной в составе турбогенераторной установки на котельной завода

КПД-1 ОАО «МАПИД». Расчетная величина ПЗО для данной турбины составила величину 5800 об/мин. Экспериментальная проверка для той же турбины в натуральных условиях дала величину ПЗО на уровне 5480 об/мин. Разница в экспериментальных и расчетных данных обусловлена оценкой ПЗО по первому приближению (без учета роста потерь на трение в подшипниках при повышении оборотов), тем самым подтвердив пригодность данной методики для ее практического применения. Полученный результат был использован при разработке технических требований к системе управления и защит турбины ТРБ.

Одной из важнейших задач определения технических требований к уровню исполнения защит разрабатываемой турбины явилось надежное определение ее ПЗО, что позволило для ПЗО упомянутой выше турбины ТРБ с учетом запаса прочности ее ротора, обеспечивающего надежность при оборотах выше ПЗО, существенно упростить исполнение ее защитных элементов. В частности, на турбине ТРБ такого класса впервые удалось отказаться от традиционного применения масла в системе защит и регулирования, что не только упростило ее СУЗ, но и повысило надежность работы турбины в целом, в частности ее пожаробезопасность.

Исполнительным механизмом защит турбины является ее автомат безопасности. На турбинах ТРБ впервые удалось отказаться от традиционного масляного его привода благодаря надежному определению ПЗО по приведенной выше методике. Автомат безопасности (АБ) турбин ТРБ приводится в действие мощной пружиной с помощью электромагнитного привода. АБ управляет автоматическим стопорным клапаном типа «захлопка» (тоже новое решение) путем передачи усилия силовой пружины посредством механической тяги. Такое исполнение защиты турбины ТРБ используется с 1998 г., и не было ни одного случая ее отказа.

## ВЫВОД

Предложена методика расчета предельной величины заброса оборотов ротора турбины (ПЗО) при отказе всех защит турбины с выводом основных уравнений для расчета, а также приведены результаты практического их применения на промышленной турбине ТРБ при построении ее СУЗ.

## ЛИТЕРАТУРА

1. М е т о д и к а расчета предельной величины заброса оборотов ротора турбины / В. К. Балабанович [и др.] // Наука – образованию, производству, экономике: Рефераты докл. международ. 56-й науч.-техн. конф. / БНТУ. – Минск: УП «Технопринт», 2003.
2. Р а с ч е т н о - э к с п е р и м е н т а л ь н ы й метод построения разгонных характеристик турбин / В. К. Балабанович [и др.] // Наука – образованию, производству, экономике: Рефераты докл. международ. 56-й науч.-техн. конф. / БНТУ. – Минск: УП «Технопринт», 2003.
3. О п ы т применения турбин ТРБ / В. К. Балабанович [и др.] // Энергия и менеджмент. – 2004. – № 1. – С. 44–47.

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 20.10.2006