

УДК 621.165

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРЕДЕЛЬНОЙ ВЕЛИЧИНЫ ЗАБРОСА  
ОБОРОТОВ РОТОРА ТУРБИНЫ**

**Балабанович В. К., Федерякин А.Н., Пантелей Е.А., Пантелей Н. В.,  
Скоробогатый Н.Н., Глазков П.И., Кулак Е.В.**  
*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

В практике эксплуатации турбин большое значение имеет определение предельной величины заброса оборотов ротора. Например, при отключении генератора и несработке защит от разгона турбин.

При проектировании турбин приоритетным является обеспечение надежной их работы. Традиционно основу обеспечения надежности турбин обеспечивают их защиты, в частности, защита от разгона ротора турбины. Турбинные заводы решают эту задачу по классической схеме, основу которой составляют автоматический стопорный клапан, регулирующие клапаны и их сервомоторы. Известны случаи зависания клапанов при подаче сигнала на их закрытие. Это всегда приводит к авариям роторов. Причина в отложении солей на внутренних стенках клапанов из-за неудовлетворительного солевого режима работы котлов. Для турбин малой мощности проблема эта обостряется по двум причинам: первая — малые габариты сервомоторов и вторая — крайне неудовлетворительное солесодержание пара котлов малой мощности. Очевидно, установка турбин малой мощности на промышленно-отопительных котельных требует пересмотра идеологии построения их систем защит и, прежде всего, в сторону повышения надежности их работы. В этой связи большое практическое значение имеет надежное расчетное определение предельной величины заброса оборотов ротора турбины.

Ниже приводятся попытка разработки методики расчета предельной величины заброса оборотов ротора турбины с выводом уравнений для такого расчета и результаты ее проверки в промышленных условиях на натурной турбине ТРБ.

В результате исследований установлено, что предельный заброс оборотов ротора турбины составляет удвоенную величину от их расчетного уровня. Очевидно, при удвоенном и более запасе прочности ротора будет гарантироваться надежность турбины даже при самом критическом для него разгоне (отказе защит), существенно упрощая требования к уровню защит. С учетом таких требований и разработаны первые две белорусские турбины марки ТРБ [ 1 ].

### Методика расчета предельной величины заброса оборотов одноступенчатого ротора турбины

1. Расчетный режим турбины и параметры пара на номинальном режиме известны.

2. При разгоне  $u' = u_{\text{ном}} + \Delta u$ , где  $\Delta u$  — шаг оборотов.

3. Определяется окружная скорость  $u' = \pi d n'$ .

4. Удельный объем пара на выходе из турбины, можно принять,  $V_2 = V_{2\text{ном}}$ .

5. При заданном расходе пара через ступень  $G$  могут быть рассчитаны теоретическая и абсолютная скорости выхода пара из рабочей ступени по формулам (1) и (2):

$$W_2 = \frac{GV_2}{\pi d l_2 \sin \beta_2}, \quad (1)$$

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U'^2 - 2U'W_2 \cos \beta_2}. \quad (2)$$

а также определен угол направления скорости  $C_2$  по формуле (3):

$$\alpha_2 = \arcsin \left( \frac{W_2 \sin \beta_2}{C_2} \right), \quad (3)$$

где  $G$  — расход пара на ступень;  $d$  — средний диаметр ступени;  $l_2$  — высота рабочих лопаток;  $\beta_2$  — угол направления скорости  $W_2$ .

6. Потеря энергии в рабочей решетке вычисляется по формуле (4):

$$\Delta h_{\text{раб.}} = (1 - \psi^2) \frac{W_{2t}^2}{2}, \quad (4)$$

где  $\psi$  — коэффициент скорости рабочей решетки.

7. Определяются новые параметры пара в конце процесса по формуле (5), путем движения вниз по изобаре на величину  $\Delta h_{\text{раб.}}$ :

$$h_{2t} = h_2 - \Delta h_{\text{раб.}} \quad (5)$$

по известным  $P_2$  и  $h_{2t}$  находим остальные параметры  $S_{2t}$ ,  $V_{2t}$ .

8. Методами последовательных приближений задавая объем  $V_1$  из условия:  $W_{1a} \cong W_{1b}$  по формула (6–9) находим  $C_1$ :

$$W_{1a} = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1}, \quad (6)$$

$$\text{где } C_1 = \frac{GV_1}{\pi d l \sin \alpha_1}, \quad (7)$$

$$W_{1b} = \sqrt{W_2^2 t - 2h_2} \quad (8)$$

где  $h_2 = h_1 - h_{2t}$ , (9);  $\alpha_1$  — угол направления скорости C1;  $h_1$  — энтальпия пара на выходе из сопловой решетки (точка определена пересечением изобары из точки  $h_{2t}$  с политропой на номинальном режиме).

9. После чего находится  $h_1$  по известным  $S_{2t}$  и  $V_1$  и определяется  $P_1$ .

10. Рассчитывается потеря в сопловой решетке по формуле (10):

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

где  $\varphi$  — коэффициент скорости сопловой решетки;

11. Определяются новые параметры пара в точке выхода пара из сопловой решетки (11), путем движения вниз по изобаре на величину  $\Delta h_{con}$ :

$$h_{1t} = h_1 - \Delta h_{con} \quad (11)$$

По определенным выше значениям  $P_1$  и  $h_{1t}$  находятся  $S_{1t}$  и  $V_{1t}$ .

12. Параметры торможения потока перед ступенью определяются по формулам (12) и (13):

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

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

По известным  $h_0$  и  $S_0$  определяется  $P_0$ .

13. Если значение  $P_0$ , определенное выше, не совпадает с заданной точностью с давлением торможения на входе в турбину, то корректируется расход  $G$  в пункте 5 по формуле (14):

$$G' = G \pm \Delta G \quad (14)$$

14. После совпадения давлений корректируется политропа для совпадения ее начальных параметров с расчетными, путем увеличения  $V_{2t}$  до некоего  $V_{2t}'$ , пока  $h_0'$  не станет равным  $h_0$ .

15. Далее оцениваем изменившиеся значение коэффициентов  $\varphi$  и  $\psi$ , и значение работы ступени по формуле (15):

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

Учитывая работу, затрачиваемую на трение диска и трение в подшипниках по формулам (16) и (17):

$$\Delta L_{тр.подш} = f(U^2), \quad (16)$$

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

Условием новой статической величины оборотов ротора, очевидно, является равенство (18):

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

Предельный заброс оборотов ротора определяется из уравнения (19):

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

Если равенство не выполняется, то возвращаемся в пункт 2 и повторяем цикл с новой величиной окружной скорости.

16. Методика расчета на разгон многоступенчатой турбины, в общем, одинакова за исключением следующего: при последующем использовании выходной скорости на следующем колесе параметры за ступенью при известных полных параметрах находятся следующим образом.

Для ступени  $(Z-1)$  задается объем  $V_2$  так чтобы  $C_{2a} \equiv C_{2b}$ , согласно формулам (20–22):

$$C_{2a} = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2UW_2 \cos \beta_2}. \quad (20)$$

$$W_2 = \frac{GV_2}{\pi dl_2 \sin \beta_2}. \quad (21)$$

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

где  $h_{2(z-1)}$  — находится по двум известным  $S_{0(z)}$  и  $V_2$ , так же находятся все остальные параметры  $P, t$ .

**Вывод:** Расчет по данной методике полностью подтвердил экспериментальные данные, полученные на турбине марки ТРБ в промышленных условиях — 5480об/мин, а по расчету 5800об/мин.

Таким образом доказана пригодность приведенной выше методики для расчетов предельной величины разгона турбины.

1. Балабанович В.К., Карницкий Н.Б., Силюк С.М., Спагар И.И., Мазуркевич В.А., Скоробогатый Н.Н., Пантелей Н.В., Пантелей Е.А.

К пуску второй белорусской паровой турбины марки ТРБ// Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). — 2002 — №4 — С.98.