

УДК 621.165+621.438

Л. С. Гринкруг

## РАСЧЕТ КПД МАЛОРАСХОДНЫХ ТУРБИН МЕТОДОМ МОДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ НАТУРНЫХ ТУРБИН

*Дан краткий анализ применимости методик расчета КПД малорасходных турбин. Предложен метод расчета КПД малорасходных турбин на стадии проектирования на основе методики модельных ступеней с использованием в качестве модельной ступени имеющиеся экспериментальные характеристики натуральных турбин с применением корректирующего коэффициента, найденного по ряду модельных ступеней.*

**Ключевые слова:** КПД, малорасходные турбины, модельные ступени

**Lev S. Grinkrug. THE VALUATION OF EFFICIENCY OF LOW FLOW TURBINES BY METHOD OF MODELING STAGES USING THE RESULTS OF TESTS OF THE ACTUAL TURBINES (Far Eastern State Academy for Social and Humanity Studies)**

*A brief analysis of the applicability of the methods for calculating the efficiency of low flow turbines is presented. A method for the valuation of the efficiency of low flow turbines at the design stage based on the methodology of modeling stages, using as a model the experimental stage of the characteristics of the actual turbines with an adjustment factor found in a number of modeling stages, is proposed.*

**Keywords:** efficiency, low flow turbines, modeling stage

Трудности расчета КПД малорасходных турбин при проектировании с использованием метода треугольников скоростей связаны, в основном, с трудностями определения КПД на окружности ступени. Определение внутренних потерь на трение, утечки (через бандажные и корневые уплотнения), потерь, связанных с парциальным подводом рабочего тела и других потерь можно произвести достаточно точно по имеющимся методикам (формулам), которые разработаны для самых разных конструкций и условий эксплуатации (например, [1]).

Определение окружного КПД для малорасходных турбин затруднено вследствие следующих причин:

– значительно менее достоверные данные по профильным потерям в решетках соплового (направляющего) и рабочего лопаточных аппаратов малорасходных турбин, вследствие чего низка точность расчета профильных потерь (или коэффициентов скорости) в лопаточных венцах;

– наличие относительно коротких лопаток, что приводит к более высоким концевым потерям, которые могут превосходить профильные, и трудности расчета этих потерь;

– в ряде случаев, при очень коротких лопатках и/или больших углах поворота потока в рабочих лопатках, а также с учетом двойной кривизны лопаточных каналов при малых диаметрах ступени (в т.ч. и при относительно больших  $l/d$ ), вообще вряд ли целесообразно говорить о профильных потерях; следует говорить о суммарных потерях в решетках (каналах), расчет которых затруднен.

Более точным следует считать метод модельных ступеней (например, [2, 3]), позволяющий непосредственно определять окружной КПД ступени в зависимости от длины лопаток соплового (рабочего) аппарата. Кроме того, дополнительно вносится поправка на диаметр ступени.

Однако данный метод дает хорошие результаты только для ступеней, параметры профилей лопаток которых близки к модельным. И, хотя существуют несколько испытанных серий модельных ступеней, для проектирования под разные задачи малорасходных турбин с сильно отличающимися лопаточными аппаратами эти серии явно не подходят.

Вместе с тем, в литературе имеется большое количество сведений об испытаниях и полученных при этом характеристиках различных малорасходных турбин (ступеней). Представляется целесообразным при проектировании выбирать из них в качестве модельной (назовем ее «натурной») наиболее близкую к проектируемой (с использованием профилей натурной ступени для проектируемой). Однако надо учесть, что возможно значительное отклонение окружного КПД натурной ступени и проектируемой вследствие различий в высоте лопаток и диаметре ступени.

Предлагается следующая методика расчета КПД проектируемой ступени.

Выбирается натурная ступень (индекс для параметров натурной ступени —  $n$ ) из числа испытанных, наиболее близкая по параметрам к проектируемой (индекс для параметров проектируемой ступени —  $p$ ). Для натурной ступени имеются значения диаметра ступени  $d^n$  и высоты лопаток  $l^n$ , и по результатам эксперимента — внутреннего КПД  $\eta_i^n$ . Зная параметры эксперимента и конструкцию натурной ступени, вычисляются все внутренние потери (на трение, вентиляцию, утечки, связанные с парциальным подводом

и др.) и их сумма —  $\sum \zeta_{\text{вн}}^n$ . Кроме того, используя метод модельных ступеней, определяется поправка на диаметр ступени  $\Delta\eta_l^n$ .

Из уравнения:

$$\eta_i^n = \eta_u^n - \Delta\eta_l^n - \sum \zeta_{\text{вн}}^n \quad (1)$$

по известным  $\eta_i^n$ ,  $\Delta\eta_l^n$ ,  $\sum \zeta_{\text{вн}}^n$  можно определить действительный окружной КПД натурной ступени:

$$\eta_u^n = \eta_i^n + \Delta\eta_l^n + \sum \zeta_{\text{вн}}^n. \quad (2)$$

Однако значение этого КПД нельзя напрямую использовать в расчете КПД проектируемой ступени, вследствие другой высоты лопаток и диаметра колеса.

Вместе с тем, по методу модельных ступеней по характеристикам модельных турбин можно определить соответствующий окружной КПД модельной ступени (для данных  $l^n$ ,  $d^n$  при заданном  $\frac{u}{c_0}$ ) —  $\eta_{u_m}^n$ . Этот КПД отличается от  $\eta_u^n$  (другие лопатки в ступени).

Тогда уравнение (1) можно записать в виде

$$\eta_i^n = \eta_{u_m}^n \cdot k_{\text{омл}} - \Delta\eta_l^n - \sum \zeta_{\text{вн}}^n \quad (3)$$

Здесь  $k_{\text{омл}}$  — коэффициент, учитывающий влияние отклонения соплового и рабочего лопаточных аппаратов натурной ступени от лопаточных аппаратов турбин модельного ряда (то есть отклонение потерь на лопатках в натурной и модельной ступенях) на окружной КПД ступени.

Отсюда  $\eta_u^n = \eta_{u_m}^n \cdot k_{\text{омл}}$  и  $k_{\text{омл}} = \frac{\eta_u^n}{\eta_{u_m}^n}$ .

С другой стороны для проектируемой ступени, используя те же модельные ступени, определяем  $\eta_{u_m}^p$  (для параметров проектируемой ступени  $l^p$ ,  $d^p$  при заданном  $\frac{u}{c_0}$ ), и находим внутренний КПД проектируемой ступени:

$$\eta_i^p = \eta_{u_m}^p \cdot k_{\text{омл}} - \Delta\eta_l^p - \sum \zeta_{\text{вн}}^p. \quad (4)$$

Здесь  $\Delta\eta_l^p$  и  $\sum \zeta_{\text{вн}}^p$  — вычисляются по параметрам и конструкции проектируемой ступени.

Очевидно, что при использовании одного ряда модельных ступеней, и вследствие близкой геометрии лопаточных аппаратов натурной и проектируемой ступеней, коэффициент  $k_{\text{омл}}$  в (3) и (4) имеет одно и то же значение.

Тогда уравнение (4) принимает вид:

$$\eta_i^p = \eta_{u m}^p \cdot \frac{\eta_u^n}{\eta_{u m}^n} - \Delta \eta_l^p - \sum \zeta_{вн}^p, \quad (5)$$

или, с учетом (2):

$$\eta_i^p = \frac{\eta_{u m}^p}{\eta_{u m}^n} \cdot (\eta_i^n + \Delta \eta_l^n + \sum \zeta_{вн}^n) - \Delta \eta_l^p - \sum \zeta_{вн}^p. \quad (6)$$

Здесь  $k_{корр} = \frac{\eta_{u m}^p}{\eta_{u m}^n}$  — корректирующий коэффициент, учитывающий раз-

личия в лопаточных аппаратах натурной и проектируемой ступени, и выражение для расчета КПД проектируемой ступени принимает вид:

$$\eta_i^p = k_{корр} \cdot (\eta_i^n + \Delta \eta_l^n + \sum \zeta_{вн}^n) - \Delta \eta_l^p - \sum \zeta_{вн}^p. \quad (7)$$

Таким образом, расчет КПД малорасходной ступени на стадии проектирования на основе методики модельных ступеней можно провести, используя в качестве характеристик модельной ступени имеющиеся экспериментальные характеристики наиболее близкой по параметрам ступени (натурной), с использованием корректирующего коэффициента, найденного по ряду модельных ступеней.

## Литература

1. Дейч М.Е., Трояновский Б.М. Исследования и расчеты ступеней осевых турбин. М.: Машиностроение, 1964. 628 с.
2. Зальф Г.А., Звягинцев В.В. Тепловой расчет паровых турбин. М.-Л.: Машгиз, 1961. 291 с.
3. Абрамов В.И., Филиппов Г.А., Фролов В.В. Тепловой расчет турбин. М.: Машиностроение, 1974. 124 с.