

УДК 621.165

О.Н. СЛАБЧЕНКО, канд. техн. наук, Д.В. КИРСАНОВ, магистр

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛАХ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ ПОВОРОТНОЙ ДИАФРАГМЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

Викладені результати розрахунку течії в'язкої рідини в каналах поворотної регулюючої діафрагми. Приведені порівняння результатів розрахунку з опублікованими експериментальними даними.

The results of the viscous fluid flow's calculation in the channels of the rotational regulating nozzle cascade are offered. The comparison of the calculation's results and published test data is given.

В большинстве теплофикационных турбин расход пара и параметры теплофикационного отбора регулируются при помощи поворотных диафрагм (ПРД). Такие диафрагмы устанавливают, как правило, в частях низкого давления (ЧНД), количество ступеней в которых обычно не превышает две три ступени, включая ступень с ПРД.

Для проектирования обычных ступеней осевых турбин уже широко используются методы расчета потоков с учетом вязкости. Однако, использование этих методов для расчета трехмерных течений в ступенях с ПРД, режимы работы которых могут находиться и во влажном паре, сопряжено с определенными трудностями, связанными со сложным характером течения в межлопаточных каналах ПРД. В [1] приведена методика расчета квазипространственного потока по зазорам в ступени с ПРД с привлечением экспериментальных данных [2–4]. К сожалению экспериментальных исследований очень мало (единицы), что существенно ограничивает их широкое использование. В настоящей работе приводятся результаты расчета плоского течения в каналах ПРД с учетом вязкости среды, которые могут быть использованы для проектирования ступеней с ПРД.

На рис. 1 приведена схема канала ПРД, который ограничен элементами поворотного кольца 1 и направляющими лопатками 2. Особенностью этих каналов, в отличие от сопловых каналов других ступеней является то, что их ширина F_0 во входном сечении практически равна половине шага решетки t ($F = t/2$).

На структуру течения в канале решетки большое влияние оказывает степень открытия диафрагмы δ , которая определяется как отношение открытой площади канала F (рис. 1, 2) к полной площади его на входе F_0 ; $\delta = F/F_0$. При $\delta > 0,4$ (рис. 2а), отрывные течения имеют место, как на вогнутой, так и на выпуклой поверхностях сопловых лопаток; горловое сечение F_r полностью заполнено активным потоком. С уменьшением δ примерно с 0,4 отрывное течение на вогнутой стороне лопатки исчезает, а отрывная зона на выпуклой стороне увеличивается и при δ около 0,2 (рис. 2б) и меньше проникает в горловое сечение канала. За коэффициент расхода μ

регулирующей диафрагмы принято отношение расхода $G = \int_0^l \rho_1 C_1 \sin \alpha_1 dt$ к

теоретическому $G_r = bqF_r P_0 / \sqrt{T_0}$. Для расчета расхода G использовались значения

плотности ρ_1 , скорости C_1 и угла выхода потока α_1 в сечении на расстоянии 5 мм от выходных кромок в 95 точках вдоль шага решетки. В выражении для $G_T q$ – приведенный расход, определяемый отношением $\varepsilon = P_1/P_0$ (P_1 – статическое давление за решеткой, P_0 и T_0 – полное давление и температура перед поворотным кольцом); F_T – площадь горла решетки.

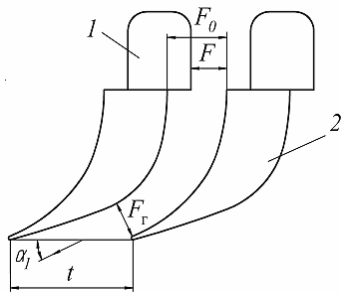
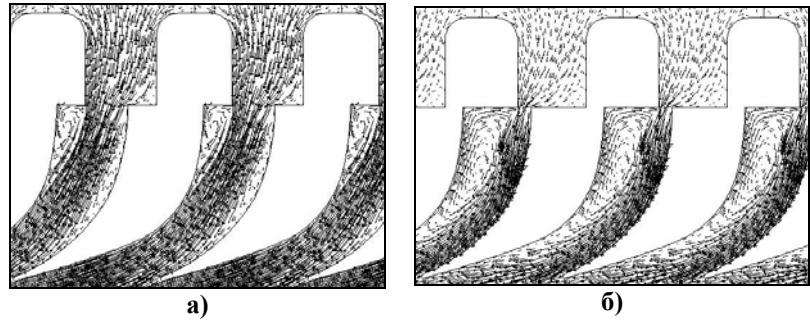


Рис. 1. Канал решетки



а – $\delta = 0,6$, $\varepsilon = 0,4$; б – $\delta = 0,2$, $\varepsilon = 0,4$
Рис. 2. Схема течения в каналах решетки

Зависимости коэффициента потерь ζ и коэффициента расхода μ от степени открытия диафрагмы δ и отношения P_1/P_0 приведены на рис. 3. Здесь же нанесены значения коэффициентов расхода определенные по методике, изложенной в [3], разработанной на базе экспериментальных данных [2]. Как видно из рисунка приведенные коэффициенты расхода отличаются незначительно, кроме того, рассчитанные коэффициенты расхода практически не зависят от отношения давлений P_1/P_0 , что соответствует экспериментальным данным [2]. Рассчитанные значения ζ несколько выше коэффициентов потерь, полученных при продувках плоских решеток (рис. 3). На уровень профильных потерь, как показано в [2], существенно влияют форма канала и особенно его длина, которая в рассматриваемой решетке больше, чем длины каналов решеток, результаты испытаний которых приведены в [2], что могло привести к повышенным профильным потерям.

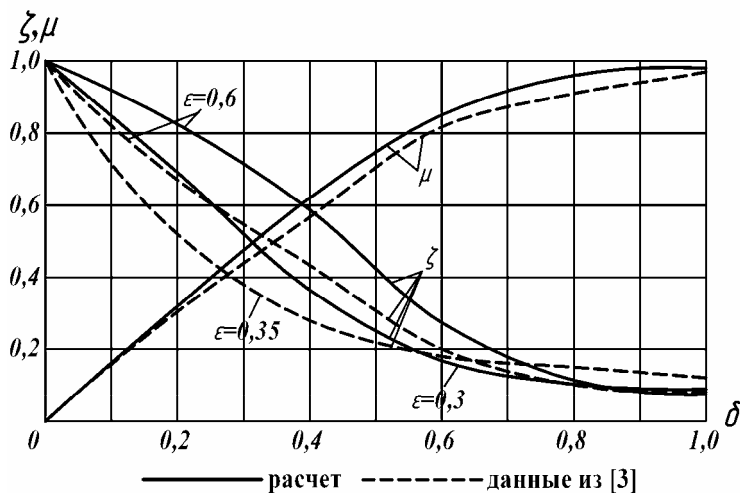
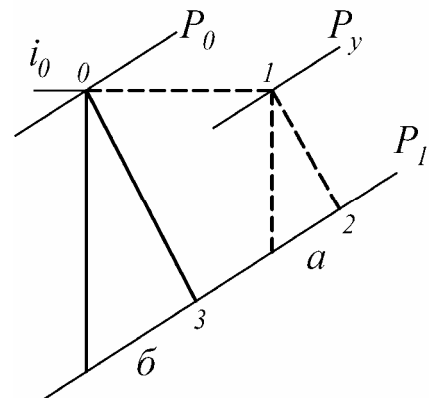


Рис. 3. Зависимость коэффициентов расхода μ и потерь ζ от степени открытия диафрагмы δ



а – при «чистом» дросселировании;
б – в реальном процессе

Рис. 4. Процесс расширения пара

Чаще всего для расчета ПРД с частично открытыми каналами принимается [5], что в щели F происходит «чистое» дросселирование от давления P_0 до некоторого условного P_y перед сопловыми лопатками рис. 4, линия 0-1-2. В связи с тем, что в теплофикационных турбинах регулирующие диафрагмы выполняются по принципу неразделенного дросселя, реальный процесс расширения пара в них проходит по линии 0-3. Как показано в [1], несмотря на дополнительные потери, возникающие в частично открытых каналах ПРД часть кинетической энергии струи используется в рабочих лопатках, что повышает мощность ступени. Выполнить количественную оценку кинетической энергии, используемой в рабочих лопатках, возможно только для конкретной ступени с ПРД, расположенной в турбине, работающей по известному графику тепловой и электрической нагрузок. Однако если ступень с ПРД является, например, первой в трехступенчатой ЧНД, то расход пара через такую ступень будет определяться давлением перед диафрагмой P_0 и степенью открытия диафрагмы δ , и, практически, не будет зависеть от давления в конденсаторе. При постоянном значении P_0 расход пара через ЧНД будет являться функцией только δ , при этом давление P_1 за ПРД будет изменяться пропорционально расходу пара. Таким образом, каждому δ соответствует и определенное значение P_1/P_0 , а значит и величина коэффициента потерь ζ . На рис. 5 приведена зависимость коэффициента потерь ζ от степени открытия диафрагмы δ , из которого видно, что, начиная с $\delta < 0,4$, потери в каналах ПРД при

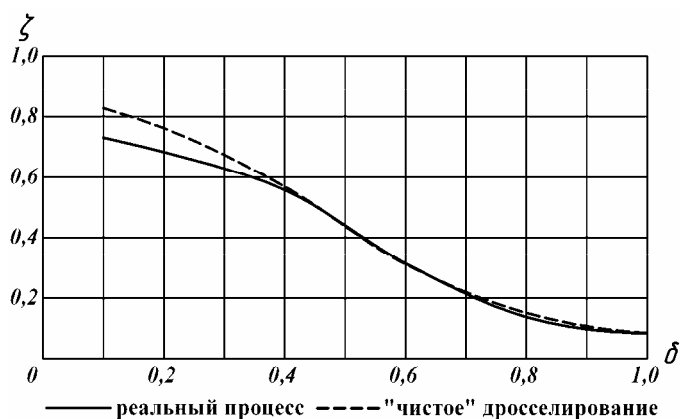


Рис. 5. Зависимость ζ от δ

реальном процессе расширения пара меньше, чем в предположении «чистого» дросселирования.

Таким образом, показано, что при помощи методов расчета течений с учетом вязкости возможно достаточно точно определить расходные и энергетические характеристики решеток поворотных регулируемых диафрагм для широкого диапазона режимов работы турбины.

Литература

1. Симою Л.Л. Расчет переменных режимов ЧНД теплофикационных паровых турбин / Л.Л. Симою, М.С. Индурский, Е.И. Эфрос // Теплоэнергетика. – 2000. – № 2. – С. 16-20.
2. Дейч М.Е., Шейнкман А.Г. Исследование регулирующих поворотных диафрагм отопительного отбора турбин 25-100 МВт // Теплоэнергетика. – 1963. – № 1. – С. 14-21.
3. Дейч М.Е., Трояновский Б.М. Исследование и расчеты ступеней осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1964. – 628 с.
4. Шапиро Г.А. Результаты натурных исследований переменных режимов работы ЧНД теплофикационной турбины / Г.А. Шапиро, В.П. Лагун, Л.Л. Симою и др. // Теплоэнергетика. – 1976. – № 10. – С. 31-33.
5. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 358 с.