

УДК 621.165

В.Н. ГОЛОЩАПОВ, О.В. КОТУЛЬСКАЯ, Т.Н. ПАРАМОНОВА

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины*

## ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕЧЕНИЯ СРЕДЫ НА ИЗМЕНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ ДИСКЕ

Представлены результаты экспериментального исследования расхода рабочей среды через разгрузочные отверстия. При вращении диска отмечается линейный характер изменения теоретического расхода через отверстия от действительного. Даны аппроксимационные зависимости, описывающие расход «запираания» и коэффициент пропорциональности с учетом кинематических и геометрических параметров полости, в которой вращается диск

**турбина, диск, разгрузочные отверстия, расход «запираания», расчетные параметры**

### Постановка проблемы

В настоящее время турбины, работающие на ТЭС Украины, практически выработали парковый ресурс, а наработка первых энергоблоков приближается к 300 тыс. часов. Несмотря на это, эксплуатация их зачастую производится на нерасчетных режимах, что существенно влияет на остаточный ресурс оборудования. Остаточный ресурс турбин определяется по состоянию наиболее дорогостоящих элементов, работающих в области высоких температур, прежде всего ротора, в дисках которого выполнены разгрузочные отверстия.

Для более достоверной оценки термонапряженного состояния ротора необходимо наиболее точное задание граничных условий на всех его поверхностях с учетом течения рабочей среды. Разгрузочные отверстия в дисках создают перетоки пара, фактическая величина которых во многом зависит от правильности определения коэффициента расхода через разгрузочные отверстия.

### 1. Выбор методики исследования

Основные экспериментальные исследования по определению коэффициентов расходов в разгрузочных отверстиях, проведенные до 70-х годов про-

шлого столетия [1 – 4], отличаются выбором определяющих параметров и содержат некоторые противоречия, а их аппроксимация [5] сложна для проведения инженерных расчетов.

Исследование по определению коэффициентов расхода в разгрузочном отверстии во вращающемся диске, проведенное на установке с использованием воды [6], позволило выработать новый подход к трактовке экспериментальных материалов, в котором учитывались физические процессы, происходящие при течении жидкости через эти отверстия.

Однако, плотность пара, поступающего на ротор высокого давления турбин ТЭС, все-таки ближе по значению к плотности воздуха. Поэтому результаты опытов, проведенных на воздухе, плотность которого отличается почти в 800 раз от плотности воды [1, 2 и др.], требуют более детального анализа для учета интенсивности явления «запираания».

### 2. Зависимости для определения коэффициента расхода

При исследовании процессов течения в диафрагменном зазоре и разгрузочном отверстии было установлено, что использование коэффициента расхода в его «классической» постановке [7]  $\mu = G_{\partial} / G_{теор}$  для процесса течения через отверстия во вращаю-

щемся диске, ограниченном стенками, формирующими зазоры, возможно только для неподвижного диска либо диска, вращающегося с относительно малой угловой скоростью. По мере повышения угловой скорости вращения диска и изменения перепада давления между входом и выходом из разгрузочного отверстия наблюдается «запирание» отверстия. Процесс выражается в том, что при наличии некоторого перепада давления, которому соответствует теоретический расход через отверстие

$$G_{теор} = z \cdot F_{отв} \cdot \rho \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}},$$

где  $z$  – число разгрузочных отверстий;

$F_{отв}$  – площадь одного отверстия;

$\rho$  – плотность рабочей среды;

$\Delta P$  – перепад давления на диск,

действительный расход настолько мал, что может рассматриваться как нулевой. Это вызвано тем, что на входе в отверстие поток направлен под большим углом ко входной кромке, а в самом отверстии формируется мощное циркуляционное течение, движение которого компенсирует существующий в отверстии диска перепад давления. Теоретический расход «запирания» зависит от частоты вращения диска, что было показано в [6].

Для обработки результатов исследований выбрана функциональная зависимость  $G_{отв} = f(G_{теор})$ , для которой вспомогательными параметрами являются: изменение частоты вращения диска  $\omega$ , относительный диаметр разгрузочных отверстий  $\bar{d}_{отв}$ , относительный размер зазоров перед диском  $\bar{S}_1 = S_1 / d_{отв}$  и за ним  $\bar{S}_2 = S_2 / d_{отв}$ , относительный радиус расположения разгрузочных отверстий  $\bar{R}_{отв} = R_{отв} / R$ . На рис. 1 в качестве примера приведено изменение  $G_{отв}$  в зависимости от  $G_{теор}$  при различных значениях частоты вращения диска ( $\bar{R}_{отв} = 0,833$ ,  $\bar{d}_{отв} = 0,833$ ,  $\bar{S}_1 = 0,152$ ,  $\bar{S}_2 = 0,16$ ).

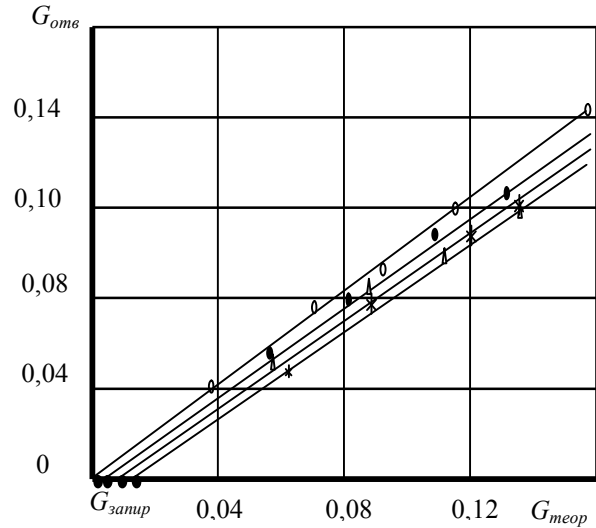


Рис. 1. Зависимость действительного расхода от теоретического, принятые обозначения  $\omega$ :  
○ - 2-5, ● - 314, ▲ - 419, \* - 524, 1/с

Как видно из рисунка, характер зависимости соответствует рассмотренному в [6], хотя величина  $G_{запир}$  изменяется менее интенсивно, чем в опытах с использованием воды. Увеличение частоты вращения диска приводит к увеличению расхода «запирания». Поэтому целесообразно в качестве аппроксимационной выбрать функцию

$$G_{отв} = p \cdot (G_{теор} - G_{запир}), \quad (1)$$

в которой  $G_{запир}$  и коэффициент пропорциональности  $p$  зависят от кинематических и геометрических характеристик рабочей среды.

Для аналитического представления функций, описывающих параметры, входящие в (1), была проведена обработка экспериментальных данных, полученных на установке с диаметром диска  $R = 400$  мм, толщиной  $b = 30$  мм, отверстиями диаметром 15, 20, 25, 30 мм, которые располагались на радиусе 100 и 160 мм. Зазор перед диском изменялся от 1,8 до 22,8 мм, за диском – от 2 до 10 мм и при отсутствии задней стенки. Частота вращения диска изменялась от 2 – 5 до 524 1/с [2].

**Изменение  $G_{запир}$ .** При обработке опытов установлено, что при значении зазора  $S_1 = 1,8$  мм зави-

симось  $G_{отв} = f(G_{теор})$  не попадает под общую закономерность, что можно связать со структурой течения в зазоре перед диском, когда пограничные слои на неподвижной стенке и движущемся диске смыкаются между собой и ядро течения не формируется. Поэтому общая закономерность рассматривается при  $S_1 \geq 3,8$  мм.

Установлено, что для всех опытов  $G_{запир}$  пропорционально частоте вращения ротора ( $G_{запир} \sim \omega$ ), влияние радиуса расположения отверстий пропорционально  $\bar{R}^{1,2}$ , диаметра отверстия -  $\bar{d}_{отв}^2$ .

Как видно из рис. 2, функциональная зависимость  $G_{запир}$  от зазора  $\bar{S}_2$  разделилась на две области. При  $\bar{S}_2 > 0,35$  проявляется однозначная связь расхода «запирания» с частотой вращения диска и относительными значениями диаметра отверстия и радиуса его расположения. Изменение  $\bar{S}_1$  не оказывает влияния на величину комплекса  $K = \frac{G_{запир}}{\omega \cdot \bar{R}_{отв}^{1,2} \cdot \bar{d}_{отв}^2}$  в исследованном диапазоне. По-видимому, характер зависимости, приведенной на рис. 2, при изменении ширины зазора за диском вызван тем, что в зазоре перед диском сформировалось устойчивое ядро течения, определяющее условия входа потока в отверстие.

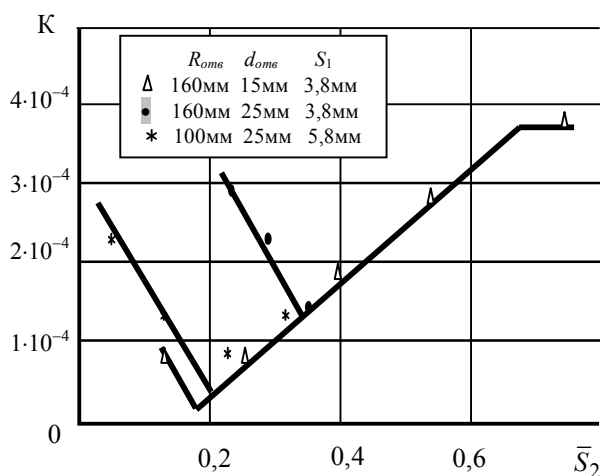


Рис. 2. Влияние на расход «запирания» значения зазора за диском

Влияние  $\bar{S}_2$  на величину расхода «запирания» наблюдается до значения  $\bar{S}_2 \leq 0,725$ .

При значениях  $\bar{S}_2 > 0,725$  расстояние от выхода из разгрузочного отверстия до задней стенки на величину расхода «запирания» не влияет. При  $\bar{S}_2 < 0,35$  влияние  $\bar{R}_{отв}$ ,  $\bar{d}_{отв}$ ,  $\bar{S}_1$  носит более сложный характер, что вызвано формированием вращающегося ядра и, в следствие этого, изменением структуры потока перед диском. Наибольшее влияние в этом случае на расход «запирания» оказывает диаметр отверстия.

**Изменение коэффициента пропорциональности  $p$ .** Коэффициент пропорциональности  $p$  в формуле (1) имеет две области изменения в зависимости от значения  $\bar{S}_1$  (рис.3).

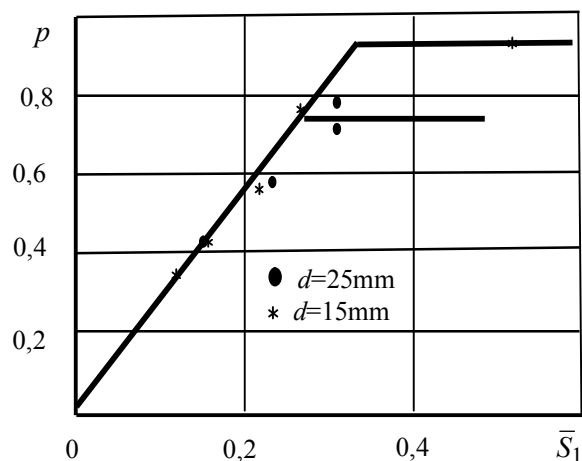


Рис. 3. Связь коэффициента пропорциональности с величиной зазора перед диском

При  $\bar{S}_1 \leq \bar{S}_{1перех}$  коэффициент пропорциональности  $p$  описывается линейной функцией вида

$$p = (3,08 - 4,39 \cdot 10^{-4} \cdot \omega) \cdot \bar{S}_1 \quad (2)$$

При этом диаметр отверстия и радиус его расположения на значения  $p$  не влияют.

В области  $\bar{S}_1 \geq \bar{S}_{1перех}$  наблюдается изменение  $p$  в зависимости от  $\bar{d}_{отв}$ , особенно при больших зазорах за диском ( $\bar{S}_2 > 0,725$ ).

Коэффициент пропорциональности в формуле

(1) при этом равен

$$p = (1 - 0,442 \cdot \bar{d}_{омв}^2) \cdot (1 - 8,0 \cdot 10^{-10} \cdot \omega^3). \quad (3)$$

В этой области изменение зазора перед диском не оказывает влияния на величину  $p$ .

Точку перехода от одной области к другой ( $\bar{S}_1_{перех}$ ) можно получить, приравняв значения  $p$  для обеих областей, т.е. решив совместно уравнения (2) и (3).

Влияние  $\bar{S}_2$  на значения коэффициента пропорциональности  $p$  в обеих областях незначительно.

### Выводы

1. Проведенное исследование расширяет понятие коэффициента расхода на область вращающихся отверстий в дисках, показывая, что принятое «классическое» определение коэффициента расхода является частным случаем.

2. Установлено, что для вращающихся отверстий с относительной длиной  $b/d_{омв} > 1,0$  наблюдается «запирание» отверстий, при этом расход «запирания» (перепад давления на диск) пропорционален частоте вращения диска.

3. Разработаны аппроксимационные зависимости, описывающие величину расхода «запирания» и значения коэффициента пропорциональности  $p$  в выражении (1) от кинематических и геометрических параметров полости, в которой вращается диск.

4. Полученные зависимости позволяют создать алгоритм расчета течений в полостях турбинных ступеней ротора, диски которых имеют разгрузочные отверстия, с учетом параметров рабочей среды в проточной части.

### Литература

1. Самойлович Г.С., Морозов Б.И. О коэффициенте расхода через разгрузочные отверстия турбинных дисков // Теплоэнергетика. – 1958. – № 8. – С. 24-35.
2. Седач В.С. Коэффициенты расхода при течении через разгрузочные отверстия в дисках паровых турбин // Труды Харьковского политехнического университета Серия: «Паровые и газовые турбины». – 1960. – Т. XXIX, Вып. 2. – С. 112-117.
3. Седач В.С. Голощапов В.Н. Момент сопротивления вращению диска с отверстиями // Изв. вузов. Энергетика. – 1963. – № 6. – С. 90-99.
4. Швец И.Т., Дыбан Е.П. Воздушное охлаждение газовых турбин. – К.: Наукова думка, 1974. – 568 с.
5. РТМ 24.021.08 Турбины паровые стационарные. Нормы теплового расчета. – Л.: ЦКТИ им. И.И. Ползунова, 1972. – 49 с.
6. Голощапов В.Н., Котульская О.В. Определение расхода рабочей среды через разгрузочные отверстия во вращающихся дисках турбинных установок // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. научн. тр. ИПМаш. – 2003. – Т.1. – С. 83-86.
7. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 464 с.

Поступила в редакцию 12.05.2006

**Рецензент** канд. техн. наук, проф. В.И. Касилов, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.