

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 «запирания» и коэффициент пропорциональности с учетом кинематических и геометрических параметров полости, в которой вращается диск

турбина, диск, разгрузочные отверстия, расход «запирания», 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 «запирания».

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;

ρ - плотность рабочей среды;

ΔP - 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 ω , 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 ($\bar{R}_{отв} = 0,833$, $\bar{d}_{отв} = 0,833$, $\bar{S}_1 = 0,152$, $\bar{S}_2 = 0,16$).

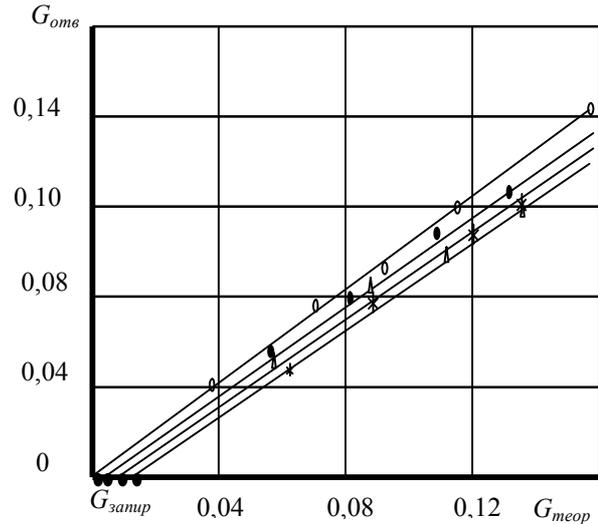


Рис. 1. Зависимость действительного расхода от теоретического, принятые обозначения ω :
 o - 2-5, • - 314, ▲ - 419, * - 524, 1/с

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 $G_{омв} = f(G_{теор})$ 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 - $\bar{d}_{омв}^2$.

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 $K = \frac{G_{запир}}{\omega \cdot \bar{R}_{омв}^{1,2} \cdot \bar{d}_{омв}^2}$ 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.

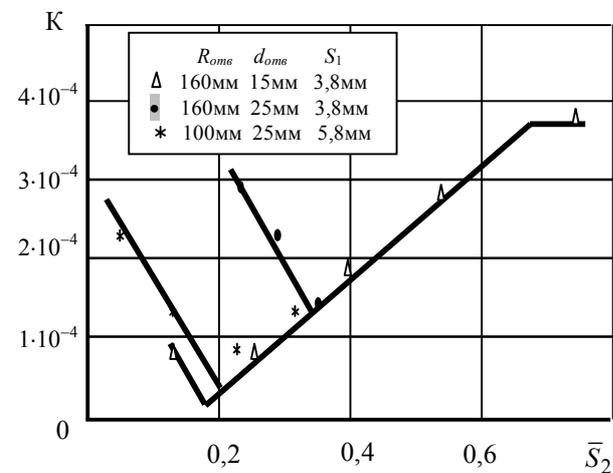


Рис. 2. Влияние на расход «запирания» значения зазора за диском

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 $\bar{R}_{омв}$, $\bar{d}_{омв}$, \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).

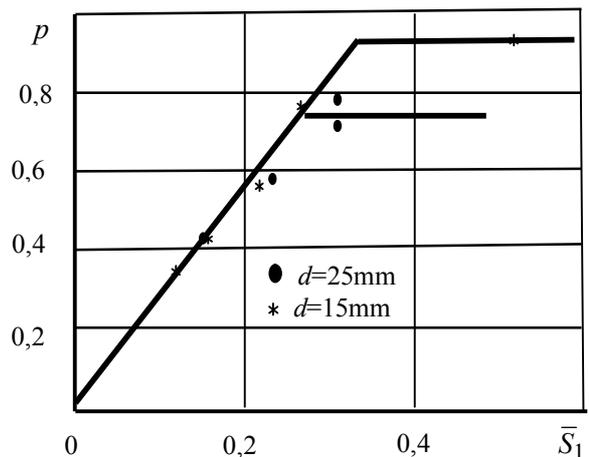


Рис. 3. Связь коэффициента пропорциональности с величиной зазора перед диском

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 $\bar{d}_{омв}$, 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. Голошапов 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. Голошапов 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.