

Сравнение пропускной способности решеток профилей ТС-1А и ТС-1АВ при истечении перегретого и влажного пара

Канд. техн. наук БРАТУТА Э. Г., инж. ШАТИЛОВ С. П., канд. техн. наук ПЯСИК Д. Н.
ХПИ — ХТГЗ

В последнее время при проектировании прогонной части современных паровых турбин широкое применение получили профили ТС-1АВ, которые по сравнению с исходным профилем ТС-1А имеют увеличенный момент сопротивления, что позволило отказаться от силовых стоек в диафрагмах высокого давления. Сравнительно недавно были получены первые результаты [Л. 1] исследования энергетических и угловых характеристик решеток, образованных профилями ТС-1АВ, что послужило поводом для проведения эксперимента с целью определения пропускной способности этого типа решетки.

Основой исследуемого профиля является известный профиль ТС-1А, для которого имеются данные о пропускной способности [Л. 2] лишь при истечении перегретого пара.

Решетки ТС-1А и ТС-1АВ исследовались в диапазоне начальных давлений от 0,8 до 5 бар, что обеспечило изменение критерия Рейнольдса от $1 \cdot 10^5$ до $5 \cdot 10^5$ при независимом варьировании числа M от 0,4 до 1,2. Опыты проводились в диапазоне перегрева пара $70^\circ > \Delta t \geq 0^\circ \text{C}$ и начальной степени влажности пара $15\% > y_0 \geq 0\%$.

Все опыты были проведены на пародинамическом стенде [Л. 2], дополнительно оборудованном двумя ступенями увлажнения пара. Последняя ступень, размещенная непосредственно в ресивере перед исследуемой решеткой, состояла из двух блоков парожеткаторных форсунок, по восемь форсунок на каждом блоке. При коллекторном поводе пара к форсункам подача конденсата к блокам осуществлялась через специальный гидрореле, позволявший «выключать» определенное число форсунок для изменения начальной влажности пара. Как известно, такой способ позволяет варьировать паросодержание, сохраняя примерно то же распределение капель по размерам.

Форсуноки представляли собой две concentрично расположенные трубки диаметром 3 и 6 мм. По внутренней трубке подавался конденсат, а в кольцевое пространство между ними — пар. Внутренняя и наружная трубки имели по длине три-четыре радиальных соосных отверстия диаметром 0,5 и 2 мм соответственно. Специально проведенные опыты, результаты которых представлены на рис. 1, позволили установить, что в широком диапазоне изменения режимных параметров работы форсуноки модалый размер капель составил 10 мкм.

При обработке опытных данных в качестве коэффициента расхода принималась величина $\mu = M_d / M_T$, равная отношению действительного расхода M_d к теоретическому значению M_T , рассчитанному при изэнтропийном процессе расширения и одинаковыми с действительным процессом начальными параметрами и противодавлением. Величина M_T для влажного пара вычислялась при условии термического и кинематического равновесия между фазами

Величина	ТС-1А			ТС-1АВ		
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 1	№ 2	№ 3
Относительный шаг t/b	0,676	0,816	0,953	0,698	0,813	0,941
Угол установки β	35°13'			35°17'		
Относительное удлинение l/b	0,754			0,64		
Шаг t , мм	28,65	34,61	40,13	31,88	40,64	47,06

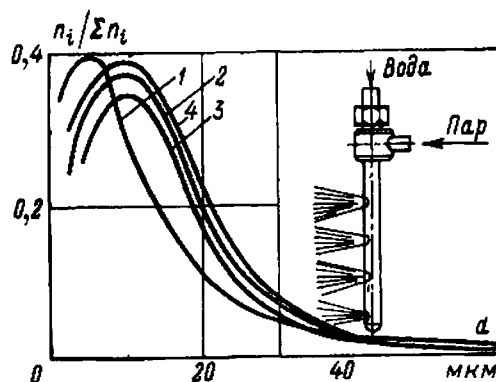


Рис. 1. Распределение капель по размерам в зависимости от перепада давлений воды Δp_w и пара Δp_p .
1 — $\Delta p_w = 4,5$ бар, $\Delta p_p = 2$ бар; 2 — $\Delta p_w = 3$ бар, $\Delta p_p = 2$ бар;
3 — $\Delta p_w = 1,5$ бар, $\Delta p_p = 1,5$ бар; 4 — $\Delta p_w = 2$ бар, $\Delta p_p = 1$ бар

Геометрические параметры исследованных решеток показаны в таблице. Относительный шаг t/b для профилей ТС-1АВ с увеличенным моментом сопротивления находился как отношение шага к хорде исходного профиля ТС-1А. Все плоские решетки были составлены из восьми лопаток, что практически нивелировало влияние конечного числа каналов на величину коэффициента расхода.

Влияние начального давления

Целью этой части эксперимента являлось исследование влияния критерия Рейнольдса (при фиксированном критерии Маха) на расходные характеристики при истечении влажного пара. Следует заметить, что в настоящее время в технической литературе известны лишь две работы [Л 3, 4], посвященные указанному вопросу.

Обработка результатов измерения коэффициентов расхода в функции числа Re , выполненная в указанных работах, по нашему мнению, носит сугубо условный характер. Это связано с тем, что величина критерия Re подсчитывается не для двухфазной среды в целом (что невозможно), а лишь для паровой фазы. Однако и в этом кинематическая вязкость принимается на линии верхней пограничной кривой, в то время как скорость истечения определяется как скорость двухфазной среды в изэнтропийном теоретическом процессе расширения.

В связи с этим, так как указанный критерий не является достаточно представительным для построения обобщающих связей, представилось целесообразнее показать непосредственную зависимость коэффициентов расхода от начального давления и степени сухости при некотором фиксированном значении отношения давлений, равном, в частности, 0,7.

Опыты были поставлены таким образом, что для каждой из шести исследованных решеток профилей при одинаковом и постоянном значении отношения давлений ϵ и восьми различных значениях p_0 , равных 0,8; 1,1; 1,7; 2,3; 2,9; 3,4; 4,2 и 5 бар, были получены коэффициенты расхода при истечении перегретого и влажного пара. Общий характер экспериментальной зависимости $\mu = f(\Delta t_0; y_0)$ для всех геометрических характеристик решеток и указанных начальных давлений p_0 оказался практически одинаковым при некотором количественном различии пропускной способности. Из-за большого объема этого первичного графического материала и неудобств, возникающих при установлении непосредственного влияния p_0 на коэффициенты расхода, 48 кривых вида $\mu = f(\Delta t_0; y_0)$ были перестроены в зависимости, показанные на рис. 2. Здесь коэффициенты расхода представлены в функции p_0 при степени перегрева Δt_0 и влажности пара y_0 в качестве параметра. Для наглядности сравнения кривые, относящиеся к решеткам ТС-1А и ТС-1АВ, совмещены на одном рисунке.

Критерий Re подсчитывался по величине динамической вязкости пара на верхней пограничной кривой, плотности

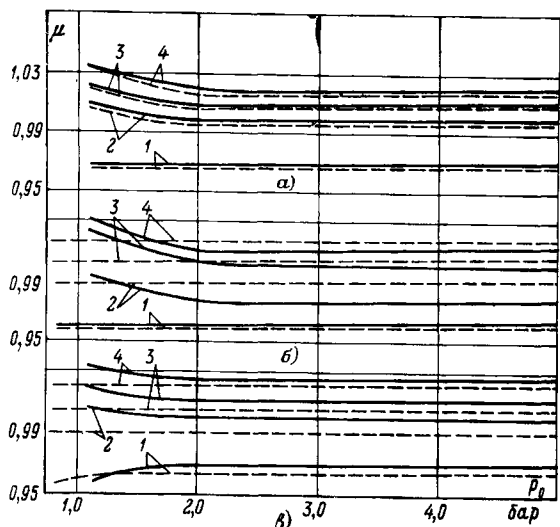


Рис. 2. Влияние начального давления на коэффициент расхода.

а — $t/b=0,7$; б — $t/b=0,8$; в — $t/b=0,94$; 1 — $\Delta t_0=20$ °С; 2 — $y_0=3\%$; 3 — $y_0=6\%$; 4 — $y_0=9\%$; — — — ТС-1АВ, — — — ТС-1А.

влажного насыщенного пара в конце изэнтропийного процесса расширения и скорости двухфазной среды в том же процессе при допущении равенства скоростей фаз. В качестве определяющего размера использован эквивалентный диаметр по горловиному сечению межлопаточного канала.

Анализ этих экспериментальных результатов показывает, что начиная с величины $p_0=1,5$ бар ($Re=1,6 \cdot 10^5$) дальнейшее увеличение начального давления практически не приводит к изменению пропускной способности решеток ТС-1А, ТС-1АВ и это согласуется с данными, полученными в работе [Л. 3] для решеток, составленных из профилей типа ТН-2 (II). Вторая характерная особенность состоит в том, что по мере уменьшения относительного шага различие в коэффициентах расхода решеток ТС-1А и ТС-1АВ становится все менее существенным, и при $t/b=0,7$ оно соизмеримо с погрешностью эксперимента.

Установленная в настоящей работе область автомодельности коэффициентов расхода при истечении влажного пара, естественно, не может быть существенно расширена за пределы экспериментально изученной области без по крайней мере теоретической оценки существования такой возможности.

Влияние отношения давлений ϵ

Эти опыты проводились при изменении степени перегрева Δt_0 , начальной влажности и отношения давлений $\epsilon = p_1/p_0$ от 0,4 до 0,85*.

* Противодавление p_1 измерялось в объеме ресивера за исследуемой решеткой.

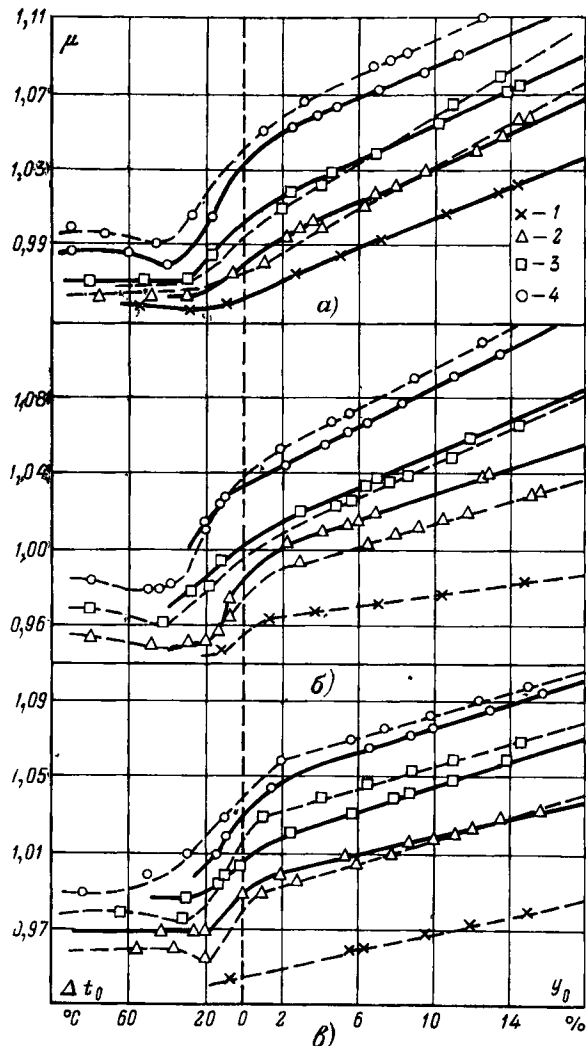


Рис. 3. Зависимость пропускной способности решеток от отношения давлений ϵ .

а — $t/b=0,94$; б — $t/b=0,80$; в — $t/b=0,70$; 1 — $\epsilon=0,85$; 2 — $\epsilon=0,70$; 3 — $\epsilon=0,60$; 4 — $\epsilon=0,40$; — — — ТС-1АВ; — — — ТС-1А.

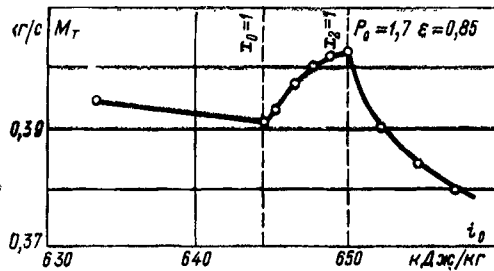


Рис. 4. Изменение теоретического расхода M_T в функции начальной энтальпии i_0 ($\rho_0=1,7$, $\epsilon=0,85$).

Каждая группа опытов при изменении указанных величин проводилась на трех решетках ТС-1А и трех решетках ТС-1АВ, у каждой из которых относительный шаг был равен 0,94, 0,8 и 0,7. Результаты этой группы опытов показаны на рис. 3.

Общий характер зависимостей $\mu=f(\Delta t_0; y_0; \epsilon)$ соответствует тем многочисленным результатам, которые были ранее получены для профилей типа ТН-2, осесимметричных сужающихся сопел и решеток, образованных профилями, соответствующими трем сечениям направляющей лопатки последней ступени турбины К-500-240 ХТГЗ [Л 5].

Рассмотрение результатов, полученных в режимах, когда в начальном состоянии пар перегрет, а часть последующего процесса осуществляется в двухфазной области, показывает, что кривые $\mu=f(\epsilon; \Delta t_0)$ имеют некоторые области минимума функции, что проявляется как для профилей ТС-1А, так и для ТС-1АВ.

Детальное рассмотрение причин такого поведения кривых показало, что в основном они связаны с «наглядностью» термодинамических таблиц свойств водяного пара в области фазового перехода.

В результате расчета теоретических значений расхода M_T в этой области было обнаружено (рис 4), что зависимость $M_T=f(i_0)$ претерпевает резкое изменение, которое особенно заметно при высоких ϵ , чем и объясняется характер поведения кривых $\mu=f(\Delta t_0; \epsilon)$.

В области влажного пара коэффициенты расхода увеличиваются с ростом начальной влажности практически по линейному закону с фактически одинаковым угловым коэффициентом для обоих типов исследованных решеток ТС-1А и ТС-1АВ.

В соответствии с теорией кинетики спонтанной конденсации интенсивность переохлаждения, а следовательно, и роста коэффициентов расхода в существенной мере определяется величиной градиента давления вдоль оси межлопаточного канала. Очевидно, что с уменьшением протяженности канала при заданном перепаде давлений p_0-p_1 переохлаждение будет более интенсивным.

Однако по кривым рис 3 видно, что различие как в абсолютных значениях коэффициентов расхода решеток профилей ТС-1А и ТС-1АВ, так и интенсивность роста кривой $\mu=f(\Delta t_0; \epsilon)$ оказываются незначительными, несмотря на существенное различие общей протяженности межлопаточного канала у указанных решетках. Это обстоятельство показывает, что в пределах межлопаточного канала, образованного «вытеснителями» профилей ТС-1АВ, происходило весьма незначительное расширение пара, что и определило не только равноинтенсивный характер изменения коэффициентов расхода в области фазового перехода, но и близкое совпадение абсолютных значений при равных режимных параметрах.

Влияние относительного шага решетки

С помощью экспериментальных зависимостей, показанных на рис 3, представляется возможным выделить самостоятельное влияние относительного шага решеток t/b на их расходные характеристики.

На рис. 5 показаны зависимости коэффициентов расхода от относительного шага ступени перегрева Δt_0 и начальной влажности y_0 при трех значениях ϵ , равных 0,4; 0,6 и 0,7.

Из приведенных данных видно, что для профилей типов ТС-1А и ТС-1АВ наблюдается относительно слабое влияние изменения t/b на коэффициенты расхода. Интересно отметить, что характер указанных зависимостей сохраняется практиче-

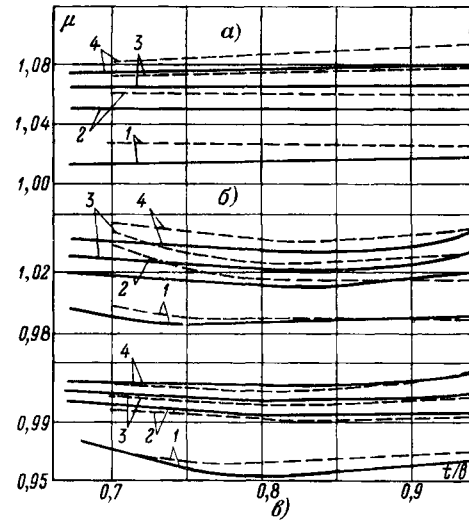


Рис. 5. Влияние относительного шага t/b на расходные характеристики.

а — $\epsilon=0,4$, б — $\epsilon=0,6$, в — $\epsilon=0,7$; 1 — $\Delta t_0=20^\circ\text{C}$, 2 — $y_0=3\%$; 3 — $y_0=6\%$, 4 — $y_0=9\%$; — — — — ТС-1АВ, — — — — ТС-1А

ски одинаковым как для перегретого, так и для влажного пара.

Ранее было показано [Л 6], что увеличение относительного шага (до определенного его значения) приводит к усилению неравенства между эффективным и действительным углом выхода потока, что и вызывает уменьшение пропускной способности решетки. Это наглядно иллюстрируется опытом [Л. 6], где при истечении перегретого и влажного пара из решеток типа ТН-2 относительный шаг t/b изменялся от 0,4 до 0,80. В этом интервале было обнаружено падение коэффициентов расхода на дозвуковых режимах и практически постоянное их значение при отношении давлений $\epsilon=0,45$, когда различие между действительным и эффективным углами становится несущественным.

Результаты опытов, показанные на рис 5, являются еще одним подтверждением ранее полученных выводов.

Действительно, при сверхзвуковых режимах ($\epsilon=0,4$ рис. 5) коэффициенты расхода одинаковы для всех значений t/b , а при $y_0=9\%$ для профилей ТС-1АВ даже обнаруживается тенденция к некоторому росту μ по мере увеличения t/b .

При дозвуковых режимах, особенно при $\epsilon=0,6$, видно (наиболее существенно для ТС-1АВ) направление к росту μ в сторону $t/b < 0,7$, т. е. в сторону тех значений t/b [Л 6], где и обнаруживается наиболее интенсивная связь пропускной способности с величиной относительного шага.

Список литературы

1. Исследование сопловых лопаток с увеличенным моментом сопротивления — «Теплоэнергетика», 1972, № 5. Авт. Косяк Ю. Ф., Соболев С. П., Юшкевич Ю. Э. и др.
2. Влияние чисел Маха и Рейнольдса на коэффициенты расхода перегретого пара — «Теплоэнергетика», 1967, № 10. Авт.: Братута Э. Г., Коломиец М. С., Пясик Д. Н. и др.
3. Братута Э. Г. Раздельное влияние сжимаемости и вязкости на пропускную способность решетки профилей при течении влажного пара. — «Энергомашиностроение», 1966, № 8.
4. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Газодинамика двухфазных сред. М., «Энергия», 1968.
5. Братута Э. Г., Ивановский А. Ю., Шатилов С. П. Исследование пропускной способности решеток направляющих лопаток последней ступени турбины К-500-240 ХТГЗ. — «Теплоэнергетика», 1966, № 10.
6. Братута Э. Г., Ивановский А. Ю., Шатилов С. П. Влияние геометрических параметров облопатывания на коэффициент расхода при истечении перегретого и влажного пара. Термодинамика тепловых двигателей Киев, «Наукова думка», 1966.