

УДК 621.165

А. В. ЛАПУЗИН, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;

В. П. СУББОТОВИЧ, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДИФFUЗОРОВ ТРАКТОВ ОТБОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

На основе результатов экспериментального исследования на крупномасштабном статическом стенде определены оптимальные геометрические параметры диффузорных трактов отборов в диапазоне изменения относительного расхода в отбор от 15 % до 40 %. Рассмотрено влияние площади отводящего патрубка на уровень потерь. Приведены аппроксимационные зависимости, позволяющие определить потери как в бездиффузорных конструкциях, так и в трактах, отличающихся параметрами диффузора.

Ключевые слова: отбор пара, диффузор, камера отбора, патрубок отбора, потери в тракте отбора.

Введение

При отборе пара из проточной части паровых турбин к регенеративным подогревателям, бойлерам и турбоприводу питательного насоса давление пара снижается на (3–10) %, что ухудшает тепловую экономичность паротурбинной установки. Расчеты показывают, что снижение только на 1 % потерь давления в тракте регенеративного отбора за второй ступенью ЦНД турбины К-1000-60/1500 повышает ее мощность на 0,1 МВт при неизменной температуре питательной воды. Выигрыш от модернизации линий отбора прямо пропорционален расходу отбираемого пара $G_{отб}$. В турбинах с нерегулируемыми теплофикационными отборами, где эти расходы огромны, совершенствование пароотводящего канала позволяет повысить мощность турбины типа К-310-23,5 на несколько мегаватт при неизменной температуре сетевой воды за последним бойлером.

1 Состояние вопроса о потерях в трактах отбора

Исследования трактов теплофикационных отборов были начаты в НТУ «ХПИ» в 1985 году по заказу ОАО «Турбоатом», проектировавшего турбину КТ-1070-60/1500, и завершены в 1990 году. На крупномасштабном статическом стенде [1], работающем от компрессора мощностью 800 кВт, на первом этапе определялись потери в бездиффузорных трактах, характерных для турбин того времени. В этих конструкциях после поворота потока в межступенчатом зазоре пар через кольцевую щель малой глубины с достаточно высокой скоростью поступает в кольцевую камеру отбора (КО), где кинетическая энергия потока практически полностью теряется. Минимизировать потери можно только с помощью кольцевых диффузоров, сообщающих проточную часть с КО. Поэтому на данном стенде была исследована серия диффузорных трактов, отличающихся параметрами диффузора \bar{S} , \bar{D} , γ . \bar{S} – отношение «горла» диффузора к высоте межступенчатого зазора (МСЗ), \bar{D} – отношение наружного диаметра диффузора к наружному диаметру МСЗ (радиальность диффузора), γ – угол раскрытия стенок диффузора. Влияние \bar{S} , \bar{D} , γ на потери тракта, включающего диффузор, КО и патрубок отбора, для различных относительных расходов пара $\bar{G}_{отб} = G_{отб}/G$ рассмотрено в [2, 3]. G – расход во входном сечении l МСЗ, который на статическом стенде смоделирован сетками, имитирующими предотборную ступень, и диафрагмой послеотборной ступени [1]. К сожалению, в [2, 3] не приведены конкретные рекомен-

© А.В. Лапузин, В.П. Субботович, 2015

дании по выбору оптимальных значений \bar{S} , \bar{D} , γ для различных расходов $\bar{G}_{отб}$. Отмечается лишь слабое влияние «горла» \bar{S} на уровень потерь и высокая эффективность «базового» диффузора с параметрами $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,24$, $\gamma = 5^\circ$.

Аналитический обзор статей, посвященных исследованиям и расчетам трактов отбора, приведен в [4], где рассматривается также влияние сжимаемости рабочей среды и площади патрубков отбора на уровень потерь.

2 Показатели экономичности тракта отбора

После выхода пара из ступени через сечение l поток отбора разворачивается в МСЗ на угол порядка 90° , проходит радиальный диффузор, КО и через патрубок отбора (сеч. 2) отводится из турбины. Потери в тракте удобно оценивать с помощью условного коэффициента полных потерь $\zeta'_n = (P_{1cp}^* - P_2) / (P_{1cp}^* - P_{1cp})$. Здесь P_{1cp}^* , P_{1cp} – давление торможения и давление на среднем радиусе МСЗ, P_2 – давление в патрубке отбора. Условность коэффициента объясняется тем, что потери отнесены не к динамическому напору потока отбора в сечении l , а к динамическому напору на среднем радиусе этого сечения, который намного проще определить в условиях эксперимента, и который всегда известен из тепловых расчетов проточной части турбины.

Коэффициент ζ'_n формируется гидравлическими потерями в диффузоре (включая осерадиальный участок перед «горлом» диффузора) и в КО $\zeta'_{ДКО}$, а также полными потерями, связанными с выходом пара из КО $\zeta'_{вых}$: $\zeta'_n = \zeta'_{ДКО} + \zeta'_{вых}$. «Выходные» потери $\zeta'_{вых}$ складываются из гидравлических потерь в зоне перед патрубком $\zeta_m (C_2/C_{1cp})^2$ и потерь с выходной скоростью $\zeta'_{вс} = N_2 (C_2/C_{1cp})^2$. Здесь ζ_m – коэффициент местных потерь для зоны перед патрубком, C_2 и N_2 – среднерасходная скорость и коэффициент кинетической энергии в сечении 2. На коэффициенты ζ_m и N_2 , формирующие $\zeta'_{вых} = (\zeta_m + N_2) (C_2/C_{1cp})^2$, влияют параметры диффузора \bar{S} , \bar{D} , γ , расход $\bar{G}_{отб}$ и \bar{F} – отношение площади патрубка отбора к площади сечения l . Поскольку в эксперименте в сечении 2 трудоемкие зондовые измерения не выполнялись, разделить сумму $\zeta_m + N_2$ на слагаемые нет возможности. Используемый в дальнейшем коэффициент $K_1 = \zeta_m + N_2$ позволяет учесть лишь суммарный эффект от изменения площади патрубка отбора, а коэффициент потерь $\zeta'_n = \zeta'_{ДКО} + K_1 (\bar{G}_{отб}/\bar{F})^2$, если пренебречь сжимаемостью рабочей среды.

При фиксированных параметрах \bar{S} , \bar{D} , γ , $\bar{G}_{отб}$ изменение в эксперименте площади \bar{F} от 0,15 до 0,23 позволяет для этого диапазона определить коэффициент

$$K_1 = (\zeta'_{n0,15} - \zeta'_{n0,23}) / \left(\frac{\bar{G}_{отб}^2}{\bar{F}_{0,15}^2} - \frac{\bar{G}_{отб}^2}{\bar{F}_{0,23}^2} \right),$$

исходя из допущения, что гидравлические потери в диффузоре и КО $\zeta'_{ДКО}$ не должны зависеть от площади патрубка, которая влияет лишь на «выходные» потери $\zeta'_{вых}$.

Как в эксперименте, так и в натуральных условиях скорость потока C_{1cp} не превышает 120 м/с, что в инженерных расчетах позволяет пренебречь сжимаемостью рабочей среды. Однако относительная потеря давления $\bar{\Delta P} = 100(P_{1cp} - P_2)/P_{1cp}$ в

експерименте существенно меньше, чем в натуральных условиях, поскольку $\overline{\Delta P} = (\zeta'_n - 1) \left(P_{1cp}^* / P_{1cp} - 1 \right)$ зависит не только от коэффициента ζ'_n , но и отношения давлений P_{1cp}^* / P_{1cp} .

3 Оптимальные диффузоры для больших отборов $\overline{G}_{отб} = 0,25-0,35$

В турбине К-310-23,5 на режиме максимальной теплофикационной нагрузки 255 МВт из ЦСД выполняются отборы величиной 25 и 33%. Отбор $\overline{G}_{отб} = 0,25$ за шестой ступенью ЦСД производится через патрубок, площадь которого всего в два раза меньше площади сечения 1 ($\overline{F} = 0,5$), что обеспечивает оптимальную, порядка 50 м/с, скорость в патрубке отбора при достаточно высокой расходной составляющей скорости в сечении 1 $C_{1a\text{ ср}} \approx 100$ м/с.

3.1 Исследования трактов с патрубком $\overline{F} = 0,15$

С патрубком диаметром 116 мм ($\overline{F} = 0,15$) было исследовано 8 диффузоров, отличающихся параметрами \overline{S} , \overline{D} , γ , и 3 бездиффузорных варианта с разной шириной щели \overline{S} .

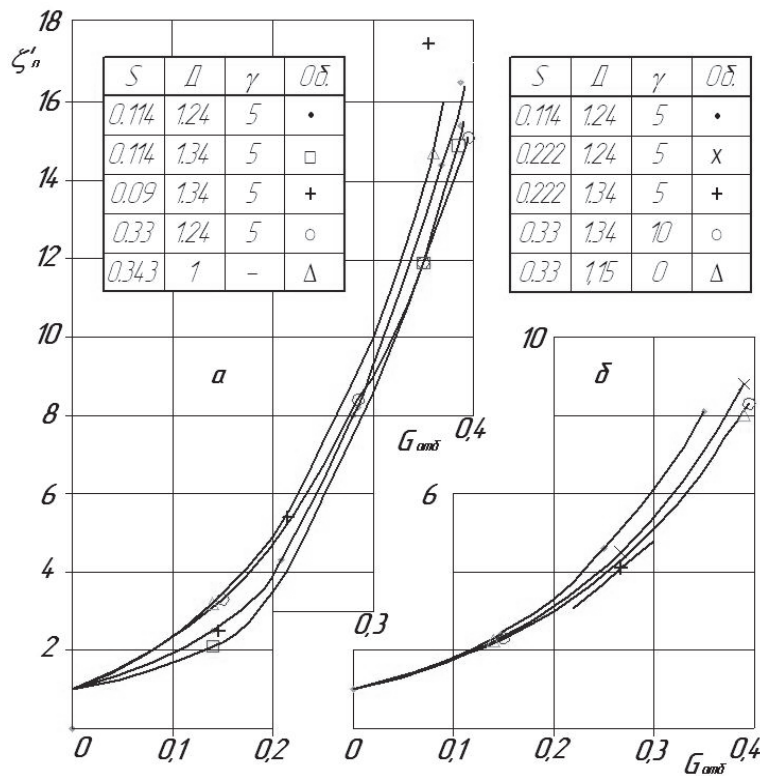


Рис. 1 – Результаты эксперимента с патрубком отбора:

$a - \overline{F} = 0,15$; $b - \overline{F} = 0,23$

Из рис. 1а, где представлены результаты исследования четырех лучших диффузорных вариантов, видно что при $\overline{G}_{отб} = 0,25$ минимальные потери ($\zeta'_n = 6$) имеет вариант с $\overline{S} = 0,114$, $\overline{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$. В «базовом» варианте, имеющем меньшую степень радиальности, коэффициент ζ'_n выше на $\approx 0,7$. Такому изменению коэффициента ζ'_n в натуральных условиях работы ЦСД турбины К-310-23,5, где отношение $P_{1cp}^* / P_{1cp} = 1,025$, соответствует изменение потерь давления $\overline{\Delta P}$ на 1,75%.

Отбор $\overline{G}_{отб} \geq 0,35$

целесообразнее выполнять через диффузор с широким «горлом» и меньшей радиальностью: $\overline{S} = 0,33$, $\overline{D} = 1,24$, $\gamma = 5^\circ$. На необходимость увеличения «горла» для больших расходов $\overline{G}_{отб}$ указывают также испытания варианта с узким «горлом» $\overline{S} = 0,09$, $\overline{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$, в котором потери даже выше, чем в бездиффузорной конструкции с $\overline{S} = 0,343$. Потери в бездиффузорных трактах с $\overline{F} = 0,15$ можно рассчитывать по формуле [1]:

$$\zeta'_n = (7,13/(\bar{S} - 0,028) + 45)\bar{G}_{отб}^2 + (1,21(\bar{S} - 0,055) + 8,7)G_{отб}.$$

Высокий уровень потерь при больших отборах обусловлен малой площадью отводящего патрубка $\bar{F} = 0,15$, то есть огромными «выходными» потерями тракта $\zeta'_{вых}$.

В оптимальной для $\bar{G}_{отб} = 0,25$ конструкции ($\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$) $\zeta'_{вых} = 3,6$, а $\zeta'_{ДКО} = 2,4$. В оптимальной для $\bar{G}_{отб} = 0,35$ конструкции ($\bar{S} = 0,33$, $\bar{D} = 1,24$, $\gamma = 5^\circ$) $\zeta'_{вых} = 9,3$, а $\zeta'_{ДКО} = 2,6$. Таким образом, полные потери на 60...80 % обусловлены процессом отвода рабочего тела из КО.

3.2 Исследования диффузоров с патрубком $\bar{F} = 0,23$

С патрубком диаметром 144 мм ($\bar{F} = 0,23$) исследовано 12 диффузоров, пять из которых (рис. 1б) являются наиболее эффективными.

К сожалению, при $\bar{F} = 0,23$ оптимальные для конструкции с $\bar{F} = 0,15$ диффузоры не испытывались. Поэтому влияние площади \bar{F} на уровень потерь и коэффициент K_1 , было определено лишь для «базового» варианта $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,24$, $\gamma = 5^\circ$, для которого при $\bar{G}_{отб} = 0,25$ $K_1 = 1,32$. Так как при $\bar{F} = 0,15$, $\bar{S} = 0,114$, $\gamma = 5^\circ$ увеличение \bar{D} с 1,24 до 1,34 снижало потери на 0,7, можно ожидать, что при $\bar{F} = 0,23$, $\bar{S} = 0,114$, $\gamma = 5^\circ$ такое же изменение \bar{D} снизит коэффициент ζ'_n с 4,6 до 3,9. Из рис. 1б следует, что практически такие же потери (3,8) имеет конструкция со средним «горлом» $\bar{S} = 0,222$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$. Как при $\bar{F} = 0,23$, $\bar{S} = 0,222$, $\gamma = 5^\circ$ (рис. 1б), так и $\bar{F} = 0,15$, $\bar{S} = 0,114$, $\gamma = 5^\circ$ (рис. 1а) увеличение радиальности \bar{D} с 1,24 до 1,34 позволяет уменьшить потери на 0,4...0,7, если $\bar{G}_{отб} = 0,25$.

Для $\bar{G}_{отб} = 0,35$ минимальные потери имеют тракты с широким «горлом» диффузора $\bar{S} = 0,33$. Важно отметить, что при таком «горле» два других параметра диффузора \bar{D} и γ практически не влияют на коэффициент ζ'_n : как в «компактной» конструкции с $\bar{D} = 1,15$, $\gamma = 5^\circ$, так и в варианте с «развитым» диффузором $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 10^\circ$ коэффициент $\zeta'_n = 6,6$. Вероятно, что при $\bar{F} = 0,23$ такие же минимальные потери обеспечит и диффузор с $\bar{S} = 0,33$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$, являющийся оптимальным в тракте с патрубком $\bar{F} = 0,15$ при $\bar{G}_{отб} \geq 0,35$.

3.3 Обобщение результатов исследования

Сравнение экспериментальных данных, полученных при различных значениях \bar{F} , показывает, что для отбора 35 % пара оптимальными являются конструкции с широким горлом $\bar{S} = 0,33$. Для отбора 25 % пара оптимальными являются диффузоры с $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$ и $\bar{S} = 0,114...0,222$. Для диапазона расходов $\bar{G}_{отб} = 0,25...0,35$ могут быть рекомендованы диффузоры с радиальностью $\bar{D} = 1,34$, углом $\gamma = 5^\circ$, отличающиеся шириной «горла», которую следует выбирать исходя из соотношения $\bar{S} \approx 0,8\bar{G}_{отб}$.

Результаты исследования 12 диффузоров в тракте с патрубком $\bar{F} = 0,23$ с погрешностью до 15 % обобщает эмпирическая формула [2]:

$$\zeta'_n = 1,82 \exp(-0,46\bar{D} - 3,00\gamma + 7,4\bar{G}_{отб} + 11,20\gamma\bar{S} - 11,70\alpha\bar{G}_{отб} - 0,15\alpha\bar{S} - 6,30\bar{G}_{отб}\bar{S}).$$

Углы α и γ следует подставлять в формулу в градусах, α – угол закрутки потока во входном сечении l , отсчитанный от осевого направления.

4 Оптимальный диффузор для среднего отбора $\bar{G}_{отб} = 0,15$

Такой отбор может иметь место при средней теплофикационной нагрузке. За третьей ступенью ЦСД турбины К-310-23,5 отбирается $\approx 17\%$ пара на турбопривод питательного насоса и один из регенеративных подогревателей. В отдельных случаях из двухпоточных цилиндров выполняются так называемые «концентрированные» регенеративные отборы величиной до 10 %, что уменьшает вдвое число отводящих патрубков.

Из таблицы 1 видно, что для отбора 15 % расхода через патрубок площадью $\bar{F} = 0,15$ следует использовать диффузор с $\bar{S} = 0,114 \approx 0,8\bar{G}_{отб}$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$. Изменение угла γ как в большую, так и в меньшую сторону, а также сужение «горла» \bar{S} до 0,09 повышает потери. Диффузор с широким горлом $\bar{S} = 0,33$, являющийся отрывным ($\bar{S} \gg \bar{G}_{отб}$), имеет такие же высокие потери, как и бездиффузорная конструкция с $\bar{S} = 0,343$. Максимальные потери имеет бездиффузорная конструкция с $\bar{S} = 0,106$.

Таблица 1.

Влияние параметров диффузора и площади патрубка отбора на потери тракта при $\bar{G}_{отб} = 0,15$

$\bar{F} = 0,15$					$\bar{F} = 0,23$					K_1
ζ'_n	\bar{S}	\bar{D}	γ	n_d	ζ'_n	\bar{S}	\bar{D}	γ	n_d	
2,2	0,114	1,34	5	3,1	–	–	–	–	–	–
2,6	0,09	1,34	5	3,5	–	–	–	–	–	–
2,8	0,114	1,24	5	2,35	2,5	0,114	1,24	5	2,35	0,52
2,9	0,106	1,34	10	5	1,95	0,114	1,34	10	4,8	1,65
2,9	0,114	1,15	10	2,45	2,6	0,114	1,15	10	2,45	0,52
3,1	0,114	1,15	5	1,8	2,1	0,114	1,15	5	1,8	1,83
3,3	0,33	1,24	5	1,63	–	–	–	–	–	1,75
3,3	0,343	1,0	–	1	–	–	–	–	–	–
3,8	0,114	1,34	0	1,34	2,9	0,114	1,34	0	1,34	1,57
7,2	0,106	1,0	–	1	–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	–	3,2	0,114	1,15	0	1,15	–
–	–	–	–	–	2,3	0,33	1,15	0	1,15	–
–	–	–	–	–	2,3	0,33	1,34	10	2,5	–
–	–	–	–	–	2,3	0,33	1,15	10	1,6	–

При $\bar{F} = 0,23$ варианты с «широким» горлом имеют достаточно высокие потери $\zeta'_n = 2,3$. Параметры \bar{D} и γ не влияют на полные потери тракта с $\bar{S} = 0,33$, что позволяет вычислить коэффициент $K_1 = 1,75$ для всех таких диффузоров. В экспериментах с $\bar{F} = 0,23$ оптимальный для $\bar{F} = 0,15$ диффузор не был испытан, а наилучший результат показал диффузор с $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 10^\circ$. Так как при

$\bar{F} = 0,15$, $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$ оптимальним был угол $\gamma = 5^\circ$, можно прогнозировать, что и для $\bar{F} = 0,23$, $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$ снижение угла с 10° до 5° уменьшит коэффициент ζ'_n как минимум до 1,8.

Таким образом, серия диффузоров с $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$, $\bar{S} \approx 0,8 \bar{G}_{отб}$ может быть рекомендована для всего исследованного диапазона расходов $\bar{G}_{отб} = 0,15 \dots 0,35$.

5 Влияние площади патрубка отбора на потери

С ростом площади патрубка \bar{F} полные потери снижаются тем значительнее, чем больше расход $\bar{G}_{отб}$ (рис. 1). При среднем расходе $\bar{G}_{отб} = 0,15$ изменение площади \bar{F} с 0,15 до 0,23 снижает полные потери на 0,3...1, комплекс $(\bar{G}_{отб}/\bar{F})^2$ на 0,575, чему соответствует коэффициент $K_1 = 0,52 \dots 1,75$ в табл. 1. Максимальный выигрыш от увеличения площади \bar{F} имеет место для «отрывных» диффузоров с широким «горлом» ($K_1 = 1,75$), «перерасширенного» диффузора со степенью расширения 4,8, а также диффузоров с невысокой степенью расширения $n_d = 1,33 \dots 1,8$. Для диффузоров с $n_d = 2,35 \dots 2,45$ коэффициент $K_1 = 0,52$. Таким образом, при отборе 15 % расхода изменение площади патрубка отбора в наименьшей степени влияет на работу трактов с диффузорами, степень расширения которых оптимальна или близка к оптимальной. Сложный характер зависимости коэффициента K_1 от параметров диффузора обусловлен влиянием структуры потока за диффузором на течение в патрубке отбора.

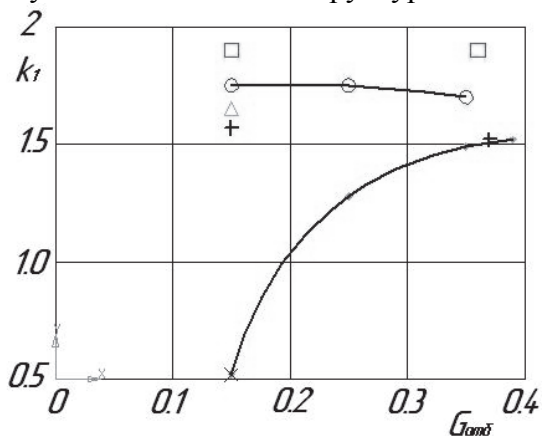


Рис. 2 – Значения коэффициента K_1 :
 • – $\bar{S} = 0,114$; $\bar{D} = 1,24$; $\gamma = 5^\circ$; ○ – $\bar{S} = 0,33$

На рис. 2 показано влияние расхода $\bar{G}_{отб}$ на коэффициент K_1 . Нижняя линия, построенная для «базового» варианта, может быть использована и для варианта с большей степенью радиальности: $\bar{S} = 0,114$, $\bar{D} = 1,34$, $\gamma = 5^\circ$, $n_d = 3,1$. Если $\bar{S} = 0,33$, то коэффициент $K_1 \approx 1,7$ и не зависит от параметров диффузора и расхода в отбор. Для горла $\bar{S} = 0,222$, являющегося оптимальным для расхода $\bar{G}_{отб} = 0,25$, можно принять $K_1 \approx 1,5$.

Значения коэффициента K_1 , полученные для диапазона $\bar{F} = 0,15 \dots 0,23$, приходится экстраполировать на большие

площади \bar{F} , характерные для натуральных конструкций. Так как оптимальная скорость пара в трубопроводной части тракта отбора находится на уровне 50 м/с, потребная площадь патрубка отбора $\bar{F} = \bar{G}_{отб} C_{1a\text{ ср}}/50$. При $C_{1a\text{ ср}} = 100$ м/с патрубков с $\bar{F} = 0,23$ является оптимальным для отбора лишь 11,5% пара. Поэтому для расчета потерь в тракте отбора за шестой ступенью ЦСД турбины К-310-23,5 ($\bar{G}_{отб} = 0,25$, $\bar{F} = 0,5$) необходимо использовать результаты исследований с патрубком $\bar{F} = 0,23$, а затем учитывать изменение площади \bar{F} с 0,23 до 0,5.

Заклучение

Для диапазона расходов $\bar{G}_{отб} = 0,25...0,4$ определены оптимальные параметры диффузоров трактов отборов: $\bar{D} \approx 1,34$, $\gamma \approx 5^\circ$, $\bar{S} \approx 0,8\bar{G}_{отб}$. Вероятно, на эти оптимальные параметры можно ориентироваться и при проектировании трактов регенеративных отборов $\bar{G}_{отб} = 0,04...0,07$. Установлен сложный характер влияния относительной площади патрубка отбора на уровень потерь, что дает возможность рассчитывать натурные тракты отбора. Для патрубка $\bar{F} = 0,23$ приведена эмпирическая формула, позволяющая рассчитать потери при любых сочетаниях параметров диффузора, расхода рабочей среды и закрутки потока за предотборной ступенью.

Список литературы: 1. Определение окружной неравномерности давлений и потерь к тракте теплофикационных отборов турбин [Текст] / А. В. Гаркуша, А. В. Лапузин, А. Г. Понкратова и др. // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1988. – Вып. 46. – С. 3–9. 2. Железников, М. Д. Совершенствование диффузорных элементов проточной части паровых турбин [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Железников Михаил Дмитриевич. – Харьков, 1989. – 246 с. 3. Гаркуша, А. В. Определение оптимальных размеров радиальных кольцевых диффузоров, установленных в тракте отбора паровых турбин [Текст] / А. В. Гаркуша, М. Д. Железников, А. В. Лапузин // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1995. – Вып. 53. – С. 82–95. 4. Лапузин, А. В. К расчету потерь в трактах отборов паровых турбин [Текст] / А.В. Лапузин // Энергетическое машиностроение. – Харьков : Выща школа, 1990. – Вып. 50. – С. 23–28.

Bibliography (transliterated): 1. Garkusha, A. V., et al. "Opredelenie okruzhnoy neravnomernosti davlenij i poter' k trakte teplofikacionnyh otborov turbin." *Jenergeticheskoe mashinostroenie*. Vol. 46. Kharkov : Vyshha shkola, 1988. 3–9. Print. 2. Zheleznikov, M. D. *Sovershenstvovanie diffuzornyh jelementov protochnoj chasti parovyh turbin. Dis. ... kand. tehn. nauk*. Kharkov, 1989. Print. 3. Garkusha, A. V., M. D. Zheleznikov and A. V. Lapuzin. "Opredelenie optimal'nyh razmerov radial'nyh kol'cevyyh diffuzorov, ustanovlennyh v trakte otbora parovyh turbin." *Jenergeticheskoe mashinostroenie*. Vol. 53. Kharkov : Vyshha shkola, 1995. 82–95. Print. 4. Lapuzin, A. V. "K raschetu poter' v traktah otborov parovyh turbin." *Jenergeticheskoe mashinostroenie*. Vol. 50. Kharkov : Vyshha shkola, 1990. 23–28. Print.

Поступила (received) 13.02.2015