

УДК 621.165

А.В. ЛАПУЗИН*, канд. техн. наук, ЧАН САН ЛИМ**, Ю.А. ЮДИН*, канд. техн. наук,
В.П. СУББОТОВИЧ*, канд. техн. наук

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

** *SAMSUNG TECHWIN CO. LTD, Republic of Korea*

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Розглянутий вплив геометричних і аеродинамічних характеристик комплексу кільцевих соплових решіток на витратні характеристики безбандажного робочого колеса при різних величинах периферійного радіального зазору. Наведені дані про коефіцієнти витрати радіального зазору і кути виходу з робочого колеса в широкому діапазоні режимів.

The influence of the set of circular nozzle cascades' geometrical and aerodynamical characteristics on the unshrouding blade wheel's flow rate characteristics under different sizes of the tip clearance is researched. The data about the tip clearance leakage coefficients of blade wheel and the angles of its exits in the wide range of modes is given.

В процессе экспериментального исследования ступеней паровых и газовых турбин основное внимание обычно уделяется вопросам экономичности неподвижной и вращающихся решеток. Сравнительно небольшое количество работ посвящено коэффициенту расхода сопловой решетки, которая в основном и определяет пропускную способность ступени. Информации о коэффициентах расхода рабочих решеток крайне мало и получена она в большинстве случаев как результат продувки прямых решеток профилей равномерным слаботурбулентным потоком [1, 2]. Использование в тепловых расчетах ступеней не достаточно точных данных о коэффициентах расхода μ_d приводит к заметной погрешности в определении давления между сопловой и рабочей решетками, что при малых скоростях потока в межвенцовом зазоре в какой-то мере влияет и на расход через ступень.

В НТУ «ХПИ» около пяти лет назад было выполнено комплексное экспериментальное исследование, в котором исследовалось влияние на рабочее колесо (РК) средней веерности трех сопловых решеток и решетки цилиндрических стержней. Измерения неравномерных в радиальном и тангенциальном направлениях полей параметров перед и за РК выполнялись ориентируемыми пневмометрическими зондами. Это позволило определить экономичность и расходные характеристики всех решеток. Данные о коэффициентах потерь в РК рассматривались в ранее опубликованной статье [3]. Ниже рассматриваются расходные характеристики РК: коэффициент расхода μ_d и угол выхода потока из РК β_2 .

Методика определения μ_d и β_2

При определении интегрального коэффициента расхода РК $\mu_d = G/G_t$ фактический расход G находился с помощью расходомерной диафрагмы экспериментального стенда. Теоретический расход через РК вычислялся как сумма теоретических расходов через большое количество элементарных ступеней, расположенных между поверхностями равного расхода, с помощью которых исследуемая ступень разбивалась на элементарные ступени. Теоретический расход

через радиальный зазор площадью F_δ находился по параметрам потока в относительном движении в периферийной зоне межвенцового зазора. Осреднение параметров в тангенциальном направлении в контрольных сечениях перед и за РК производилось из условия сохранения четырех интегральных характеристик потока в тангенциальном направлении. На дозвуковых режимах давление в горловом сечении рабочей решетки на поверхностях равного расхода принималось равным давлению в контрольном сечении 2 за РК.

Осредненный угол β_2 выхода потока из РК в сечении 2 однозначно увязан с коэффициентом расхода μ_d формулой

$$\sin \beta_2 = \frac{\mu_d}{\psi} \frac{V_2}{V_{2t}} \frac{F_p + F_\delta}{F_{T2}}, \quad (1)$$

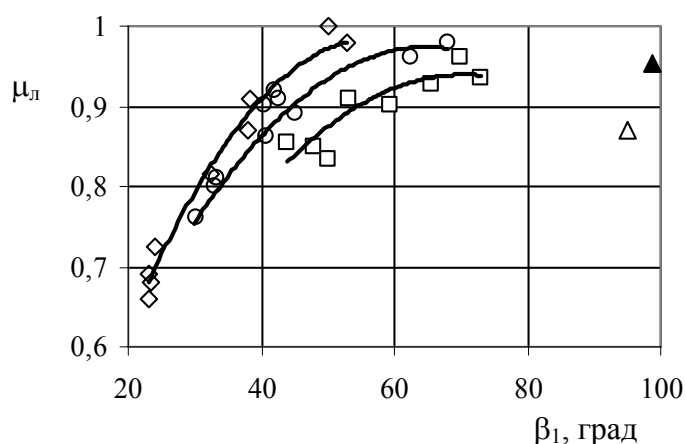
где ψ – интегральный коэффициент скорости РК с учетом потерь от периферийной утечки, F_p – горловая площадь рабочей решетки, F_{T2} – торцевая площадь сечения 2, V_2/V_{2t} – отношение удельных объемов за РК в действительном и теоретическом процессах расширения. Если число Маха $M_{2t} < 0,3$, отношение $V_2/V_{2t} \approx 1$.

Расходные характеристики РК при радиальном зазоре 0,22 мм

Рабочая решетка выполнена из лопаток переменного сечения высотой $l_n = 20,8$ мм. Входной угол рабочей решетки на среднем радиусе β_{1r} составляет 60° .

Расходные характеристики РК с заданными геометрическими параметрами зависят, как известно, от критериев Маха M_{2t} , Рейнольдса Re_{2t} , углов β_1 входа потока в решетку в различных ее сечениях, а также от микроструктуры потока перед РК. Если при испытании прямых пакетов рабочих решеток в стационарных условиях [2] поток перед ними равномерный слаботурбулентный, то, как известно, в условиях работы турбинной ступени поток за сопловой решеткой и соответственно перед РК неравномерен и нестационарен, что влияет на характеристики РК. С ростом потерь в соплах изменяется характер течения в пограничном слое у поверхности рабочих лопаток, интенсифицируются периодически нестационарные процессы в РК, что приводит к снижению интегрального коэффициента скорости РК ψ [3], а также, как это будет показано ниже, интегрального коэффициента расхода μ_d . В отдельных случаях на ψ и μ_d может повлиять и число Струхала рабочей решетки $Sh_n = (U/W_{2t})(b_n/t_c)$.

Установленные перед РК сопловые решетки имели одинаковый средний диаметр 175 мм, высоту 20 мм, а отличались углами α_1 (19° , 27° , 45°), толщиной выходных кромок и величиной потерь. Принципы проектирования данного комплекта сопловых решеток подробно рассмотрены в работе [4]. Отметим, что при заданных значениях угла β_1 и критериев M_{2t} , Re_{2t} увеличение угла α_1 сопровождается снижением степени расширения в ступени и частоты вращения ротора, что существенно облегчает проведение эксперимента. Повышение потерь в среднем сечении сопла $\zeta_{ср}$ от 0,06 до 0,07, а затем до 0,15 при переходе от решетки с $\alpha_1 = 19^\circ$ к решеткам с $\alpha_1 = 27^\circ$ и $\alpha_1 = 45^\circ$ было продиктовано вопросами моделирования тангенциальной неравномерности параметров потока перед РК.



◇, ○, □ сопла $\alpha_1 = 19^\circ, 27^\circ, 45^\circ$, соответственно
 ▲, Δ решетка стержней при $M_{2t} = 1,1; 0,58$ и
 $Re_{2t} = 4,6 \cdot 10^5; 2,4 \cdot 10^5$, соответственно

Рис. 1. Влияние входных условий на коэффициент расхода РК

Как видно из рис. 1 коэффициент расхода РК $\mu_{\text{л}}$ существенно зависит от характеристик установленных перед ним сопел, а также осредненного угла входа потока β_1 . Разброс экспериментальных точек связан с погрешностями измерений, а также изменением M_{2t} в диапазоне от 0,22 до 1,1 и Re_{2t} от 10^5 до $4,6 \cdot 10^5$. Наиболее сильное совместное влияние M_{2t} и Re_{2t} проявляется тогда, когда перед РК находится решетка стержней ($\alpha_1 = 90^\circ$).

По мере увеличения абсолютной величины отрицательного угла атаки $\beta_1 - \beta_{1Г}$

снижается коэффициент скорости ψ , что и является основной причиной снижения коэффициента расхода $\mu_{\text{л}}$ в трех исследованных ступенях.

При фиксированных значениях параметров потока в относительном движении β_1 , M_{2t} и Re_{2t} максимальную пропускную способность имеет ступень с $\alpha_1 = 19^\circ$, а минимальную – с $\alpha_1 = 45^\circ$. Эти различия в $\mu_{\text{л}}$ обусловлены в первую очередь изменением интегральных потерь в РК $\zeta_{\text{л}}$ в результате замены сопловых лопаток.

Для нахождения $\zeta_{\text{л}}$ в данном РК при нулевом радиальном зазоре была предложена [3] эмпирическая зависимость

$$\zeta_{\text{л}} = \zeta_{\text{лпр}} + \zeta_{\text{с ср}} + 46 \cdot 10^{-6} (\beta_1 - \beta_{1Г}) (\beta_1 - \beta_{1Г} - 100) + 0,025 \left[1 - (|1 - 4 \cdot Sh_{\text{л}}|)^{1,5} \right]^2,$$

в которой последнее слагаемое следует принимать равным нулю, если число $Sh_{\text{л}} > 0,5$. Причиной роста лопаточных потерь в ступенях с большими углами α_1 является увеличение комплекса $\zeta_{\text{с ср}} + 0,025 \left[1 - (|1 - 4 \cdot Sh_{\text{л}}|)^{1,5} \right]^2$.

На рис. 2 представлены зависимости угла выхода потока β_2 от основных режимных параметров β_1 , M_{2t} , Re_{2t} и угла α_1 , которые получены для радиального зазора 0,22 мм. На контрольных режимах с одинаковыми β_1 , M_{2t} , Re_{2t} увеличение угла α_1 сопровождается снижением, как коэффициента скорости ψ , так и коэффициента расхода $\mu_{\text{л}}$. Поскольку темп снижения ψ выше, чем $\mu_{\text{л}}$, угол β_2 заметно повышается с ростом угла α_1 (см. формулу (1)).

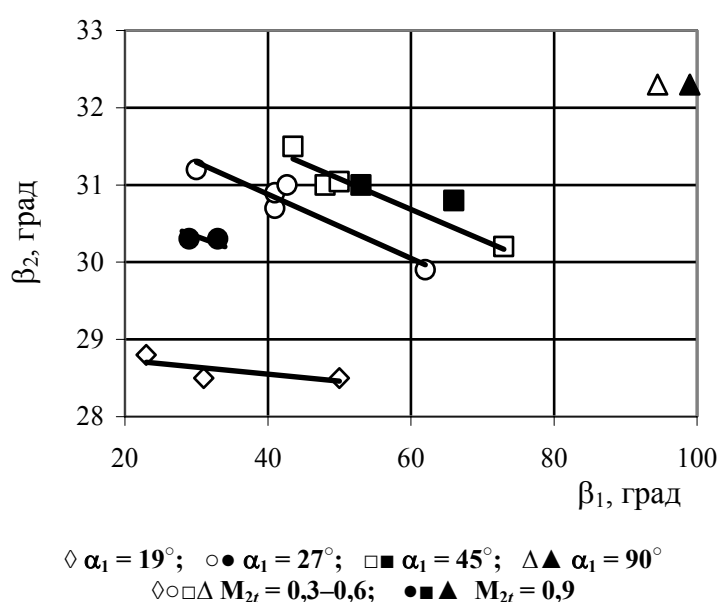


Рис. 2.

При $\beta_1 = \text{const}$ совместное увеличение M_{2t} и Re_{2t} сопровождается незначительным повышением коэффициента скорости ψ и снижением угла β_2 в ступени с решеткой $\alpha_1 = 27^\circ$ на режимах с большими углами атаки. В ступенях с решетками $\alpha_1 = 45^\circ$ и 90° влияние режимных критериев M_{2t} и Re_{2t} на угол β_2 незначительное и находится в пределах погрешностей измерений. В ступени с сопловой решеткой $\alpha_1 = 19^\circ$, имеющей минимальные потери, угол β_2 также минимален.

Влияние радиального зазора на расходные характеристики РК

В проведенном эксперименте радиальный зазор изменялся в диапазоне от 0,22 до 1 мм за счет изменения диаметра кольца над РК. Анализ экспериментальных данных, представленных на рис. 3, позволяет заключить, что в отличие от рассмотренных выше характеристик ступени μ_λ и β_2 коэффициент расхода радиального зазора μ_δ практически не зависит от параметров сопловой решетки, от величины зазора, а определяется главным образом углом β_1 .

Для ориентировочной оценки влияния зазора на коэффициент μ_λ можно пренебречь изменением вдоль радиуса параметров потока. В этом случае μ_λ будет определяться коэффициентом μ_δ , коэффициентом расхода собственно рабочей решетки μ_p и соотношением площадей радиального зазора F_δ и горлового сечения рабочей решетки F_p :

$$\mu_\lambda = (\mu_\delta F_\delta + \mu_p F_p) / (F_\delta + F_p). \quad (2)$$

В ступенях с малым относительным радиальным зазором $\bar{\delta} = \delta/l_\lambda = 0,01$ коэффициент расхода РК μ_λ лишь незначительно отличается от коэффициента расхода рабочей решетки μ_p . Поскольку μ_δ более чем в два раза меньше, чем μ_p , рост радиального зазора должен приводить к снижению μ_λ . В эксперименте увеличение $\bar{\delta}$ от 0,01 до 0,05 привело к уменьшению μ_λ на 0,02–0,04.

Для оценки влияния $\bar{\delta}$ на угол β_2 воспользуемся (1). Как известно, на оптимальных режимах работы необандаженной ступени реактивного типа потери от периферийной утечки можно найти по формуле $\Delta \eta^* = (1,6 \div 1,8) \bar{\delta}$. При увеличении $\bar{\delta}$ от 0,01 до 0,05 эти потери возрастают, а коэффициент ψ соответственно снижается на

0,06–0,07. Расчеты по формуле (1) показывают, что соответствующие такому росту $\bar{\delta}$ изменения ψ , μ_d , F_δ должны привести в ступени с $\alpha_1=19^\circ$ к увеличению угла β_2 на $\sim 3,5^\circ$, если площади F_p и F_{T2} сохраняются неизменными.

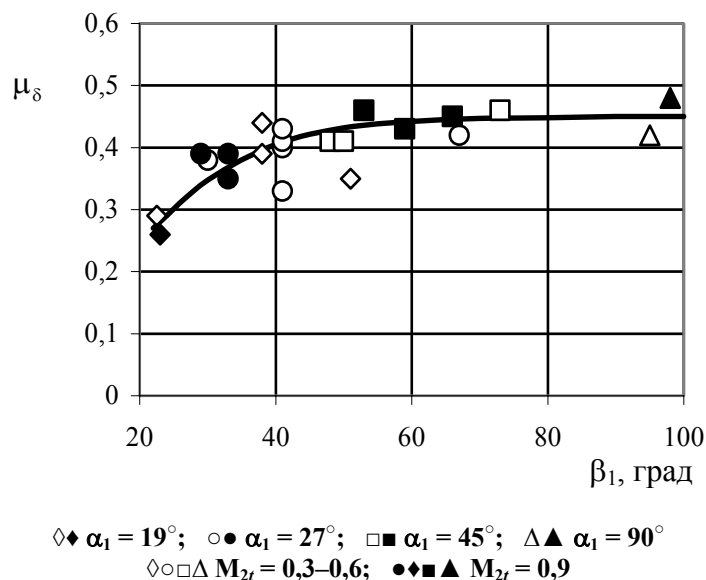


Рис. 3.

Основные выводы

1. Коэффициент расхода кольцевой щели над необандаженным РК практически не зависит от конструктивных особенностей установленной перед ним сопловой решетки, от параметров $\bar{\delta}$, M_{2t} , Re_{2t} , а определяется в основном величиной угла β_1 .

2. Интегральный коэффициент расхода РК зависит не только от основных режимных параметров β_1 , M_{2t} , Re_{2t} , но также и характеристик сопловой решетки, влияющих на уровень тангенциальной неравномерности параметров потока и степень его турбулентности в вихревых

кромочных следах; от числа Струхали рабочей решетки Sh_d и радиального зазора над ней.

3. В проведенном эксперименте осредненный угол выхода потока из РК β_2 повышался, как при увеличении периферийного радиального зазора и потерь в соплах, так и при снижении числа Струхали Sh_d ниже 0,5.

Литература

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 384 с.
2. Дейч М.Е. Атлас профилей решеток осевых турбин / М.Е. Дейч, Г.А. Филиппов, Л.Я. Лазарев. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
3. Лапузин А.В. Влияние периодически нестационарных процессов на потери в рабочих колесах осевых турбин / А.В. Лапузин, Ч.С. Лим, В.П. Субботович, Ю.А. Юдин // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 30-35.
4. Лим Ч.С. Методика моделирования газодинамических процессов в высоконагруженных ступенях газовых турбин / Ч.С. Лим, А.В. Лапузин, В.П. Субботович, Ю.А. Юдин // Новые решения в современных технологиях. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – Т. 12, № 9. – С. 186-190.

© Лапузин А.В., Лим Чан Сан, Юдин Ю.А., Субботович В.П., 2008