

Р. Ф. Муртазин, И. М. Шубкин, В. А. Футин,
М. Н. Серазутдинов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ В ПОЛУОТКРЫТОМ ОСЕРАДИАЛЬНОМ РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ МУЛЬТИПЛИКАТОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА, СВЯЗАННЫХ С ЗАЗОРОМ МЕЖДУ ТОРЦАМИ ЕГО ЛОПАТОК И НЕПОДВИЖНЫМ ПОКРЫВНЫМ ДИСКОМ, ЧИСЛЕННЫМ МЕТОДОМ

Ключевые слова: центробежный компрессор, полуоткрытое осерадиальное рабочее колесо, численный метод, зазор.

Выявлена зависимость потери напора β_H от величины зазора δ и коэффициента расхода φ_{r2} , которая в дальнейшем будет применена при расчете характеристик подобных ступеней.

Keywords: centrifugal compressor, semiopen type axial-radial impeller, numerical method, clearance.

Relationship has been revealed between the head loss, clearance and flow factor. The above relationship will subsequently be used for calculation of characteristics of the similar stages.

Специфической конструктивной особенностью полуоткрытого осерадиального рабочего колеса (РК) является зазор между торцами его лопаток и неподвижным покрывным диском. Наличие этого зазора оказывает значительное влияние на характеристику РК, которое может быть выражено снижением КПД РК на 18 %, и на характеристику ступени, что требует учета его при разработках проточной части компрессоров и расчета их характеристик.

Цель настоящей работы – изучение структуры потока численным методом в полуоткрытом РК при различных величинах зазора между торцами лопаток и неподвижным покрывным диском для определения характера и степени влияния зазора на характеристику РК.

В качестве объекта исследования выбрана ступень мультипликаторного центробежного компрессора с осерадиальным полуоткрытым РК, имеющем наружный диаметр РК $D_2 = 0,3$ м, угол выхода лопатки $\beta_{л2} = 50^\circ$, с лопаточным диффузором и кольцевой сборной камерой. Условный коэффициент расхода $\Phi_0 = 0,055$ и коэффициент полного напора $\psi^* = 0,58$, соответствуют оптимальному режиму работы [1].

Геометрическая модель, необходимая для создания расчетной модели в программе Flow Vision, состояла из трех звеньев: входного аппарата осевого типа, РК и лопаточного диффузора и представляла осесимметричный сектор с одной лопаткой РК и диффузора. Применительно к рассматриваемой задаче в программе Flow Vision выбрали модель расчета «Полностью сжимаемая жидкость», SST модель турбулентности. Сжимаемый газ – воздух. Частота вращения РК соответствовала частоте вращения при экспериментальном исследовании. На выходе из ступеней задавали массовый расход, приведенный к площади поперечного сечения канала и соответствующий производительности ступени на данном режиме.

Численный эксперимент проведен при числе Маха - $M_{u2} = 1$, коэффициентах расхода $\varphi_{r2} = C_{r2}/u_2 = 0,225 \dots 0,33$ и величинах зазора $\delta = 0-4$ мм.

На основе расчетных данных строились графики зависимости коэффициента теоретического напора $\Phi_{u2} = C_{u2}/u_2$ от коэффициента расхода φ_{r2} .

В результате проведенного численного эксперимента, в соответствии с оговоренными условиями, получены результаты для пяти вариантов моделей РК (см. таблицу), отличающихся величиной зазора δ .

Таблица 1 – Варьируемые геометрические параметры

Номер варианта	Состояние покрывного диска	Зазор, мм
1	Вращается	0
2	Не вращается	0,8
3		1,6
4		4
5		

Каждый вариант рассчитан при трех-четырёх значениях φ_{r2} . Графики функций $\Phi_{u2}/\Phi_{u2(2 \text{ вар})} 0,050 = f(\varphi_{r2})$, где $\Phi_{u2} (2 \text{ вар}) 0,050$ - Φ_{u2} для варианта №2 при $\Phi_0 = 0,050$, построенные по результатам расчетов для всех вариантов по величине зазора, представлены на рис. 1.

Для выяснения характера влияния зазора на эффективность полуоткрытого РК необходимо установить наличие или отсутствие потерь расхода и потерь напора.

Потери расхода от перетечки должны проявляться в виде обратных, от сечения 2-2 к сечению 1-1 РК, токов в зазоре между торцами лопаток и покрывным диском.

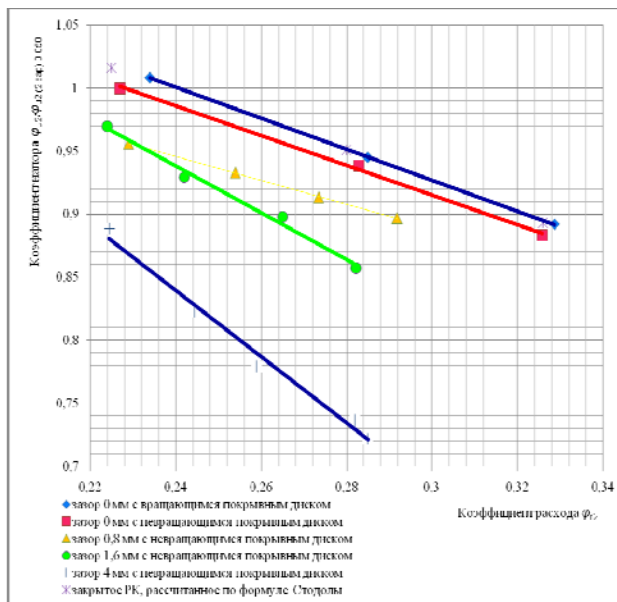


Рис. 1 - Графики функций $\Phi_{u2}/\Phi_{u2} (2 \text{ вар})_{0,050} = f(\varphi_{r2})$, построенные по результатам расчетов для вариантов №1-№5 по величине зазора

По мнению авторов [2, 3] такая форма потерь должна иметь место в полукрытых РК. Однако проведенное исследование показало их отсутствие.

На рисунках 2 и 3 приведены полученные в результате трехмерного расчета проекции на меридиональную плоскость векторов скоростей потока в канале РК для вариантов №1 и №5, в которых признаков обратных токов в обоих случаях не наблюдается; проекции векторов скоростей в пределах зазоров направлены от сечения 1-1 к сечению 2-2 РК.

Потери напора обусловлены перетеканием газа из канала в канал в направлении обратном вращению РК под действием перепада давлений на сторонах лопатки и трением о неподвижный покрывной диск. Из детального анализа потока в РК при наличии зазора имеют место значительно большие проекции скоростей в направлении, обратном вращению РК, особенно в зазоре.

Это свидетельствует о том, что при наличии зазора и неподвижного покрывного диска часть потока в канале РК совершает движение в направлении, обратном его вращению. Вследствие чего происходит «раскрутка» потока, векторы скоростей отклоняются в сторону, обратную вращению, угол вектора относительной скорости уменьшается, и коэффициент напора падает.

Таким образом, по вопросу о характере влияния материалов проведенного исследования склоняют в пользу версии авторов [4, 5] о том, что наличие зазора между торцами лопаток и неподвижным покрывным диском полукрытого РК приводит только к потере напора.

Для исследования зависимости потерь напора от величины зазора и других сопутствующих факторов рассчитаны характеристики

$\Phi_{u2}/\Phi_{u2} (2 \text{ вар})_{0,050} = f(\varphi_{r2})$ для вариантов моделей РК, указанных в таблице.

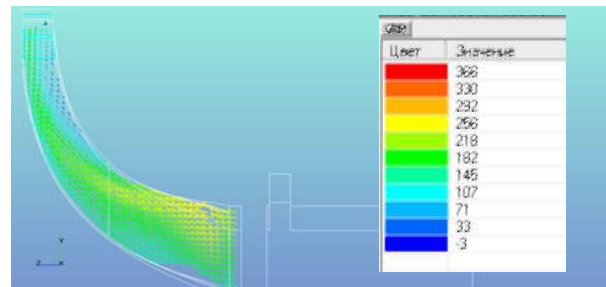


Рис. 2 – Проекция на меридиональную плоскость векторов скоростей потока в канале РК для варианта №1

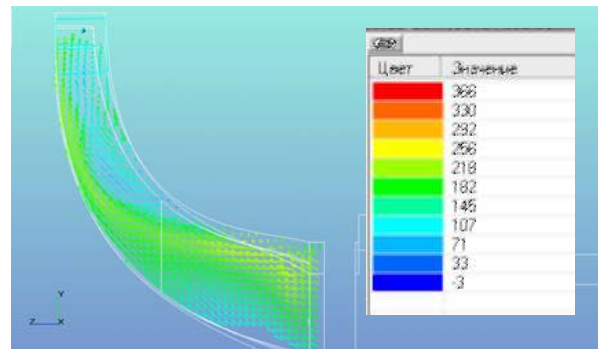


Рис. 3 – Проекция на меридиональную плоскость векторов скоростей потока в канале РК для варианта №5

В качестве первого, базового варианта, в котором исключены воздействия неподвижного покрывного диска и зазора, было рассчитано закрытое РК. Полученная характеристика $\Phi_{u2}/\Phi_{u2} (2 \text{ вар})_{0,050} = f(\varphi_{r2})$ (рис. 1) хорошо совпадает с характеристикой, рассчитанной по формуле Стодоль [6].

Для выделения влияния фактора трения в расчете варианта №2 покрывной диск неподвижен, а зазор установлен равным 0 мм. Зависимость $\Phi_{u2}/\Phi_{u2} (2 \text{ вар})_{0,050} = f(\varphi_{r2})$ в этом варианте пролегла ниже и параллельно зависимости базового варианта. Относительная потеря напора, возникающая вследствие трения газа о неподвижный покрывной диск в окружном движении можно выразить следующей формулой:

$$\beta_n = \frac{\Delta\Phi_{u2}}{\Phi_{u2}(1\text{вар})} = \frac{\Phi_{u2}(1\text{вар}) - \Phi_{u2}(2\text{вар})}{\Phi_{u2}(1\text{вар})},$$

где $\Phi_{u2} (1 \text{ вар})$ - коэффициент напора для базового варианта (с подвижным покрывным диском); $\Phi_{u2} (2 \text{ вар})$ - коэффициент напора для варианта с неподвижным покрывным диском. β_n в данном случае составила 1,2 %-1,5 % в диапазоне φ_{r2} от 0,225 до 0,325.

В вариантах №4 и №5 с большими зазорами, соответственно равными 1,6 мм и 4 мм, зависимости $\Phi_{u2}/\Phi_{u2} (2 \text{ вар})_{0,050} = f(\varphi_{r2})$ линейны и по мере возрастания зазора пролегают значительно ниже и круче по сравнению с базовым вариантом. Это означает, что возрастание β_n происходит в двух направлениях: по величине зазора δ и расходу φ_{r2} . В варианте с зазором 1,6 мм при изменении φ_{r2} в

диапазоне от 0,225 до 0,285 величина β_H возрастает линейно от 0,056 до 0,1326, а с зазором 4 мм в том же диапазоне изменения φ_{r2} величина β_H возрастает линейно от 0,0945 до 0,238.

При условии прямопропорциональности изменения β_H по обоим переменным, по результатам расчета вариантов №4 и №5, формула для расчета потери напора β_{Hi} при заданных δ_i и φ_{r2i} будет иметь вид:

$$\beta_{Hi} = \delta_i(0,429\varphi_{r2i} - 0,06306).$$

Однако, при уменьшении зазора до 0,8 мм (вариант №3) картина влияния меняется.

Зависимость $\varphi_{u2}/\varphi_{u2(2\text{вар})0,050} = f(\varphi_{r2})$ также сохраняет линейность и пролегает ниже исходной, но угол наклона линии уменьшается и изменение β_H меняется с прямопропорционального на обратнопропорциональное от коэффициента расхода φ_{r2} . При увеличении φ_{r2} от 0,228 до 0,29 β_H уменьшилось от 0,056 до 0,046. По-видимому, это связано с изменением течения в зазоре, обусловленным влиянием числа Рейнольдса. Однако в рамках этой работы точно установить это не удалось.

В результате проведенного анализа численного эксперимента для $\delta = 0-4$ мм установлено:

а) наличие зазора оказывает влияние на эффективность РК только в виде потерь напора –

$$\beta_H = \frac{\Delta H}{H} = \frac{\Delta \varphi_{u2}}{\varphi_{u2}}.$$

б) потери напора были исследованы как функция двух переменных – $\beta_H = f(\delta, \varphi_{r2})$;

в) при фиксированном значении коэффициента расхода $\varphi_{r2} = \text{const}$ относительная потеря напора β_H в исследованном диапазоне изменяется прямопропорционально величине зазора δ ;

г) при фиксированном значении величины зазора $\delta = \text{const}$, потери напора в исследованном

диапазоне изменяются прямопропорционально коэффициенту расхода φ_{r2} .

Таким образом, в результате проведенных работ выявлена зависимость потери напора β_H от величины зазора δ и коэффициента расхода φ_{r2} , которая в дальнейшем будет применена при расчете характеристик подобных ступеней.

Литература

- 1 Муртазин, Р.Ф. Исследование влияния зазора между корпусом и лопатками полукрытого рабочего колеса на эффективность мультипликаторного центробежного компрессора с помощью программы «Flow vision» / Р.Ф. Муртазин; И. М. Шубкин; В. А. Футин // Тезисы докладов IX международной конференции молодых специалистов «Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин» / ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа". – Казань: Слово, 2012. – С. 121-123.
- 2 Пфлейдерер, К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / под ред. В. И. Поликовского. – М.: Машгиз, 1960. – С. 600-650.
- 3 Эккерт, Б. Осевые и центробежные компрессоры. – М.: Машгиз, 1959. – С. 1-679.
- 4 Кампти, Н. Аэродинамика компрессоров. – М.: Мир, 2000. – С. 500-688.
- 5 Фирсова, Ю.А. Выходные устройства центробежного компрессора. Потери в них и их математическое описание / Ю.А. Фирсова, И.Г. Хисамеев // Вестник Казанского технологического университета. – 2010. – Т. 13. – № 9. – С. 483-489.
- 6 Виноградов, Б. С.; Красильников, В. А.; Алемасова, Н. А.; Новиков, А. Л. Исследование рабочего процесса и характеристик центробежных компрессоров / Труды КАИ. - 1960. - №56. - С. 157-162.
- 7 Рис, В. Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. - 1981. – С. 300-351.
8. Максимов, В.А. Компрессорное и холодильное машиностроение на современном этапе/ В.А. Максимов, А.А. Мифтахов, И.Г. Хисамеев //Вестник Казан.технол.ун-та. – Казань, 1998. – №1. – С. 104-113.

© Р. Ф. Муртазин - нач. бюро, ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа"; И. М. Шубкин - соискатель КНИТУ-КАИ, инж. ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа", shubkin-ivan@yandex.ru; В. А. Футин – канд. техн. наук, доц. каф. компрессорных машин и установок КНИТУ, vic_net1@mail.ru; М. Н. Серазутдинов – д-р техн. наук, проф., зав. каф. теоретической механики и сопротивления материалов КНИТУ, serazmn@mail.ru.