

Р. Ф. Муртазин, И. М. Шубкин, В. А. Фугин,  
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  $\beta_H$  от величины зазора  $\delta$  и коэффициента расхода  $\varphi_{r2}$ , 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  $\beta_{п2} = 50^\circ$ , 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  $\Phi_{r2} = C_{r2}/u_2 = 0,225 \dots 0,33$  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  $\Phi_{r2}$ .

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

**Таблица 1 – Варьируемые геометрические параметры**

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

Каждый вариант рассчитан при трех-четырёх значениях  $\varphi_{r2}$ . Графики функций  $\Phi_{u2}/\Phi_{u2(2 \text{ вар})} = f(\Phi_{r2})$ , где  $\Phi_{u2}$  (2 вар) 0,050 -  $\Phi_{u2}$  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.

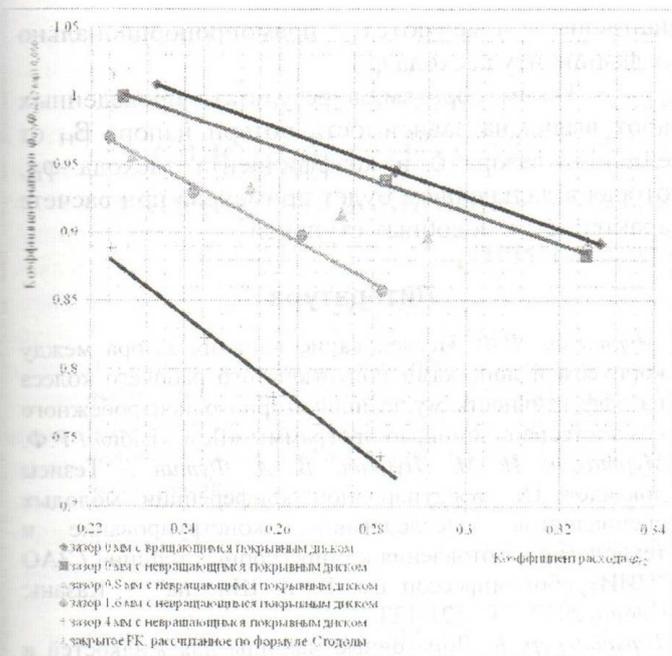


Рис. 1 - Графики функций  $\Phi_{u2}/\Phi_{u2} (2 \text{ вар}) 0,050 = f(\Phi_{r2})$ , построенные по результатам расчетов для вариантов №1-№5 по величине зазора

По мнению авторов [2, 3] такая форма потерь должна иметь место в полуоткрытых 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 материалы проведенного исследования склоняют в пользу версии авторов [4, 5] о том, что наличие зазора между торцами лопаток и неподвижным покрывным диском полуоткрытого РК приводит только к потере напора.

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

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

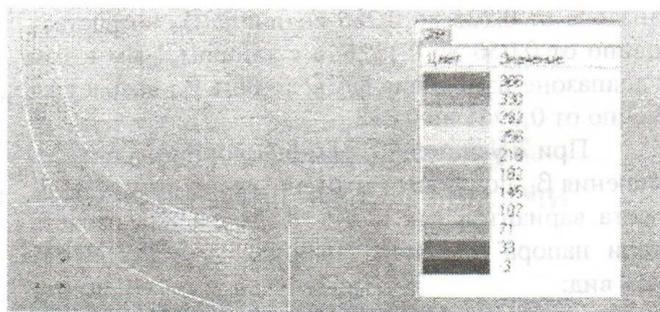


Рис. 2 - Проекция на меридиональную плоскость векторов скоростей потока в канале РК для варианта №1

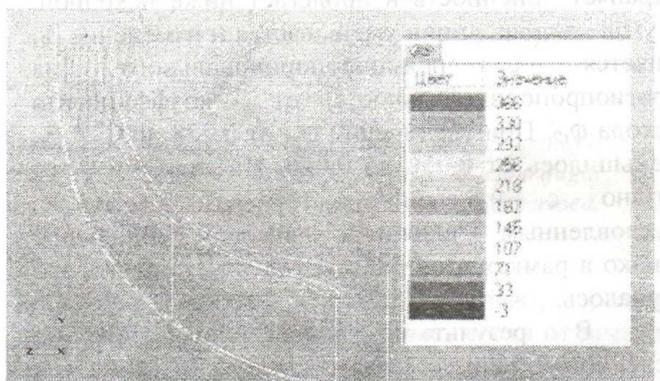


Рис. 3 - Проекция на меридиональную плоскость векторов скоростей потока в канале РК для варианта №5

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

Для выделения влияния фактора трения в расчете варианта №2 покрывной диск неподвижен, а зазор установлен равным 0 мм. Зависимость  $\Phi_{u2}/\Phi_{u2} (2 \text{ вар}) 0,050 = f(\Phi_{r2})$  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:

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

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.  $\beta_H$  в данном случае составила 1,2 %-1,5 % в диапазоне  $\Phi_{r2}$  от 0,225 до 0,325.

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

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

При условии прямопропорциональности изменения  $\beta_H$  по обоим переменным, по результатам расчета вариантов №4 и №5, формула для расчета потери напора  $\beta_{H1}$  при заданных  $\delta_i$  и  $\varphi_{r2i}$  будет иметь вид:

$$\beta_{H1} = \delta_i(0,429\varphi_{r2i} - 0,06306).$$

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

Зависимость  $\varphi_{u2}/\varphi_{u2(2вар)0,050} = f(\varphi_{r2})$  также сохраняет линейность и пролегает ниже исходной, но угол наклона линии уменьшается и изменение  $\beta_H$  меняется с прямопропорционального на обратнопропорциональное от коэффициента расхода  $\varphi_{r2}$ . При увеличении  $\varphi_{r2}$  от 0,228 до 0,29  $\beta_H$  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  $\beta_H$  в исследованном диапазоне изменяется прямопропорционально величине зазора  $\delta$ ;

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

диапазоне изменяются прямопропорционально коэффициенту расхода  $\varphi_{r2}$ .

Таким образом, в результате проведенных работ выявлена зависимость потери напора  $\beta_H$  от величины зазора  $\delta$  и коэффициента расхода  $\varphi_{r2}$ , которая в дальнейшем будет применена при расчете характеристик подобных ступеней.

## Литература

- 1 Муртазин, Р.Ф. Исследование влияния зазора между корпусом и лопатками полуоткрытого 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.