

УДК 622.44

Н.В. Макаров

УГОЛ РАСКРЫТИЯ ЭКВИВАЛЕНТНОГО ДИФФУЗОРА МЕЖЛОПАТОЧНОГО КАНАЛА РАДИАЛЬНОГО КОЛЕСА ВЕНТИЛЯТОРА

Математическое моделирование вихреисточника, как системы распределенных стоков, позволило уточнить формулу для расчета угла раскрытия эквивалентного диффузора межлопаточного канала рабочего колеса центробежного вентилятора. Доказано, что снижение эффективного угла раскрытия, обусловленного взаимодействием высокозергетического потока вихреисточника с основным течением в диффузоре на выходе из него. Это позволяет увеличивать угол раскрытия межлопаточного канала рабочего колеса, сохраняя при этом безотрывное обтекание и, как результат, существенно повысить давление, развиваемое вентилятором.

Ключевые слова: эквивалентный диффузор, угол раскрытия, циркуляция, эффективная площадь, вихревой камеры.

Для оценки потерь давления в межлопаточных каналах рабочих колес широкое распространение получил метод эквивалентного диффузора, основанный на использовании критериев течения в диффузорных каналах и предложенный К.А. Ушаковым [5]. Согласно этому методу предполагается, что коэффициент потерь давления ζ в межлопаточном канале зависит от степени расширения $\frac{S_{2k}}{S_1}$ и угла раскрытия γ_3 круглого диффузора эквивалентного по

площадям входного S_1 и выходного S_{2k} сечений и длине межлопаточному каналу колеса. Степень диффузорности и угол раскрытия эквивалентного диффузора подсчитываются по площадям входа потока S_1 в межлопаточный канал с учетом угла атаки набегающего потока и выходного сечения межлопаточного канала S_{2k} [2] (см. рис. 1).

В современных газоотсасывающих вентиляторах применяются рабочие колеса с загнутыми назад или S-образными лопатками. При сравнительно большей длине лопаток ℓ_n фактически образованный ими канал имеет малую относительную протяженность, в связи с чем характер течения в межлопаточных каналах таких колес определяется результатом взаимодействия процессов, свойственных как канальным течениям, так и обтеканию изолированных профилей.

Местная диффузорность, возникающая на поверхности лопатки во входном участке межлопаточного канала, вследствие отклонения параметров потока от их оптимальных значений, приводит к утолщению пограничного слоя из-за значительных положительных градиентов давления. Неустойчивый малоэнергетический пограничный слой, испытывая одновременно противодавление, вызванное и общей диффузорностью межлопаточного канала, теряет скорость и

отрывается от поверхности лопатки, образуя обширную зону отрывного вихреобразования.

В абсолютном большинстве случаев окружная скорость вращения колеса соизмерима или превышает относительную скорость потока в межлопаточном канале, что требует учета поперечной циркуляции потока при введении понятия эквивалентного диффузора. Кроме того, окружная скорость нарушает кинематическое подобие течений, влияя на степень сжатия потока во вращающемся диффузоре, не будучи при этом зависима от геометрических параметров канала. Таким образом, при исследовании энергетических характеристик потока во вращающемся диффузоре по отношению к неподвижному, необходимо учитывать особенности кинематики течения, обусловленные наличием поперечной циркуляции и дополнительного сжатия, вызванных окружной скоростью вращения.

Исследования показывают, что рассмотренный метод эквивалентного диффузора характеризует потери в межлопаточном канале только при дросселированных режимах работы вентилятора, когда угол атаки превышает его оптимальное значение. Данный способ расчета γ_e учитывает кинематическую диффузорность потока (см. рис. 1, в). В связи с чем рост потерь давления объясняется увеличением угла раскрытия эквивалентного диффузора. При углах атаки меньших его оптимального значения имеет место кинематическая конфузорность потока на входе (см. рис. 1 б) и по расчетам γ_e уменьшается, в то время как фактически происходит рост потерь давления. Несоответствие между изменениями геометрических параметров эквивалентного диффузора и потерей давления в межлопаточном канале обусловлено тем, что рассмотренный метод расчета γ_e не учитывает местную диффузорность, возникающую на входном участке канала и оказывающую большое влияние, особенно для шахтных вентиляторов, на процесс отрывного вихреобразования.

Известные методы расчета угла раскрытия эквивалентного диффузора, суммарно учитывающие влияние различных процессов, протекающих в межлопаточном канале, на потери давления в нем для уточнения геометрических параметров межлопаточного канала рабочего колеса при проектировании аэrodинамических схем не рассматривают влияние на величину угла раскрытия вращающегося эквивалентного диффузора вихревых камер [1].

С учетом результатов, полученных в [3] по расчету энергетических характеристик вихреисточника, установленного на выходном участке профиля и оказывавшего влияние на кинематические параметры потока на выходе из межлопаточного канала рабочего колеса, формулу для расчета диффузорности и кинематического угла раскрытия эквивалентного диффузора можно представить в виде (см. рисунок):

$$D_{\text{экв}} = \frac{(1 - \kappa_\gamma) \sqrt{\bar{b}_2^2 \sin \beta_{2n}}}{\bar{d}_1 \bar{b}_1 \sin \beta_1}; \quad (1)$$

$$\gamma_{\text{ки}} = 2 \operatorname{arctg} \frac{(1 - \kappa_\gamma) \sqrt{\bar{b}_2 \sin \beta_{2n}} - \sqrt{\bar{d}_1 \bar{b}_1} \sin \beta_1}{\sqrt{n_n l_n}}, \quad (2)$$

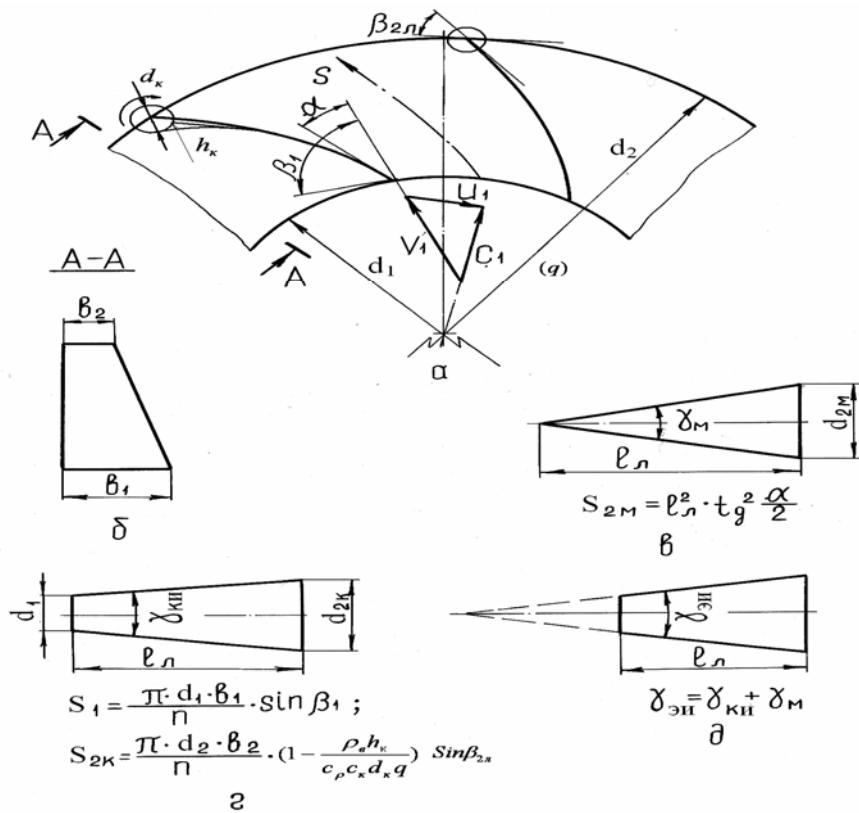


Схема перехода от межлопаточного канала рабочего колеса центробежного вентилятора (а) к эквивалентному диффузору с вихреисточником (д)

где $\kappa_\gamma = \frac{\rho_b \bar{h}_k}{c_\rho d_k c_k q}$ — коэффициент влияния циркуляции вихреисточника на эффективную площадь выходного сечения межлопаточного канала рабочего колеса; c_ρ , c_k — приведенные коэффициенты циркуляции и расхода вихреисточника.

Тогда угол раскрытия эквивалентного диффузора межлопаточного канала рабочего колеса с вихревой камерой, с учетом [4] можно представить в виде:

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{экв}} &= 2 \arctg \frac{\left| \tan \frac{\alpha_a}{2} \right|}{\sqrt{\pi}} + 2 \arctg \frac{(1 - \kappa_\gamma) \sqrt{b_2 \sin \beta_{2n}} - \sqrt{d_1 b_1 \sin \beta_1}}{\sqrt{n_n l_n}} + \\ &+ 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{\kappa_v \pi \bar{d}_1 \sin \beta_{1n} - 2 \kappa_R \bar{b}_2 \sin \beta_{2n}}{\pi n_n}}}{l_n}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $K_v = \frac{\omega}{V_1}$ — отношение угловой скорости вращения колеса к относительной скорости потока на входе в межлопаточный канал.

Согласно результатам исследований неподвижных диффузорных каналов [4], угол их раскрытия, при котором достигаются наименьшие потери энергии потока $\gamma_{opt} = 6^\circ$.

В табл. 1. приведены данные расчета угла раскрытия межлопаточных каналов ряда аэродинамических схем с использованием в них вихревых камер в виде циклона с диаметром $\bar{d}_k \leq 0.025$.

Таблица 1

Углы раскрытия межлопаточного канала наиболее распространенных радиальных аэродинамических схем

Аэродинам. схема	Ц78-19	Ц72-15	Ц80-10	Ц4-76	Ц4-67	Ц4-57	mz фирма KKK	GC-124 Польша
параметры								
D_3	1.16	1.19	1.28	1.18	1.24	1.10	1.34	1.20
γ_3	3.62	3.81	2.87	3.84	3.78	2.93	4.80	4.20
γ_{kv}	5.98	5.92	5.68	6.04	5.96	5.76	6.34	6.28
$\gamma_{\text{эв}}$	6.21	6.11	6.31	5.97	6.01	5.93	5.81	5.84
$\gamma_{\text{эви}}$	6.02	5.98	6.05	5.94	5.96	5.88	5.78	5.82
$D_{\text{эи}}$	1.14	1.15	1.23	1.15	1.21	1.07	1.31	1.17

Сравнивая γ_{opt} с данными таблицы можно сделать следующий вывод: кинематический угол раскрытия γ_{kv} , основанный на осреднении течения по импульсу потока в относительном движении, угол раскрытия эквивалентного вращающегося диффузора $\gamma_{\text{эв}}$ и угол раскрытия эквивалентного диффузора с вихревыми камерами $\gamma_{\text{эви}}$ соответствуют оптимальному углу раскрытия неподвижного диффузора. Отклонение $\gamma_{\text{эви}}$ с надежностью 0,97, согласно критерию Стьюдента не превышает 5 %.

Учитывая сказанное, можно считать, что (3) при подстановке в него $\gamma_{\text{эви}} = 6$ представляет собой уравнение существования радиальной аэродинамической схемы с высоким К.П.Д.

На базе данной методики расчета эквивалентного диффузора синтезирована радиальная аэродинамическая схема Ц145-20 с интегрированными вихреисточниками и спроектировано рабочее колесо газоотсасывающего вентилятора ВЦГ-7А с вихревыми камерами на выходных участках его лопаток, имеющего номинальное статическое давление на 25% выше давления вентилятора ВЦГ-7М при сохранении максимального К.П.Д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дорфман А.Ш., Сайковский М.И. Приближенный метод расчета потерь в криволинейных диффузорах при отрывных течениях. – В сб.: Промышленная аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1966, вып. 28, с. 98–119.
2. Локшин И.Л. Применение результатов испытаний вращающихся круговых решеток к аэродинамическому расчету колес центробежных вентиляторов. – В сб.: Промышленная аэродинамика. – М.: Машиностроение, 1963, вып. 25, с. 121–183.
3. Косарев Н.П., Макаров В.Н. Аэrodinamika kvasipotenzial'nogo tечения v mezhlopatoчnyx kanalaх rabochix kolес vysokonagruжennix centrlobezhnyx ventiliatorov: Nauchnoe izdanie. – Ekaterinburg: Izd-vo UГГУ, 2005. – 108 c.
4. Макаров В.Н., Копачев В.Ф. Угол раскрытия межлопаточного канала рабочего колеса центробежного вентилятора. – Izvestiya vuzov. Горный журнал, 2007, № 1, с. 88–93.
5. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 c. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

Макаров Николай Владимирович – кандидат технических наук, профессор, ассистент кафедры горной механики. Уральский государственный горный университет, e-mail mnikolay84@mail.ru



UDC 622.44

APERTURE ANGLE OF THE EQUIVALENT FAN DIFFUSER FOR THE RADIAL IMPELLER BLADE CHANNEL

Makarov N.V., PhD Eng, Professor, Assistant, Chair of Mining Mechanical Engineering,
Ural State Mining University

The whirlwind-sources modelling as system of the distributed drains, has allowed to specify the formula for calculation of a disclosing corner equivalent diffusor between-blades channel of the driving wheel centrifugal fan f. It is proved, that decrease in an effective corner of the disclosing caused by interaction high-energy stream whirlwind-sources with the basic current in diffusor on an exit from it. It allows to increase a disclosing corner between-blades the driving wheel channel, keeping thus a continuous flow and as result, the pressure developed by the fan is essential to raise.

The analyzed method of the equivalent diffuser shows losses in blade channel only under throttling operational mode of fan, when the impinging angle exceeds its optimum value.

Based on the equivalent diffuser calculation procedure, the radial aerodynamic configuration Ts145-20 with integrated vorticity sources has been synthesized, and the gas suction fan VTsG-7A impeller with vortex chambers at lips of the fan blades has been designed. The static fan pressure of VTsG-7A is 25% higher than the fan VTsG-7M has at the same maximum efficiency.

Key words: equivalent diffuser, disclosing corner, circulation, effective area, vortical chamber.

REFERENCES

1. Dorfman A.Sh., Saikovsky M.I., 1966. Approximated method of loss calculation in curved diffuser in separated flows, Industrial Aerodynamics, Issue 28, pp. 98–119.
2. Lokshin I.L., 1963. Application of the rotary circular grating test results to aerodynamic calculation of blower fan impellers, Industrial Aerodynamics, Issue 25, pp. 121–183.
3. Kosarev N.P., Makarov V.N., 2005. Aerodynamics of Quasi-Potential Flows in Blade Channels of High-Rate Blower Fan Impellers: Scientific Publication. Ekaterinburg: UGGU. P. 108.
4. Makarov V.N., Kopachev V.F., 2007. Aperture angle f blade channel of blower fan impeller, University Bulletin, Mining J., No. 1, pp. 88–93.
5. Taliev V.N., 1979. Ventilation Aerodynamics. Moscow: Stroizdat. P. 295.



ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЕЙ, ПРЕДСТАВЛЯЕМЫХ ДЛЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ В ГОРНОМ ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКОМ БЮЛЛЕТЕНЕ

1. Стандартный объем статьи 4-10 страниц. Статья представляется в одном экземпляре в напечатанном виде с приложением копии на любом носителе информации (дискете, CD, DVD, флэш-карте) в редакторе Word, включая рисунки, подрисуночные подписи и таблицы.

Возможна присылка статей по электронной почте
(e-mail: golubcov@gornaya-kniga.ru)

2. Статья должна иметь аннотацию, ключевые слова, библиографический список и сведения об авторе (авторах):

- аннотация к статье должна раскрывать её содержание и иметь объём в среднем не менее 250-300 слов;
- ключевые слова должны содержать 7-8 наименований;
- по каждому из авторов должны быть приложены сведения (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, ученое звание, почтовый адрес, телефон, e-mail).

3. На английском языке представляется следующая информация*:

- сведения об авторе (авторах);
- название статьи;
- аннотация;
- ключевые слова;
- пристатейный библиографический список.

* Переводчики в поисковых системах Интернета не использовать, т.к. оценивается качество англоязычного перевода.

4. На первой странице рукописи проставляется индекс УДК.

5. Рисунки принимаются в черно-белом или цветном исполнении с расширением .tif и разрешением 300 dpi. Статьи в цвете публикуются по согласованию с редакцией ГИАБ.

6. Формулы должны быть набраны только в формульном редакторе, например, MathType или Microsoft Equation Editor.

7. Просьба не создавать автоматически нумерованные списки.

8. Статья должна быть подписана авторами.

Примечание:

Плата с аспирантов за публикацию статей в порядке общей очереди не взимается.

Все статьи ГИАБ рецензируются. Редакция принимает решение о публикации по результатам научного рецензирования.