

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ДИФFUЗОРОВ ДИАГОНАЛЬНЫХ И РАДИАЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Рассмотрены вопросы профилирования пространственных решеток в центробежных компрессорах. Показано, что для получения идентичных характеристик плоских и пространственных решеток с произвольным изменением толщины достаточно соблюсти кинематическое и динамическое подобие.

Лопаточные диффузоры наряду с канальными получили широкое распространение при проектировании диагональных и радиальных компрессоров с высокой степенью повышения давления $\pi_k^* = 3,5 \dots 6,0$ и более. Степень расширения таких диффузоров может составлять $3,5 \dots 5,0$. Для повышения эффективности торможения эти диффузоры выполняются двух- или трехрядными, состоящими из круговых решеток, сдвинутых относительно друг друга по шагу [1–3]. Схема такого диффузора приведена на рис. 1 [2]. Исследования двухрядных диффузоров касались, в основном, оценки оптимального смещения рядов относительно друг друга по окружности, и хотя результаты экспериментов противоречивы (в работе [2] лопатки второго ряда рекомендуется располагать по середине лопаточного канала первого ряда

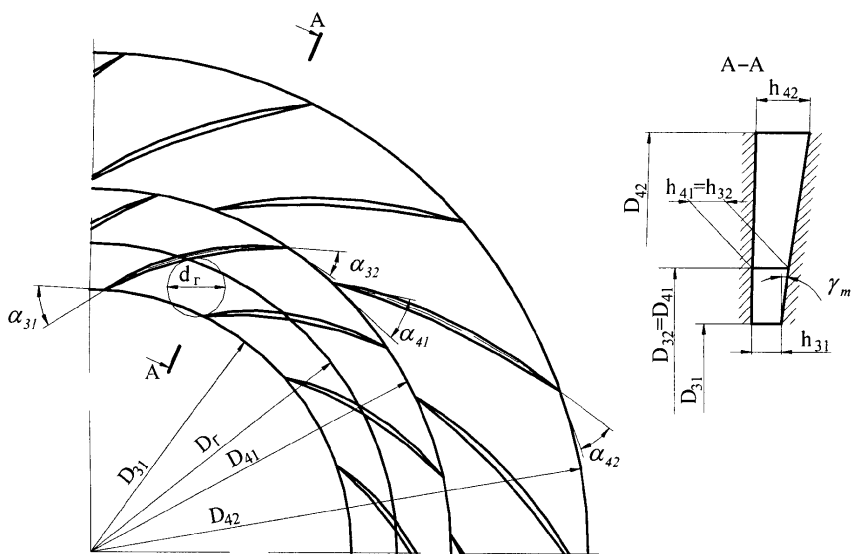


Рис. 1. Схема двухрядного диффузора

на выходе, в работе [3] — на $\pm 0,1$ шага от его задней кромки), все авторы отмечают, что при определенных соотношениях параметров, подбираемых экспериментально, двухрядные диффузоры позволяют уменьшить коэффициенты потерь и расширить диапазон устойчивой работы. Нагрузку между рядами во всех случаях необходимо распределять равномерно.

Что касается профилирования отдельных рядов, то самым распространенным способом является профилирование средней линии по дуге или по двум дугам окружности, сопрягаемым в области горла. Наиболее полно этот поход описан в работе [2].

В соответствии с рекомендациями работы [2] для получения высоких аэродинамических качеств, относительный диаметр диффузора выбирают в пределах $\bar{D}_d = 1,5 \dots 1,7$, причем чем меньше угол потока α_{31} на входе в диффузор, тем меньше \bar{D}_d . Относительный диаметр первого ряда $\bar{D}_1 = \frac{D_{41}}{D_{31}} = \sqrt{\bar{D}_d}$, угол раскрытия меридионального контура $\gamma_m = 4 \dots 6^\circ$. Суммарный угол поворота в диффузоре $\Delta\alpha_\Sigma = 8 \dots 12^\circ$, густота решетки $b/t = 1,9 \dots 2,2$, степень расширения первого ряда $\bar{F}_1 = \frac{F_{41}}{F_{31}} = 1,7 \dots 2,1$ при суммарной степени расширения $\bar{F}_\Sigma = 3,0 \dots 4,5$.

Достаточно широкий диапазон изменения основных геометрических параметров диффузора создает некоторую неопределенность их выбора, кроме того, отдельные рекомендации носят качественный характер.

Причиной этого является, с одной стороны, ограниченный объем экспериментальных данных, с другой стороны, — сложность их обобщения по геометрическими параметрам. Это можно объяснить тем, что в отличие от плоских решеток, диагональные и радиальные решетки являются трехмерными (пространственными).

Вместе с тем, в области осевых компрессоров накоплен богатый экспериментальный материал, касающийся выбора параметров профилирования, основанный на продувках плоских решеток и восходящий еще к Хауэллу. Этот подход позволяет выбрать оптимальную густоту решеток с точки зрения рациональных требований (максимального качества, номинального угла поворота, полудиапазона и т.д.) в зависимости от углов поворота $\Delta\alpha$ и угла выхода решетки $\alpha_{2л}$ (рис. 2).

Поэтому можно считать целесообразным при профилировании пространственных решеток максимально использовать опытные данные и рекомендации для осевых решеток, по крайней мере, в рамках одного ряда. Основным методом, с помощью которого делались эти попытки, является метод конформных отображений [1, 5].

При конформном отображении решетки с поверхности вращения на плоскость их координаты связывают между собой соотношениями:

$$dy = \frac{ds}{r};$$

$$dx = \frac{r d\varphi}{r} = d\varphi,$$

где x, y — координаты плоской отображенной решетки; ds — элемент длины меридионального контура пространственной решетки; φ — угловая координата. Для конической поверхности $\gamma = \text{const}$ (см. рис. 1), $dy = \frac{1}{\sin \gamma} \frac{dr}{r}$. Углы лопаток $\alpha = \arctg \frac{dy}{dx}$ при конформных отображениях сохраняются.

В работе [5] теоретически и экспериментально были исследованы диагональные решетки, расположенные в каналах постоянной высоты $h = \text{const}$ и постоянной меридиональной площади $f = \text{const}$. Эти решетки были получены конформным преобразованием из прямой решетки. Углы отклонения во всех трех решетках были одинаковыми, но канал $f = \text{const}$ обеспечивал такую же степень торможения скорости, что и исходная плоская решетка, в то время как канал $h = \text{const}$ создавал большую диффузорность.

Эксперименты показали, что одни и те же решетки, испытанные в каналах $h = \text{const}$ и $f = \text{const}$ имели разные результаты как по величинам потерь, так и по оптимальным углам атаки, а исходные плоские решетки и решетки в каналах $f = \text{const}$ — практически одинаковые характеристики. Некоторое незначительное отличие этих характеристик автор работы [5] относит за счет того, что диагональная решетка закручена по высоте.

Основной вывод, который можно сделать по данной работе, следующий: пространственные кинематически подобные решетки, полученные конформным отображением, имеют в области автомодельности практически одинаковые характеристики. Полное геометрическое подобие при этом отсутствует.

В работе [5] изменение распределения скоростей по профилю в пространственной решетке получено путем изменения толщины слоя при

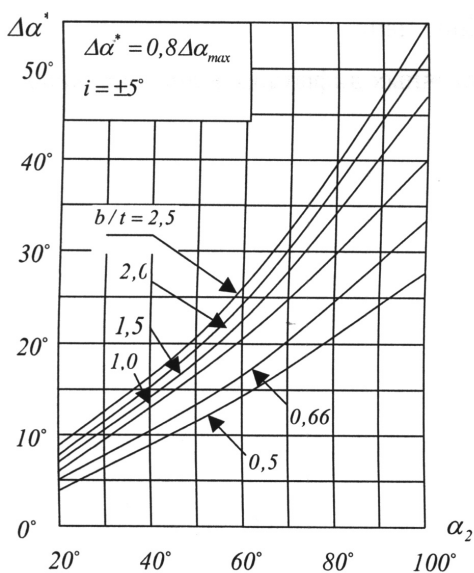


Рис. 2. Зависимость допустимого (номинального) угла поворота потока в решетке от ее густоты и угла выхода

сохранении углов поворота. Однако это условие неприемлемо для диффузоров центробежных компрессоров, где высота слоя или постоянна вдоль радиуса, или увеличивается (см. рис. 1). Поэтому условия профилирования слоя с $f = \text{const}$ не может быть выдержано.

В таком случае необходимо рассмотреть возможность получения идентичных эпюр скоростей по профилям плоской и пространственной решеток при заданном законе изменения высоты по радиусу пространственной решетки в результате изменения углов поворота. Известно [6], что кривым $b/t = f(\Delta\alpha, \alpha_2)$ на рис. 2 соответствует вполне определенное выражение $\bar{C} = C_2/C_1$, которое для идеальной несжимаемой жидкости можно найти из соотношения:

$$\bar{F}^{-1} = \bar{C} = \sin(\alpha_2 - \Delta\alpha) / \sin(\alpha_2),$$

где C — скорости в решетке, а индексы 1 и 2 относятся ко входу и выходу решетки соответственно. Зависимость, полученная по данному выражению из рис. 2, показана на рис. 3, из которого следует, что густоту решетки можно определять по торможению относительной скорости в ней.

Введем далее понятие эквивалентной плоской решетки, в которой густота, степень торможения скорости и, соответственно, геометрическая диффузорность равны. Угол выхода из диагональной решетки определяется из выражения

$$\sin \alpha_2 = \sin \alpha_1 \frac{\bar{F}}{h\bar{D}}.$$

Здесь $\bar{D} = \frac{D_2}{D_1}$ — отношение диаметра выхода к диаметру входа в

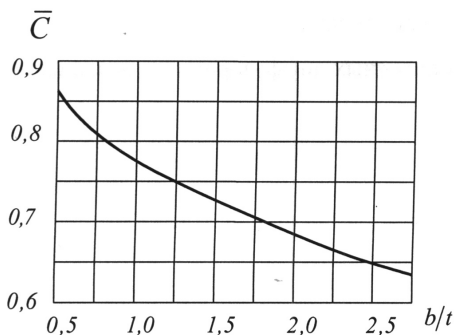


Рис. 3. Изменение степени торможения скорости потока от густоты решетки для решеток с номинальным углом поворота

решетку; $\bar{h} = h_2/h_1 = 1 + \frac{\bar{D} - 1}{2\bar{h}_1} \text{tg } \gamma_m$ — относительная высота канала (см. рис. 1), где $\bar{h}_1 = \frac{h_1}{D_1}$. Для прямой эквивалентной решетки $\sin \alpha_2 = \sin \alpha_1 \bar{F}$.

Форма профиля пространственной лопатки определяется конформным преобразованием из плоской решетки. В этом случае можно ожидать идентичного распределения скоростей по лопаткам, а

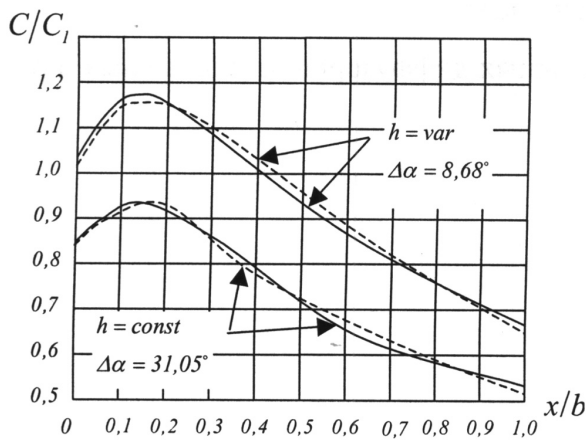


Рис. 4. Сравнение распределения скоростей по профилю радиальной решетки и плоской, эквивалентной ей:

профиль А-40; относительная толщина $\bar{C} = 5\%$; $b/t = 2$; $\alpha_1 = 30^\circ$; $h_2/h_1 = 1,4$; $\lambda_1 = 0,388$

при соблюдении динамического подобия или при работе решетки в области автомодельности — одинаковых характеристик решеток.

На рис. 4 сравниваются распределения скоростей пространственной и плоской эквивалентных решеток, полученные с помощью программы Star-CD.

Выводы. Предлагается метод геометрического профилирования пространственных решеток, основанный на продувках плоских решеток. В основу метода положено равенство степени диффузорности и относительной густоты в обеих решетках при разных углах поворота. Входные параметры в решетках предполагаются одинаковыми. Профиль пространственной решетки получается из профиля плоской решетки путем конформных преобразований. Распределение скоростей по профилю решеток при этом будет практически одинаковым, соответственно характеристики пространственных и плоских решеток будут идентичными. Данный подход позволяет использовать результаты продувки плоских решеток при проектировании неподвижных пространственных решеток.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гостелову. Аэродинамика решеток турбомашин. – М.: Мир, 1987. – 392 с.
2. Металиков С. М., Бышев Ю. В., Горбунов А. И. Расчет и профилирование радиальных двухрядных диффузоров // Двигателестроение. – 1980. – № 8. – С. 36–39.
3. Селезнев К. П., Галеркин Ю. Б. Центробежные компрессоры. – М.-Л.: Машиностроение, 1982. – 241 с.

4. Т е р е щ е н к о Ю. М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров. – М.: Машиностроение, 1988. – 168 с.
5. Н и к и т и н Н. Б. Исследование диффузорных диагональных решеток, лопаточные машины и аппараты. – М.: Машиностроение. Вып. 1, 1966. – С. 7–43.
6. Т е о р и я реактивных двигателей. Лопаточные машины / Под ред. Б.С. Стечкина. – М.: Оборонгиз, 1956. – 548 с.

Статья поступила в редакцию 28.06.2004

Александр Федорович Куфтов родился в 1940 г., окончил в 1963 г. Уфимский авиационный институт. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 67 научных работ в области газотурбостроения.

A.F. Kuftov (b. 1940) graduated from the Ufa Aviation Institute in 1963. D. Sc. (Eng.) professor of “Gas-turbine and Non-traditional Power Units” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 67 publications in the field of gas-turbine engineering.

Хоанг Конг Чанг родился в 1971 г., окончил в 1997 г. Ханойский университет. Аспирант МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области авиадвигателестроения.

Hoang Cong Trang (b. 1971) graduated from the Hanoi University in 1994. Post-graduate of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of aircraft engines building.

**В издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет книга**

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебник для вузов / А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Л. Бондаренко, Б.П. Борисов и др.; Под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 712 с.: ил.

Во втором, исправленном и дополненном издании (1-е изд. - под ред. В.И. Крутова 1986 г.) учебника, имеющего энциклопедический характер, рассмотрены основы термодинамики и теории теплообмена, топливо и его горение, схемы и элементы расчета котлов, промышленных печей, паро- и газотурбинных установок, холодильных установок и компрессоров, двигателей внутреннего и внешнего сгорания, ракетных и авиационных двигателей, атомных и плазменных энергоустановок. Приведены расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Кроме того, включены важные разделы, касающиеся космических энергоустановок, теплообменных аппаратов, гидромашин, фотонных энергосистем, криогенных систем для ожигенных газов, разделения воздуха, получения неона, криптона и ксенона, термозлектрических и термомагнитных низкотемпературных установок, а также систем регулирования. К работе над новыми разделами были привлечены известные специалисты. Большое внимание уделено вопросам экологии и защиты окружающей среды.

Содержание учебника соответствует курсам лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана и других крупных российских и зарубежных университетах.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению “Энергомашиностроение”

По вопросам приобретения обращаться по тел. 263-60-45;
e-mail: press@bmstu.ru