

# Диффузор.

## Понятие, виды.

Диффузор в гидроаэромеханике - это участок проточного канала (трубопровода), в котором происходит воздействие на поток, вызывающим его торможение. Диффузоры применяют для перехода кинетической энергии потока в потенциальную энергию, при этом минимизировав потери в скачках уплотнения и на трения. Диффузоры разделяют на два типа: дозвуковые ( $M < 1$ ) и сверхзвуковые ( $M > 1$ ). Их геометрия определяется из уравнения полученного из количества движения и сохранения масс.

$$\frac{du}{u} (1 - M^2) = - \frac{dA}{A},$$

где  $u$  — скорость потока,  $M$  — местное число  $M$  потока,  $A$  — местная площадь поперечного сечения потока.

· Рассмотрим дозвуковой диффузор. В дозвуковом диффузоре скорость изменяется обратно пропорционально площади поперечного сечения, т.е. для торможения потока диффузор должен расширяться. Поток в диффузорных элементах является сложной структурой что затрудняет расчет в результате достоверным оказывается эксперимент.

· Конический диффузор это самый распространенный и простой элемент, составленный из поверхности усеченного конуса . Конический диффузор имеет тот же набор параметров, что и плоский прямолинейный диффузор, геометрических параметров. Но будет уместным заменить высоты на диаметр (выхода и входа).

Набор параметров :  $\alpha$  ,  $L/D_1$  ,  $n=(D_2/D_1)^2$  Будет достаточно и двух параметров в определении формы конического диффузора.

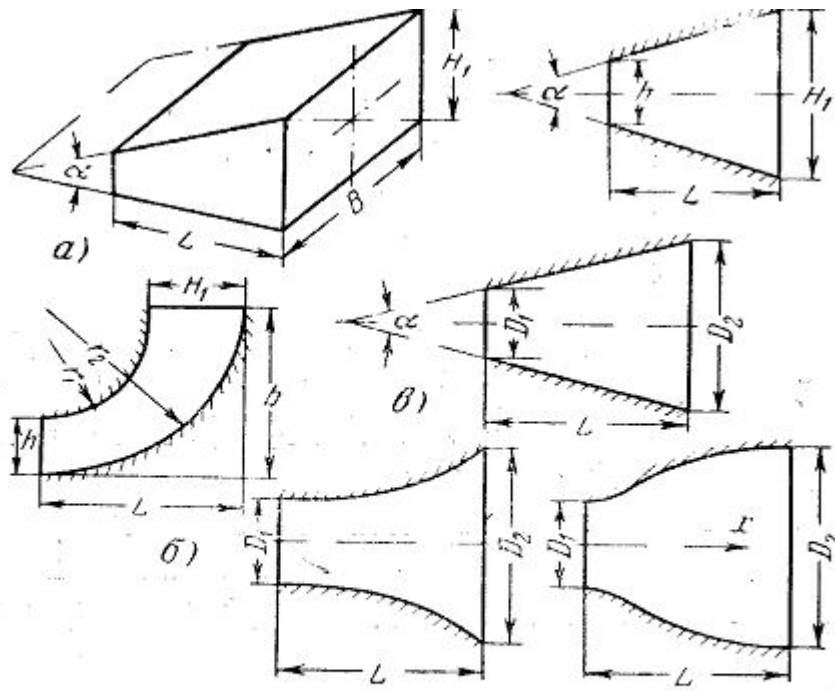


Рис. 1. Схемы плоских и конических диффузоров.

**а** — плоский прямолинейный диффузор; **б** — плоский криволинейный диффузор; **в** — конический диффузор; **г** — осесимметричный диффузор с криволинейными образующими.

· Плоский диффузор - это канал входного сечения , который изменяется по направлению потока. Примерами такого диффузора являются плоские прямолинейные и криволинейные. Плоский прямолинейный диффузор задается параметрами :

а) высоты на выходе ( $H$ );

б) угол наклона составляющих ( $\alpha$ );

в) длина диффузора ( $L$ );

г) степень расширения ( $n$ ) ;

Набор этих параметров может определить вид канала . Если увеличить набор параметров , добавив радиус ( $r$ ) , и относительную кривизну ( $b/l$ ) , то диффузор поменяет свой вид на криволинейный . При оценке схожести прямолинейный и криволинейный диффузора надо обеспечить равенство трех безразмерных параметров :  $n$  ,  $r_2/r_1$  ,  $b/L$  .

· Криволинейный диффузор это тот же конический диффузор с учетом поправки на изменение площади вдоль оси . В этом случае схожесть диффузоров обеспечивает равенство трех параметров :  $n$  ;  $L/D_1$  ; и площадью  $F$ . Применение криволинейных стенок в диффузоре способствует более плавному изменению градиента давления, благодаря чему зона отрыва смещается вниз по потоку, вследствие чего гидравлические потери в нем становятся меньше, чем в обычном диффузоре.

· Кольцевые диффузоры это каналы из двух соосных конических поверхностей .  
 Геометрические параметры решающие вид проточной части: диаметр (наибольший и наименьший), длина, высоты, углы расширения.

$D_2/D_1$  ;  $d_2/d_1$  ;  $\alpha_1$  ;  $\alpha_2$  ;  $L/D_1$  .

Кольцевые диффузоры (криволинейные составляющие) это две криволинейные соосные поверхности, вид сечений диффузоров одинаковый с видом сечений плоских криволинейных диффузоров .

Геометрические параметры :  $n$  ;  $r_2/r_1$  ;  $L/r_2$  ;  $D_2/d_1$  ;  $l/D_1$  .

$(n ; r_2/r_1 ; L/r_2)$  - очерчивают форму меридеального сечения.

$(D_2/d_1)$  - радиальность диффузоров.

$(\theta)$  - размер кольца на входе в диффузор.

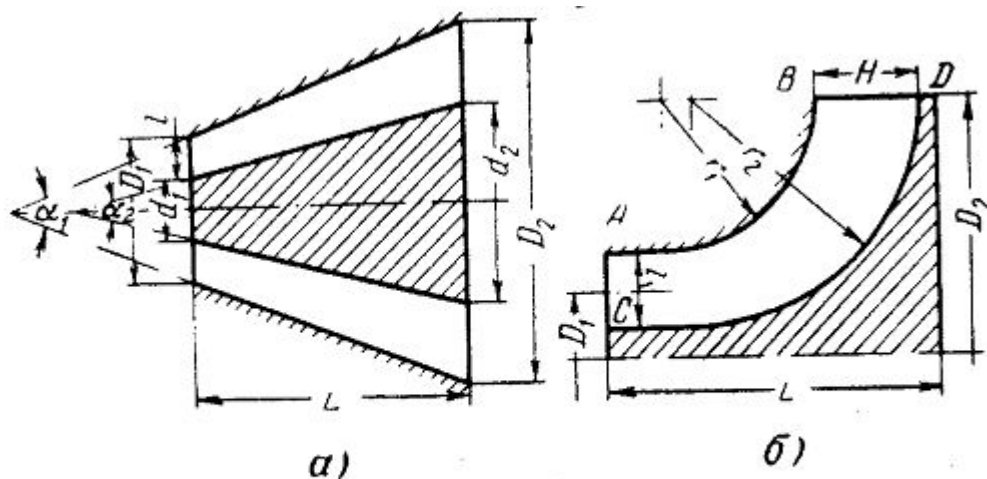


Рис. 2 . Кольцевой диффузор с прямолинейными образующими (а) и криволинейный кольцевой диффузор (б).

# Характеристика аэродинамики диффузора

Для определения аэродинамических характеристик диффузоров используются различные коэффициенты, которые помогают по заданным параметрам, перед диффузором, найти поток на выходном сечении. В этом случае удобно воспользоваться коэффициентом потерь энергии и восстановление давления

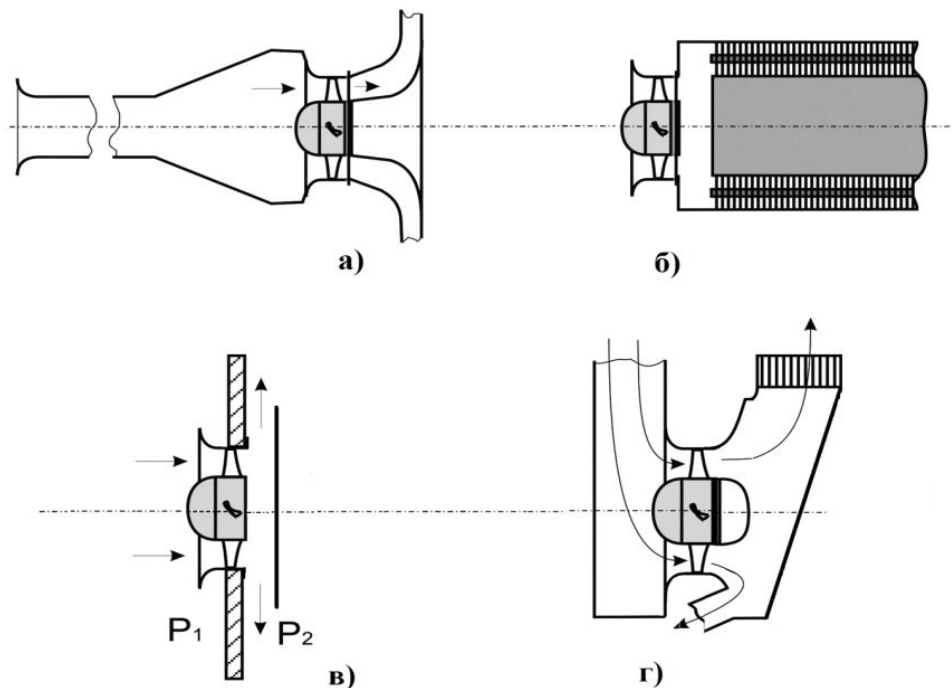
$$\zeta = \Delta h / H_0 ; \zeta' = \Delta h / h_0 .$$

Иногда коэффициент называют сопротивлением диффузора. В потоке за диффузором появляются потери энергии и переход кинетической энергии в потенциальную энергию. Этот процесс определяет коэффициент восстановления энергии, можно определить как :

$$\xi = h_{1,2} / H_0 ,$$

Закручивание потока вызывает радиальное ускорение частиц жидкости в диффузоре. Благодаря этому ускорению радиальные слагающие скоростей частиц пограничного слоя, имеющие в месте отрыва обратный знак, то есть направление от стенки к оси потока, уменьшаются, что и приводит к оттягиванию точки отрыва следовательно, и к уменьшению потерь в диффузоре. Слишком сильное закручивание потока может привести, однако, к обратному результату увеличению сопротивления диффузора, так как кинетическая энергия вращения, являющаяся для основного потока потерянной, может оказаться больше выигрыша, получаемого эффектом закручивания.

Из анализа геометрии подкапотного пространства вертолетов были установлены возможные осевые и радиальные габариты вентиляторной установки. Геометрия компоновки позволяет разместить одноступенчатый вентилятор, состоящий из рабочего колеса (схема К). Остальные варианты могут не подойти из-за больших осевых размеров. На выходе из вентиляторной установки, также возможно установить преграду, образуя осерадиальный канал, рис. 3.



где  $h_{1,2}$ -потенциальная энергия ,  $H_0$  - кинетическая энергия .

# Отработка метода численного моделирования

Известно, что большая трудоемкость большие затраты времени на проектирование связаны с необходимостью осуществления следующих последовательных этапов: составления проекта, создания модели, испытаний на стенде и составления скорректированного проекта выходного устройства. Создание физической модели оказывается зачастую наиболее медленной стадией этого процесса. Использование хорошо отлаженной программы вычислительной гидроаэродинамики позволяет оценить серию альтернативных проектов (например, с различной геометрической конфигурацией) в широком диапазоне значений параметров, таких, как число Рейнольдса, число Маха, закрутка потока. Условием адекватного описания течения является проведение предварительных методических расчетов, которые позволяют определить исходные параметры программы. На практике численное моделирование вентиляторных установок оказалось весьма эффективным, оно позволяет среди множества вариантов выбрать лучшие геометрические конфигурации выходного устройства. Однако подтверждение окончательного выбора проектного варианта все же достигается посредством испытаний в аэродинамической камере.

# Потери в диффузоре

Рассматривая диффузор как устройство для эффективного преобразования кинетической энергию в потенциальную что следует для преобразования как от внутренних потерь на диффузорном элементе так и от величины кинетической энергии потока. Тогда кинетическая энергия в входном сечении при равномерном поле скоростей и массовым расходе .

$$H_0 = \frac{1}{2} m c_1^2 = \frac{1}{2} \rho_1 c_1^3 F_1.$$

Существенное влияние на потери и поле скоростей в диффузоре оказывает закрутка потока при входе. Чаще всего закрученные потоки имеют место во всех патрубках паровых и газовых турбин, в отсасывающих трубах гидротурбин и в диффузорах на выходе потока из вентилятора.

На величину потерь в диффузоре значительное влияние оказывают условия выхода потока из диффузоров. Если мы устанавливаем экран за диффузором, то причиной снижения потерь является подпирающее действие экрана на поток, выходящий из диффузора. Экран заставляет струю растекаться в радиальном направлении и тем самым уничтожает отрыв, а значит, снижает потери в диффузоре.

При малых расстояниях экрана от диффузора растет скорость перетекания жидкости в зазоре между экраном и краем диффузора. Это вызывает настолько сильное увеличение выходных потерь, что положительное влияние экрана оказывается незаметным и общие потери возрастают.



# Методические расчеты

В данной работе численное моделирование течения в компактной вентиляторной установке выполнено с использованием программного комплекса FLOV VISION, реализующего алгоритм решения уравнений Навье-Стокса осредненных по Рейнольдсу (вместе с уравнением неразрывности). Для замыкания системы уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, используется SST модель турбулентности сочетающую в себе сильные стороны и -моделей. Модели турбулентности типа лучше описывают свойства свободных сдвиговых течений, а модели типа имеют преимущество при моделировании пристеночных течений.

Известно, что форма профиля скоростей сильно зависит от градиента давления. Поэтому, этот параметр имеет особенно большое практическое значение в проблеме определении сопротивления диффузора. Отрыв течения от стенки возникает, если вдоль контура тела имеется область возрастающего давления, то в общем случае жидкость, заторможенная в пограничном слое и обладающая, поэтому небольшой кинетической энергией, не в состоянии продвинуться в область высокого давления, отрывается от тела и оттесняется от стенки во внешнее течение. Кроме того, вблизи стенки заторможенные частицы жидкости под действием градиента давления обычно начинают двигаться в сторону, противоположную направлению внешнего течения. При обтекании тел с тупой кормовой частью, оторвавшийся пограничный слой сильно оттесняет потенциальное течение от тела. В таких случаях давление, создаваемое в пограничном слое внешним течением, необходимо определять из опыта, так как теперь на внешнее течение оказывают большое влияние процессы, связанные с отрывом. Влияние градиента давления учитывается с помощью дополнительного члена в эффективном напряжении трения на стенке:  $\tau_w = \tau_{w0} + \mu \frac{dP}{dx}$ , где (14) Здесь первое слагаемое – напряжение трения, полученное с помощью пристеночной функции для касательной скорости  $V_t$ .

# Вывод

Для осерадиального диффузора были численно исследованы следующие варианты: относительные осевые расстояния при относительном диаметре втулки  $v = 0.4$ . Приведены сопоставления полей параметров скоростей, полученных из физического эксперимента и численного моделирования.

Были определены также потери полного давления в осерадиальном диффузоре, равные разности рассчитанных полных давлений во входном и выходном сечениях диффузора при различных осевых расстояниях. Для примера на рис. 12 приведено сопоставление интегральных аэродинамических характеристик из эксперимента и результатов численного моделирования. Можно отметить хорошее количественное совпадение результатов во всём диапазоне изменения параметра. Расхождение количественного совпадения с экспериментом, для осевого расстояния  $\geq 0.18$  можно объяснить отрывным течением, возникающим в осерадиальном канале.

