# Теория турбомашин

Курс лекций. 7 лекция.

Доцент, кандидат технических наук Юрий Владимирович Кожухов

#### Доц. Ю.В. Кожухов

### Теория турбомашин. Лекция 7.

#### **СОДЕРЖАНИЕ**

#### Основы теории ступени турбокомпрессора

- Две основных задачи газодинамической теории ступени определение коэффициента напора и коэффициента полезного действия
- Ограниченность возможностей расчетных методов
- Изучение физических основ рабочего процесса как необходимое условие для создания высокоэффективных проточных частей.

Две основные задачи газодинамической теории ступени

Основная цель газодинамического проектирования — обеспечить требуемое отношение давлений при как можно более высоком КПД компрессора.

$$\pi^* = \frac{p_{_{\rm H}}^*}{p_{_{\rm H}}^*} = \left[1 + \frac{k - 1}{k}h_{_{\rm T}}\frac{1}{RT_{_{\rm H}}^*}\right]^{\frac{k}{k - 1}\eta_{_{\rm H}}^*}$$

Две основные задачи газодинамической теории ступени

### Две задачи:

- 1. Нахождение  $h_{\tau}$  из выходного треугольника скоростей. Трудность нахождение угла отставания потока  $\delta_{\gamma}$ .
- 2. Нахождение *h*, . Трудность сложность картины течения.

$$\eta^* = \frac{h_{_{\mathrm{T}}} - h_{_{_{\mathrm{T}}}}}{h_{_{_{\mathrm{T}}}}}$$

#### Доц. Ю.В. Кожухов

## Теория турбомашин. Лекция 7.

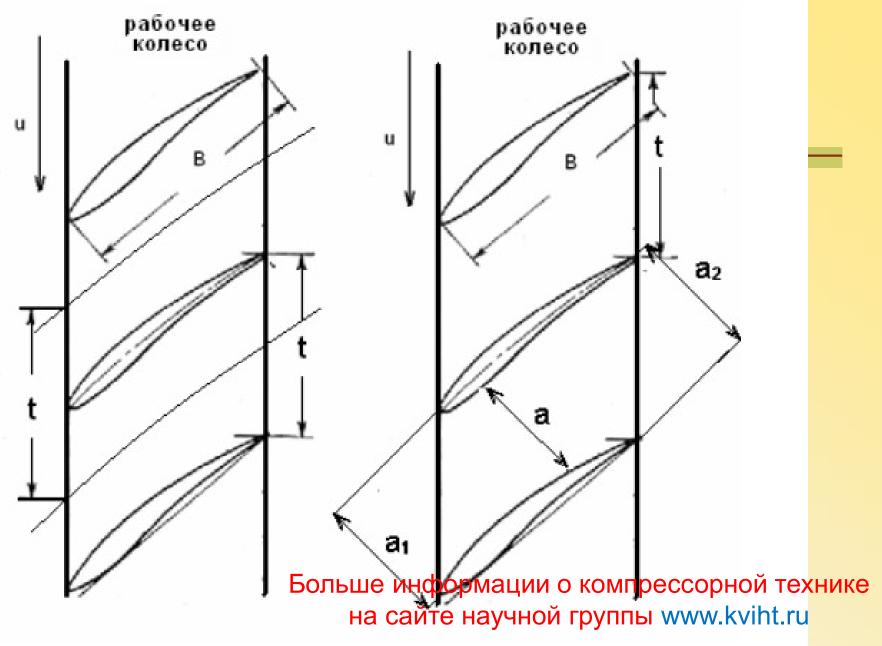
#### **СОДЕРЖАНИЕ**

#### Движение газа в каналах простой формы

- Лопаточный аппарат турбомашины как система профилей или как система каналов. Основные виды каналов, образующих проточную часть турбомашин. Каналы простой формы как модели для рассмотрения особенностей течения в сложных каналах.
- Движение газа в каналах при малых скоростях. Начальный (разгонный) и основной участки в трубе постоянного сечения. Профили скорости при ламинарном и турбулентном течении. Расчет потери давления (напора) в основной части трубы по коэффициенту трения. Экспериментальные зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса и относительной шероховатости. Ламинарный и турбулентный характер течения.
- Автомодельность по числу Рейнольдса, гидравлическая гладкость. Обобщение расчета потерь трения на каналы произвольной формы, возможности и ограниченность такого обобщения.
- **Течение в прямоосном диффузоре. Условия и критерии отрыва потока.**
- Потери в срывной зоне, нестационарность. Оценка срывных потерь. Управление пограничным слоем. Экспериментальные данные по коническим и плоским диффузорам. Влияние на потери угла раскрытия, формы поперечного сечения, начальной неравномерности и турбулентности.

Основные виды каналов, образующих проточную часть турбомашин. Каналы простой формы как модели для рассмотрения процессов в сложных каналах

- 1. Осесимметричные безлопаточные каналы: входные участки РК ЦК, БЛД ЦК, ПК, переходы от ОНА к следующему РК, осевые ВП, ОКД.
- **2. Радиальные и кольцевые лопаточные решётки:** решётки РК, ЛД, ОНА, НА, ВНА, СА. Эти решётки рассматриваются как система лопаточных профилей или как система межлопаточных каналов.
- **3.** Сложные пространственные каналы, не обладающие осевой симметрией входные и выходные устройства ЦК и ОК.



Представление решётки ОК: слева – как системы межлопаточных каналов, справа как совокупности профилей

Движение газа в каналах при малых скоростях. Начальный и основной участки в трубе постоянного сечения

При движении потока в прямолинейном канале различают начальный (разгонный) участок течения и основной участок (участок стабилизированного течения).

Поток разделяется на вязкий пограничный слой и невязкое ядро потока.

Движение газа в каналах при малых скоростях. Начальный и основной участки в трубе постоянного сечения

В пограничном слое, в соответствии с законом Ньютона возникает касательное напряжение трения, которое равно произведению динамической вязкости на градиент скорости по нормали к поверхности:

$$\tau = \mu \frac{\partial c}{\partial n} \quad (H/M^2)$$

Движение газа в каналах при малых скоростях. Начальный и основной участки в трубе постоянного сечения

На элементарном участке канала длиной dl возникает сила трения

$$dR_{w} = \tau \times dl \times U$$

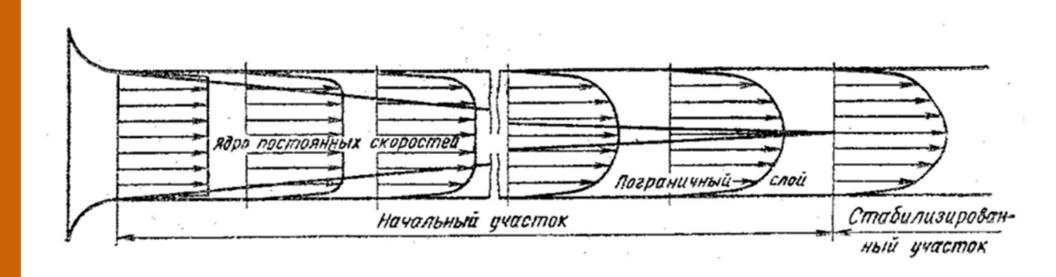
где U – смоченный периметр канала, равный  $\pi d$  (м) для круглой трубы. Сила сопротивления движения преодолевается за счет механической энергии газа.

Движение газа в каналах при малых скоростях. Начальный и основной участки в трубе постоянного сечения

В поперечном сечении поле статических давлений остается равномерным, поскольку поток не отклоняется от прямолинейного направления. Поэтому в пограничном слое полное давление меньше полного давления в ядре потока:

$$p_{\text{nc}}^* = p + 0.5c^2 \prec p + 0.5C^2 = p_{\text{g}}^*$$

Движение газа в каналах при малых скоростях. Начальный и основной участки в трубе постоянного сечения



# Изменение скорости на начальном участке при течении в прямолинейной трубе

Движение газа в каналах при малых скоростях. Профили скорости при ламинарном и турбулентном течении

**Критерий Рейнольдса** для анализа развитого течения в каналах следует применять в следующей форме:

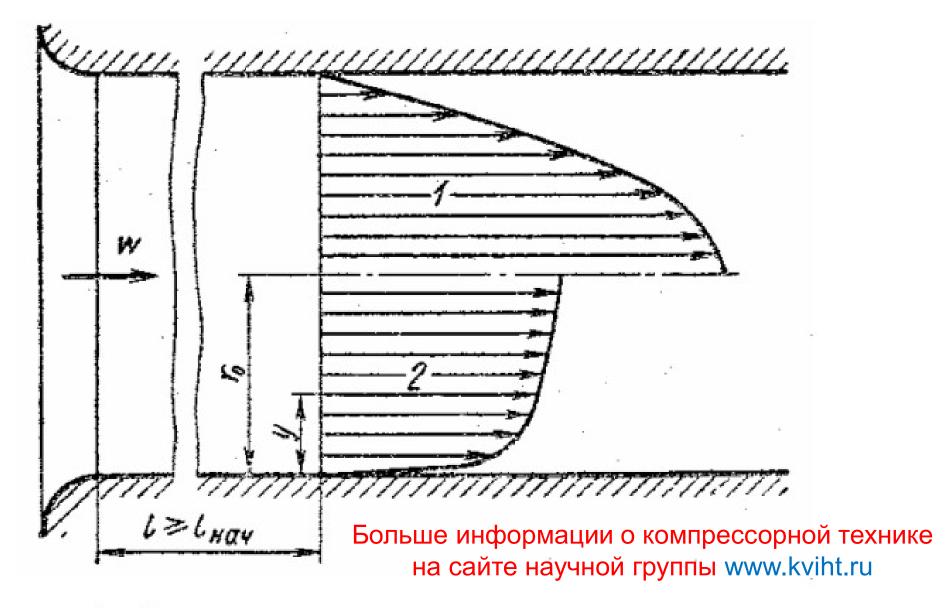
$$Re = \frac{cd_{r}}{v} = \frac{cd_{r}}{\mu} \rho$$

где c — среднерасходная скорость в сечении канала,  $d_{\rm r}=4f/U$  (f — площадь сечения, U — смоченный периметр канала) — гидравлический диаметр;  ${\rm v}$  — кинематическая вязкость,  ${\rm \mu}$ — динамическая вязкость,  ${\rm \rho}$ — плотность среды. Больше информации о компрессорной технике на сайте научной группы www.kviht.ru

При **турбулентном движении** наблюдается беспорядочное перемешивание частиц, в связи с чем касательное напряжение значительно больше, чем при ламинарном:

$$\tau = \mu \frac{dc}{dn} + \rho l^2 \left| \frac{dc}{dn} \right| \frac{dc}{dn}$$

где l – длина пути перемешивания.



Профили скорости на основном участке: при ламинарном (1) и турбулентном (2) режиме

Движение газа в каналах при малых скоростях.

Расчёт потери напора в основной части трубы по коэффициенту трения

Наибольшие потери наблюдаются в пограничном слое, особенно вблизи стенок. Касательное напряжение на поверхности стенки канала

$$\tau_0 = \lambda_1 \rho c_{\rm cp}^2 / 2$$

 $c_{\rm ep}$  — среднерасходная скорость;

 $\lambda_1$  — безразмерный коэффициент пропорциональности, коэффициент трения, зависящий от относительной шероховатости стенок и числа Рейнольдса (иногда обозначается как  $c_f$ ). Больше информации о компрессорной технике на сайте научной группы www.kviht.ru

Движение газа в каналах при малых скоростях.

Расчёт потери напора в основной части трубы по коэффициенту трения

Элементарная сила трения, действующая на выделенную массу объемом fdx,

$$dF_r = \tau_0 U_{cM} dx = \lambda_1 \rho (c_{cp}^2/2) U_{cM} dx,$$

где  $U_{\rm cm}$  - смоченный периметр канала.

Здесь рассматриваются потери трения по всем стенкам канала, в связи с чем  $U_{\rm em}$  равно периметру сечения канала U.

Движение газа в каналах при малых скоростях.

Расчёт потери напора в основной части трубы по коэффициенту трения

Масса выделенного объема  $\rho f dx$ , тогда сила трения, приходящаяся на 1 кг массы газа,

$$F_r = \lambda_1 \rho \left( c_{\rm cp}^2 / 2 \right) \frac{U dx}{\rho f dx} = \lambda_1 \frac{U}{f} \frac{w_{\rm cp}^2}{2}$$

В этой формуле отношение  $f/U = \rho_{\rm r}$  представляет собой гидравлический радиус. Для круглого сечения  $\rho_{\rm r} = r/2$ , для прямоугольного сечения со сторонами a и b  $\rho_{\rm r} = ab$  / [2(a+b)]. Больше информации о компрессорной технике

на сайте научной группы www.kviht.ru

Работа трения (потеря напора) при движении газа от сечения «1» до сечения «2», отнесенная к 1 кг массы,

$$h_{r} = \int_{1}^{2} F_{r} dx = \int_{1}^{2} \lambda_{1} \frac{1}{\rho_{r}} \frac{c_{\text{cp}}^{2}}{2} dx$$

Часто данное выражение записывается в форме

$$h_r = \int_{1}^{2} \lambda \frac{1}{d_r} \frac{c_{\rm cp}^2}{2} dx$$

где коэффициент сопротивления  $\lambda = 4\lambda_1$ , а гидравлический диаметр  $d_{\rm r} = 4\rho_{\rm r} = 4f/U$ . Для криволинейных каналов интегрирование ведется вдоль криволинейной средней линии Больше информации о компрессорной технике на сайте научной группы www.kviht.ru

Для канала круглого сечения гидравлический диаметр равен его диаметру. С учетом этого, потеря давления и коэффициент потерь основного участка канала равны:

$$\Delta p = \lambda \rho \frac{c_{\rm cp}^2}{2} \frac{l}{d_{\rm r}} \qquad \qquad \zeta_{\rm rp} = \frac{\Delta p}{\rho \frac{c_{\rm cp}^2}{2}} = \lambda \frac{l}{d_{\rm r}}$$

Итак, коэффициент потерь трубы пропорционален безразмерному коэффициенту трения, длине трубы и обратно пропорционален гидравлическому диаметру. Потеря давления пропорциональна коэффициенту потерь и динамическому давлению  $\rho c^2/2$ .

Движение газа в каналах при малых скоростях.

Экспериментальные зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса и относительной шероховатости

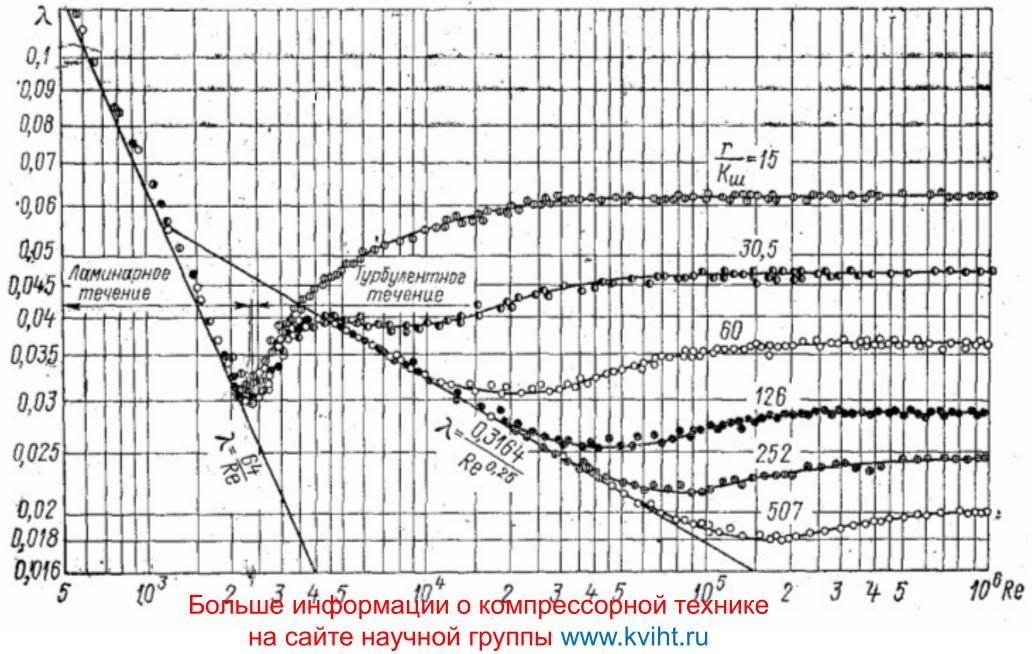
Для турбулентного течения в трубе с гидравлически гладкими стенками коэффициент сопротивления Больше информации о компрессорной технике на сайте научной группы www.kviht.ru

$$\lambda = 1/(1.8 \text{ lg Re} - 1.5)^2$$

Область режимов течения, в которой коэффициент сопротивления не зависит от числа Рейнольдса, называется областью автомодельности по числу Рейнольдса.

Коэффициент сопротивления  $\lambda$  шероховатых труб в области автомодельности для достаточно больших значений числа Рейнольдса можно определить по кривым Никурадзе или по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.0 \, \lg(r/K_{\text{m ep}}) + 1.74$$



Зависимость коэффициента сопротивления  $\lambda$  для круглой трубы от числа Рейнольдса и относительной шероховатости по данным Никурадзе

Движение газа в каналах при малых скоростях.

Экспериментальные зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса и относительной шероховатости

Оценку влияния шероховатости на характер течения принято грубо приближенно производить с помощью безразмерной величины шероховатости (вид числа Re)

$$\mathbf{R}_0 = cK_{\text{III cp}}/\mathbf{v},$$

где  $K_{\text{ш ср}}$  – средняя величина шероховатости.

Шероховатость не влияет на сопротивление, как показывают опыты, если  $R_0 < 100$ . В этом случае говорят о гидравлически гладкой поверхности. Значение  $R_0 = 100$  можно использовать для приближенной оценки допустимой шероховатости. Вольше информации о компрессорной технике на сайте научной группы www.kviht.ru

Движение газа в каналах при малых скоростях.

Экспериментальные зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса и относительной шероховатости

Для уточненного расчета толщину ламинарного подслоя δ необходимо определять по длине изучаемой поверхности или использовать формулу

$$K_{\text{III cp}}/d_{\Gamma} \le (181 \text{ lg Re} - 16,4)/\text{Re}$$

Движение газа в каналах при малых скоростях.

О возможности и ограниченности обобщения расчёта потерь трения на каналы произвольной формы

Следует отметить, что экспериментальные данные ПО коэффициенту сопротивления получены при опытах с круглыми трубами (по Никурадзе). Однако они использоваться и для оценки потерь трения в каналах произвольной формы. В этом случае при расчёте потерь в качестве диаметра канала должен использоваться его гидравлический диаметр  $d_{\Gamma} = 4f/U$ . Возникающая при этом неточность будет тем сильнее, чем больше форма канала отличается от круглой прямоосной трубы, т.е. чем больше отклонение формы поперечного от круглой, и чем больше изогнутость средней линии канала относительно прямой линии.

Движение газа в каналах при малых скоростях.

Выводы по движению газа в прямолинейных каналах постоянного сечения

- 1. Сопротивление трения неизбежно возникает при движении вязкого газа относительно твердых поверхностей. Соответствующий вид потерь напора потери трения неизбежно присутствует в проточной части турбомашин. По этой причине, несмотря на возрастающее совершенство методов газодинамического проектирования, КПД, равный 100%, не может быть достигнут в любом случае.
- 2. Движение газа в каналах турбомашин, как правило, аналогично течению в начальном (разгонном) участке канала. Существование невязкого ядра потока позволяет применять для качественного анализа каналов турбомашин сравнительно простые приемы расчета невязкого потока.

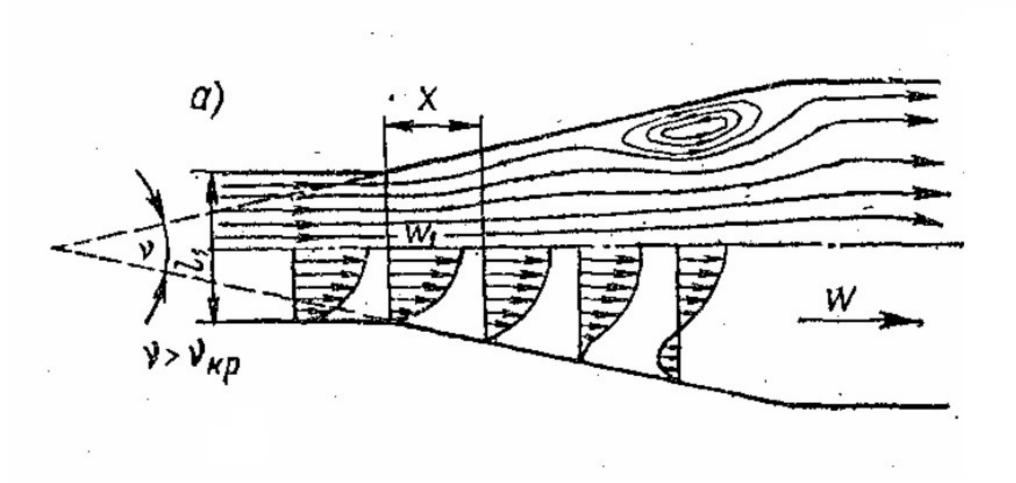
Движение газа в каналах при малых скоростях.

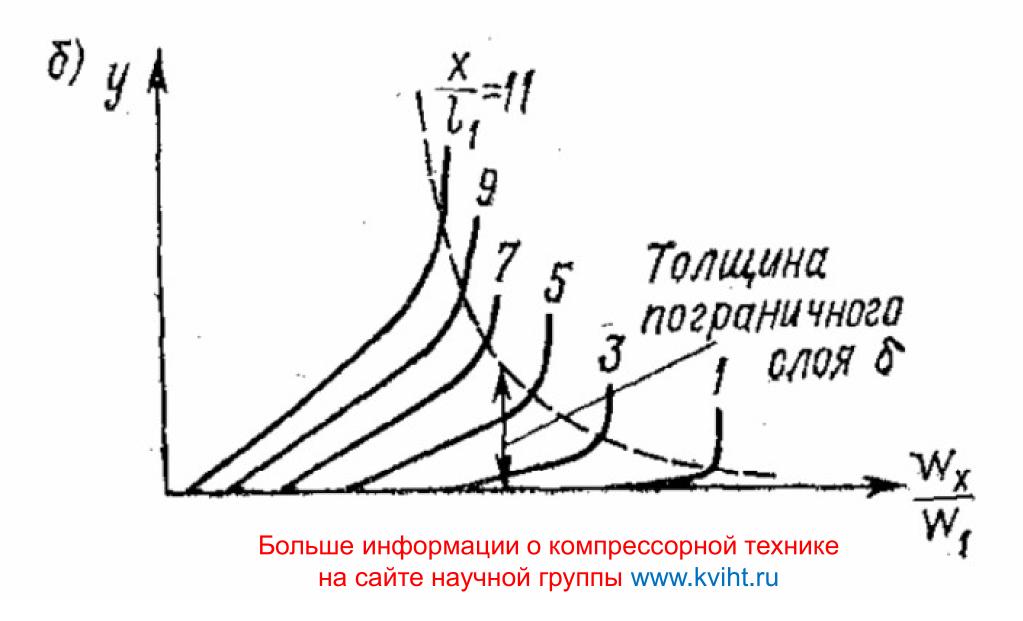
Выводы по движению газа в прямолинейных каналах постоянного сечения

- 3. Простой характер движения газа (жидкости) на основном участке прямолинейных каналов позволил хорошо изучить сопротивления трения и получить простые формулы для расчета коэффициента трения. В состав компрессорных установок входят различные трубопроводы с большими прямолинейными участками, расчет потерь напора в которых эффективно производится по приведенным выше формулам.
- 4. Несмотря на то, что каналы турбомашин криволинейные и с переменным по длине сечением, а течение в них неразвитое, формулы для расчета потерь в прямых трубах иногда используют для приближенной оценки качества каналов. Из соотношений ясно, каналы турбомашин с большим отношением длины к гидравлическому диаметру не могут быть эффективны из-за значительных потерь трения. Например, это каналы со слишком малым расстоянием между лопатками. Однако, увеличение расстояния между лопатками, уменьшая потери трения, может привести к недопустимому росту потерь напора другой физической природы. Эти потери рассматриваются в следующих разделах сорной технике

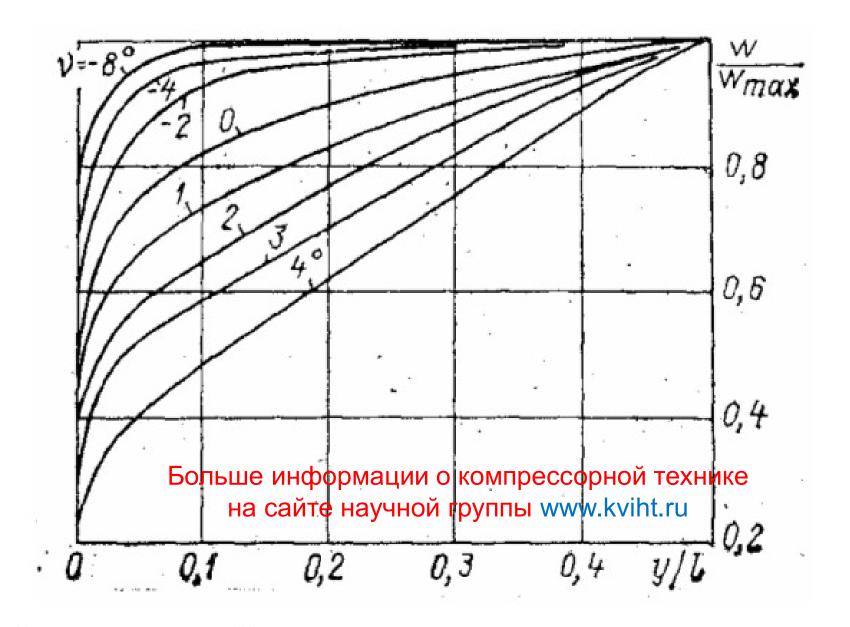
Течение в прямоосном диффузоре

Условия и критерии отрыва потока





Распределение скоростей в пограничном слое в различных по длине диффузора сечениях:  $w_1$  — скорость основного потока (ядра) на входе в диффузор; y — расстояние от стенки канала



Профиль скоростей при различных углах раскрытия канала:

$$\nu > 0$$
 – диффузор;  $\nu < 0$  – конфузор

Течение в прямоосном диффузореУсловия и критерии отрыва потока

Начало возникновения отрыва соответствует остановке потока вблизи стенки, т. е. условию dw/dy = 0 при  $y \to 0$ , касательные напряжения на стенке в точке отрыва  $\tau_0 \sim dw/dy = 0$ .

Отрыв приводит к образованию вихрей, в которых направленная кинетическая энергия потока приобретает вихревую форму. Эта энергия как механическая энергия потеряна — появляются вихревые потери — иначе — потери отрыва.

Течение в прямоосном диффузоре

Некоторые экспериментальные данные по течению в диффузорах



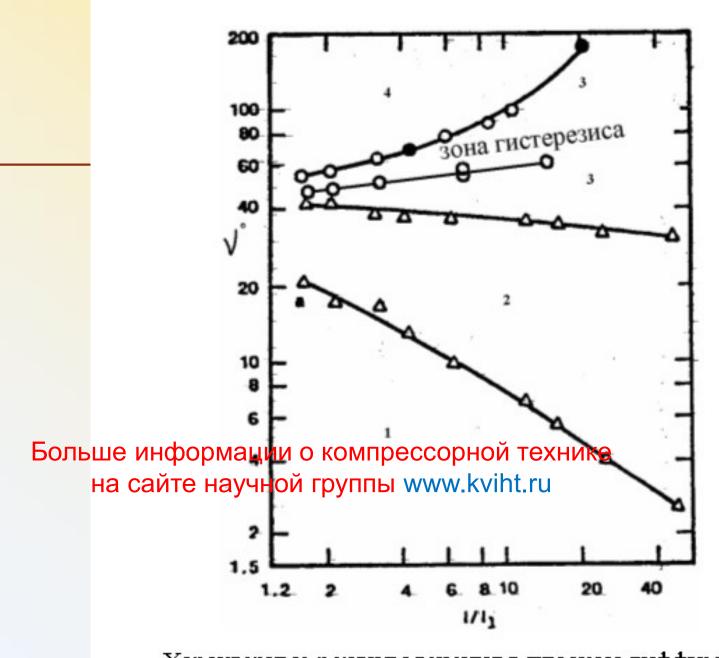
Области отрыва потока в диффузорах.

$$1 - \delta_1^* / D_1 \approx 0$$
;  $2 - \delta_1^* / D_1 \gg 0$ 

Течение в прямоосном диффузоре Некоторые экспериментальные данные по течению в диффузорах

Кривые разделяют всю область значений v и  $\frac{F_x}{E}$  на две части: безотрывных диффузоров (область I) и отрывных диффузоров (область H).  $F_x$  – площадь диффузора по координате х. Кривая 1 относится к более благоприятным условиям входа (толщина вытеснения пограничного слоя на входе  $\delta_1^* \approx 0$ ). Кривая 2 относится к случаю установки диффузора за длинным входным участком, при котором  $\delta_1^*/D_1 \gg 0$ . Больше информации о компрессорной технике

на сайте научной группы www.kviht.ru



Характерные режимы течения в плоском диффузоре: 1 — отрыва не возникает; 2 — нестационарный срыв на одной из стенок; 3 — срыв на одной стенке; 4 — срыв на двух стенках

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Для приближенного определения потерь в диффузорах с большим углом раскрытия у, все потери условно делят на потери трения потери расширения, под которыми понимаются в основном потери, связанные с вихреобразованием при наличии отрывов. При этом потери расширения определяются как разность экспериментально измеренных суммарных потерь и потерь на трение.

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Потери расширения определяют по формуле:

$$h_{\text{pacm}} = \zeta_{\text{pacm}} c_1^2 / 2$$

где коэффициент сопротивления расширению  $\zeta_{\text{расш}}$  определяется, по формуле:

$$\zeta_{\text{расш}} = K_1 \, \varphi_{\text{расш}} \, (1 - c_2/c_1)^2$$

 $K_1$  — коэффициент, учитывающий состояние поля скоростей и пограничного слоя на входе.

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Коэффициент  $\phi_{\text{расш}}$  — коэффициент полноты удара, зависящий от угла раскрытия и формы канала. Для углов  $\nu = 0 \dots 40^{\circ}$ 

$$\varphi_{\text{pacm}} \approx 3.2 K_2 \left[ \text{tg}(v_{\text{s}}/2) \right]^{1.25}$$

где  $K_2$  - коэффициент, характеризующий форму поперечного сечения диффузора;  $\nu_{\bullet}$  - эквивалентный угол раскрытия канала.

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

На возникновение отрыва влияние оказывает также и число Рейнольдса. Очевидно, что при ламинарном режиме течения, так как профиль скоростей менее заполненный, пограничный слой толще, скорость потока у стенки раньше упадёт до нуля, чем в случае турбулентного режима течения, поэтому отрыв потока при ламинарном течении начнётся быстрее.

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Каналы со сложной формой поперечного сечения оцениваются с помощью эквивалентного конического диффузора, под которым понимается прямолинейный конический диффузор с площадями входа и выхода и с длиной средней линии *l*, равными соответствующим размерам рассматриваемого диффузора.

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Эквивалентный угол раскрытия v, для такого конического диффузора может быть определён из условия:

$$tg(v_{3}/2) = \frac{\sqrt{f_{2}} - \sqrt{f_{1}}}{l\sqrt{\pi}}$$

Для малых углов v<sub>э</sub> часто применяют формулу Флигнера:

 $\phi_{\text{расIII}} = K_2 \sin \nu_3$  Больше информации о компрессорной технике на сайте научной группы www.kviht.ru

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Коэффициент потерь трения  $\zeta_{rp}$  можно найти из выражения:

$$h_{\rm Tp} = \zeta_{\rm Tp} \frac{c_1^2}{2} = \int_0^s \lambda \frac{1}{d_{\rm r}} \frac{c^2}{2} ds = \int_0^s \frac{\lambda}{4} \frac{c^2}{2} \frac{U}{f} \frac{dx}{\cos(v_{\rm s}/2)}$$

где s – длина стенки диффузора;  $dx = ds \cos(v_3/2)$ 

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Полагая из уравнения неразрывности при  $\rho = {\rm const}, \ c = c_1 f_1/f;$   $df = d(\pi D^2/4) = 0.5\pi D \ d(D)$  и  $d(D/2) = dx \ {\rm tg}(\nu_9/2)$ , получим:

$$\zeta_{\text{Tp}} = \int_{1}^{2} \frac{\lambda}{4\sin(\nu_{9}/2)} (f_{1}^{2}/f^{3}) df = \frac{\lambda}{8\sin(\nu_{9}/2)} (1 - \dot{c}^{2})$$

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Тогда для диффузора:

$$h_r = \zeta c_1^2/2 = (\zeta_{\rm TP} + \zeta_{\rm pacm}) c_1^2/2$$

где

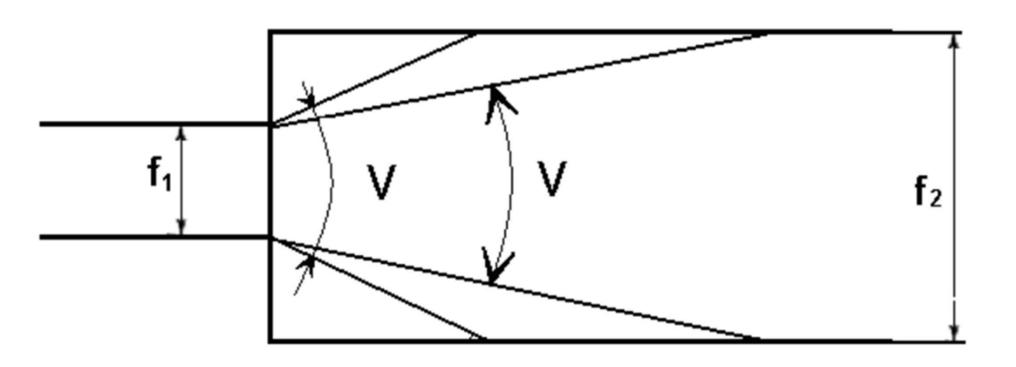
$$\zeta = \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{pacus}} = \frac{\lambda}{8\sin(\nu_{3}/2)} (1 - \dot{c}^{2}) + 3.2K_{1}K_{2} \left[ \text{tg}(\nu_{3}/2) \right]^{1.25} (1 - \dot{c})^{2}$$

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Из приведённых выражений следует, что минимальные потери в диффузоре соответствуют примерно наибольшему углу раскрытия, при котором еще не возник отрыв пограничного слоя:

Угол раскрытия диффузора, при котором коэффициент потерь минимальный, является оптимальным углом раскрытия <sub>Vont</sub>.

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия



Влияние угла раскрытия на длину диффузора при

заданных сечениях на входе и выходе

Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

Оптимальный угол раскрытия:

$$v_{\text{опт}} = 0.43 \left[ (\lambda/K_1)(n+1)/(n-1) \right]^{4/9}$$

где  $n = f_2/f_1$  — отношение конечной площади сечения диффузора к начальной, при использованном допущении  $\rho$  = const получаем n = 1 /  $\dot{c}$ . При этом, имея в виду малые значения  $\nu_{\rm orr}$ , полагалось  $\sin(\nu_{\rm orr}/2) \approx \nu_{\rm orr}/2$ ,  $\cos(\nu_{\rm orr}/2) \approx 1$ .

Для плоского диффузора (расширение в одной плоскости)  $v_{\text{опт}} \approx 10 \dots 12^{\circ}$ .

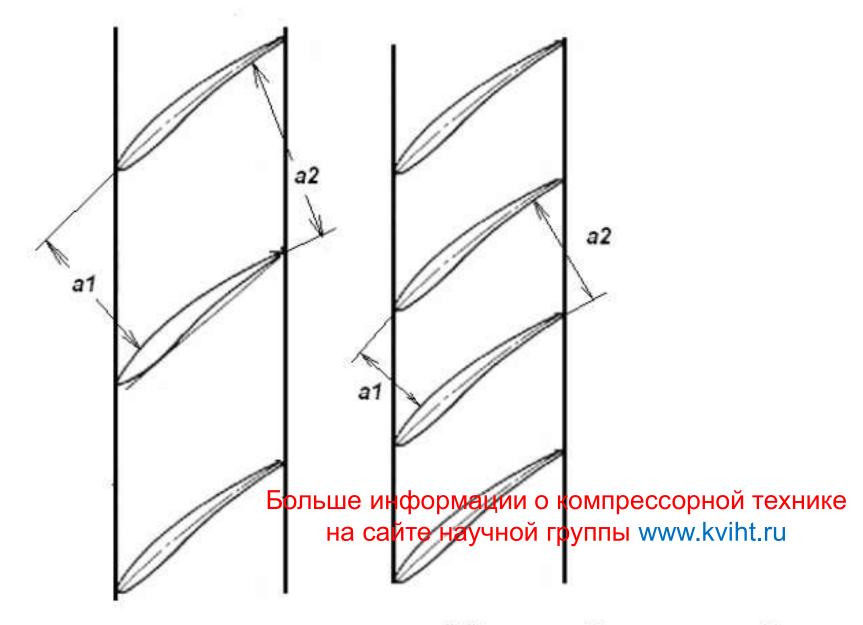


Схема влияния относительного шага диффузорной лопаточной решетки на эквивалентный угол раскрытия

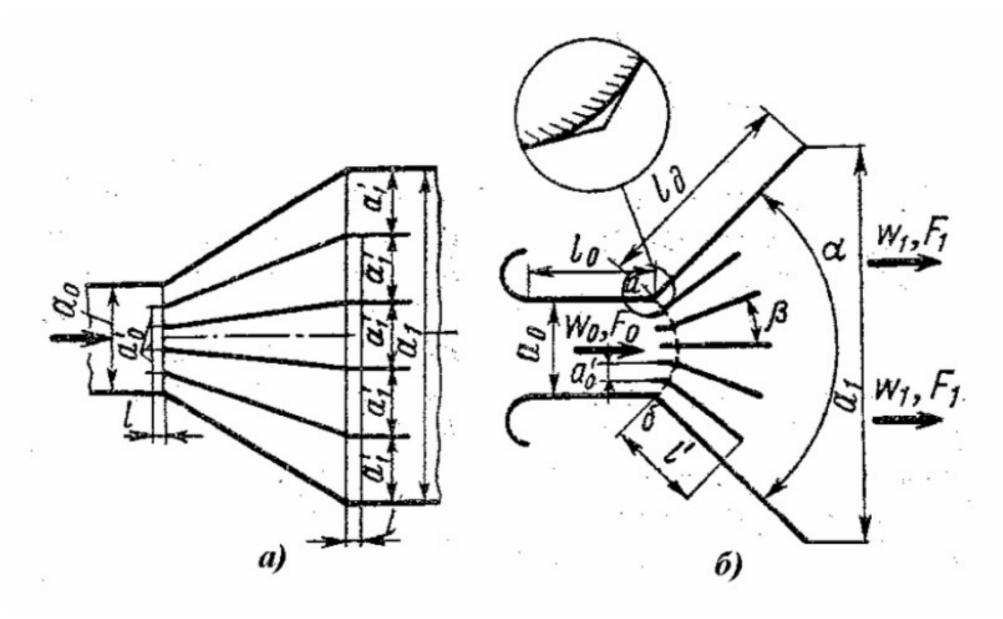
Течение в прямоосном диффузоре. Оценка потерь в диффузоре. Влияние угла раскрытия, формы поперечного сечения, неравномерности потока. Эквивалентный и оптимальный угол раскрытия

$$tg\frac{v_{_{3KB}}}{2} = \frac{a_2 - a_1}{2B} = \frac{t}{B} \frac{\sin \beta_{_{J1}} - \sin \beta_{_{J1}}}{2}$$

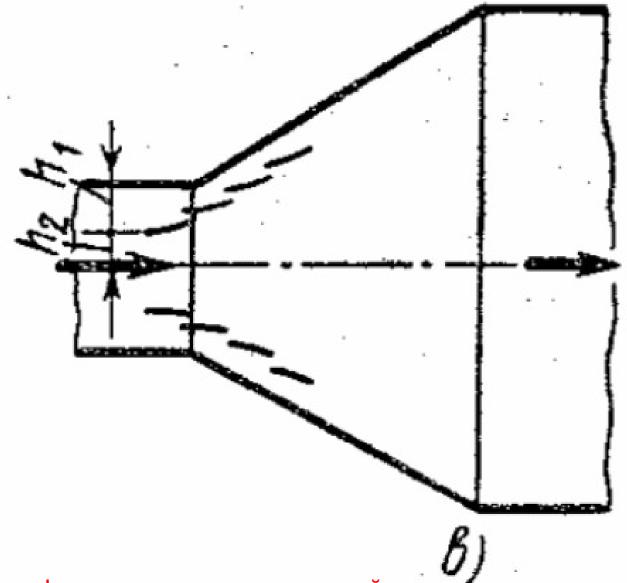
Течение в прямоосном диффузоре. Управление пограничным слоем. Способы уменьшения потерь в диффузоре

**Цель управления пограничным слоем** — сместить точку отрыва вниз по потоку и уменьшить потери в диффузоре при его ограниченных осевых размерах.

Методы: установка разделительных стенок, направляющих лопаток, применение криволинейных профилированных стенок особой формы, отсасывание или сдуванием пограничного слоя и др.



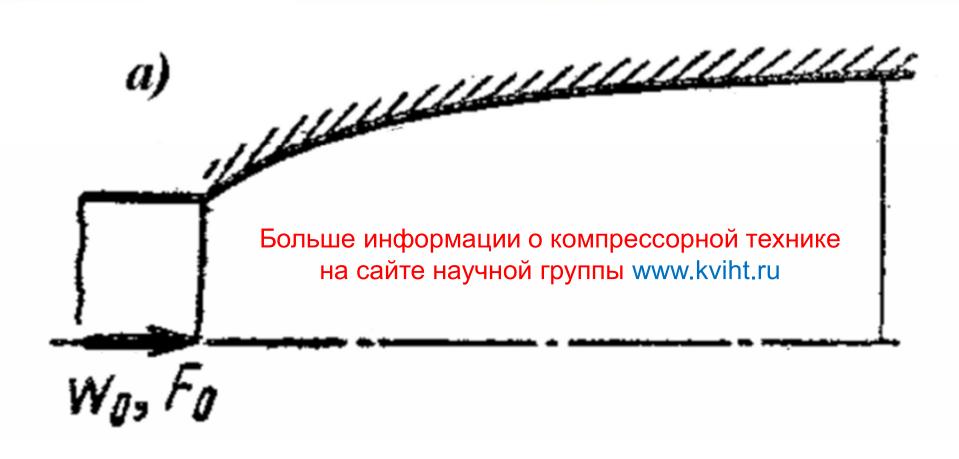
Уменьшение потерь установкой разделительных стенок: удлинённых (а) и укороченных (б)



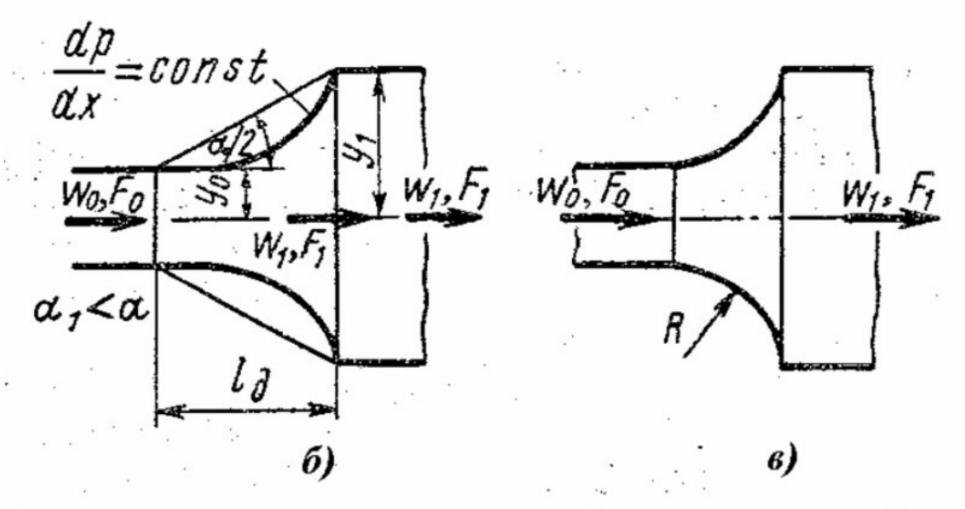
Больше информации о компрессорной технике на сайте научной группы www.kviht.ru

Уменьшение потерь установкой направляющих лопаток (дефлекторов) (в)

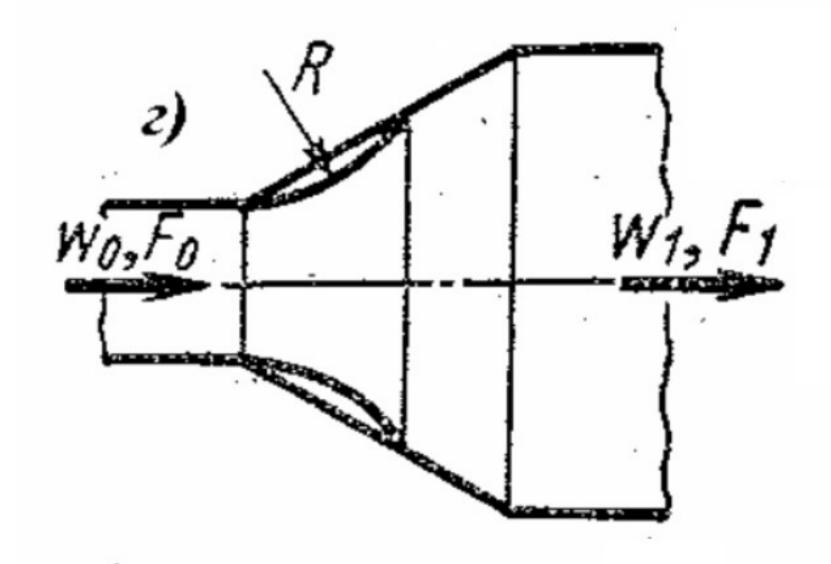
Течение в прямоосном диффузоре. Управление пограничным слоем. Способы уменьшения потерь в диффузоре



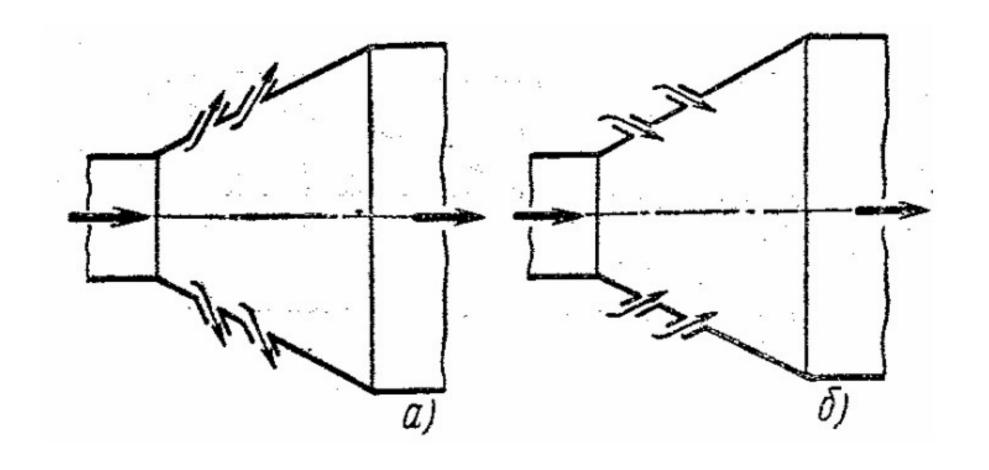
Уменьшение потерь за счёт специального профилирования стенок диффузора: Диффузор с предотрывным состоянием пограничного слоя



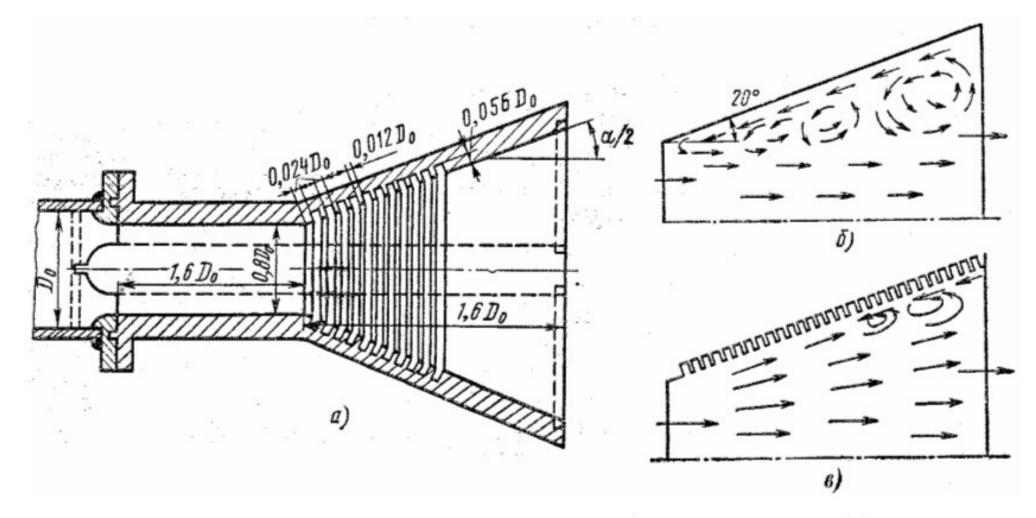
Уменьшение потерь за счёт специального профилирования стенок диффузора: диффузор с постоянным градиентом давления вдоль оси *dp/dx* = const (6); диффузор с образующей по дуге окружности полностью (6)



Уменьшение потерь за счёт специального профилирования стенок диффузора: диффузор с образующей, частично выполненной по дуге окружности



Уменьшение потерь за счёт отсасывания (а) и сдувания (б) пограничного слоя



Уменьшение потерь за счёт поперечного оребрения стенки диффузора: оптимальные параметры оребрения (a); структура потока при гладкой (b) и оребрённой (b)

# БЛАГОДАРЮ ЗА ВНИМАНИЕ