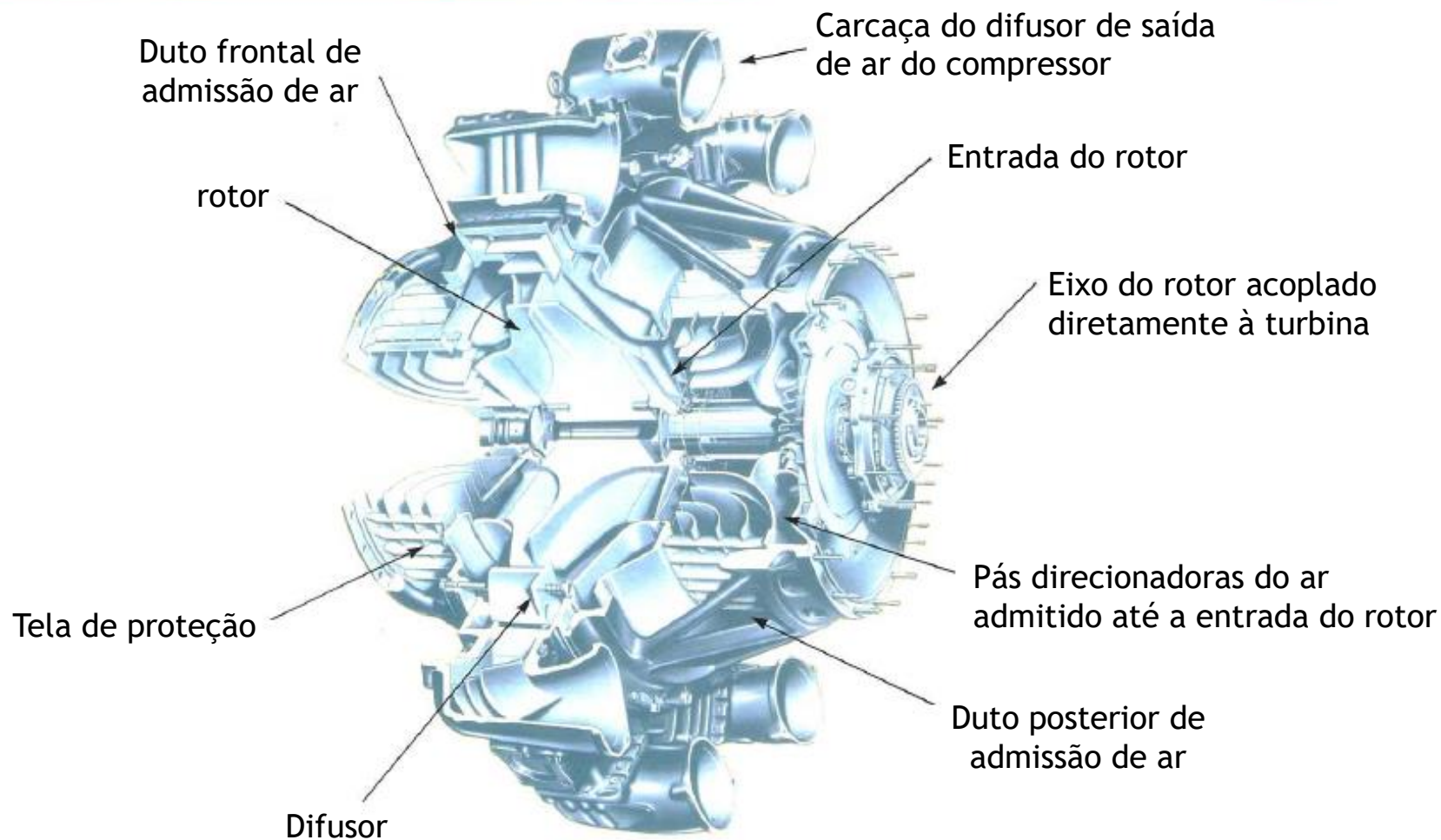


# Sistemas de propulsão I

# **Compressores centrífugos para turbinas a gás aeronáuticas**

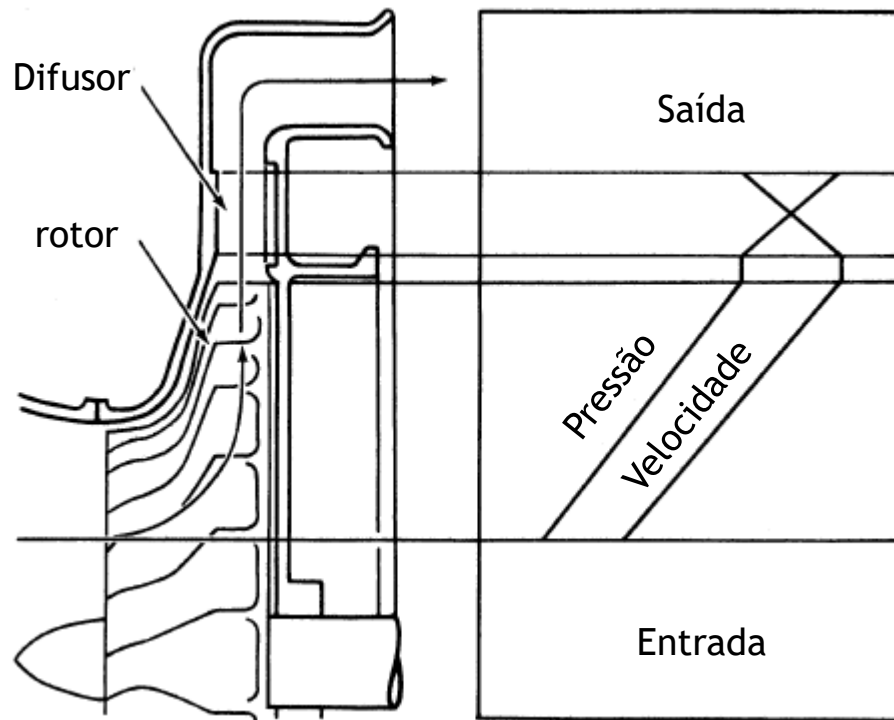
- Apresentar o princípio de operação dos compressores centrífugos;
- Explicar os principais componentes dos compressores radiais;
- Compreender os efeitos da compressibilidade;
- Discutir características dos compressores centrífugos;
- Entender as quantidades adimensionais usadas para mostrar graficamente as características dos compressores;

# Compressor centrífugo

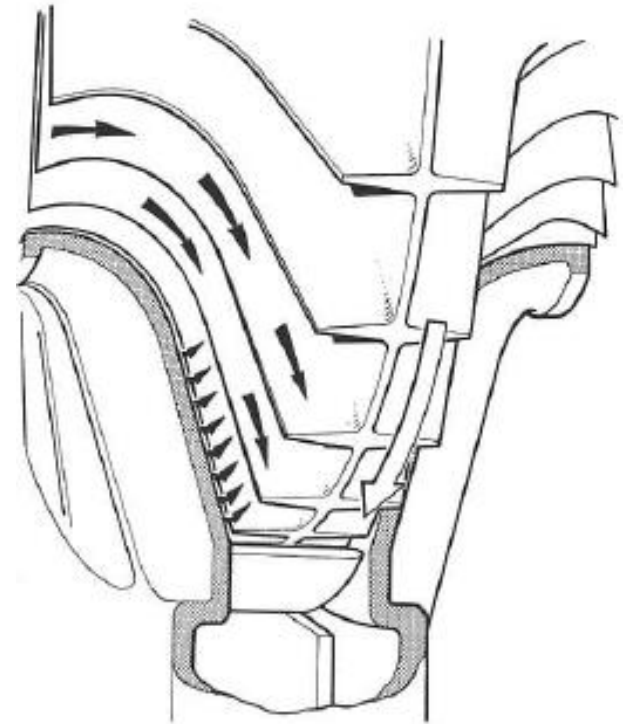


Compressor centrífugo com rotor “back-to-back”

# Compressor centrífugo

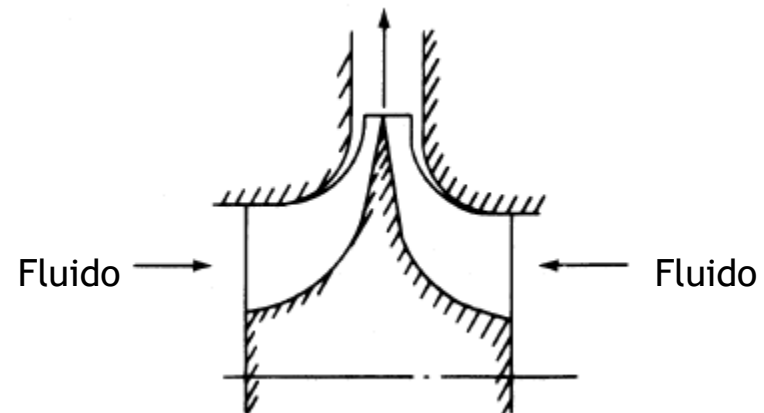
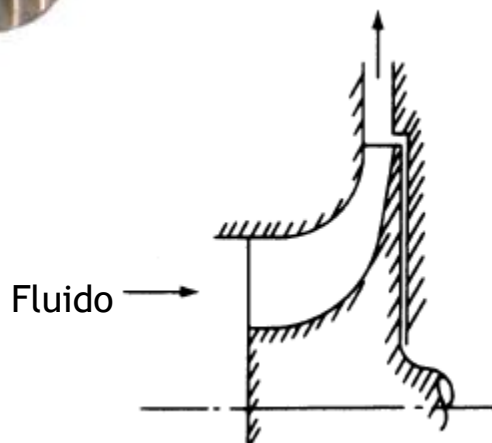
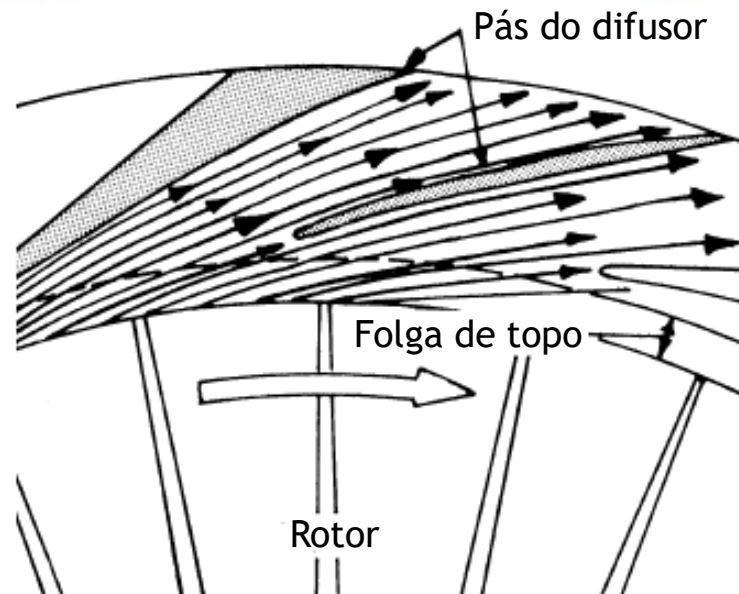


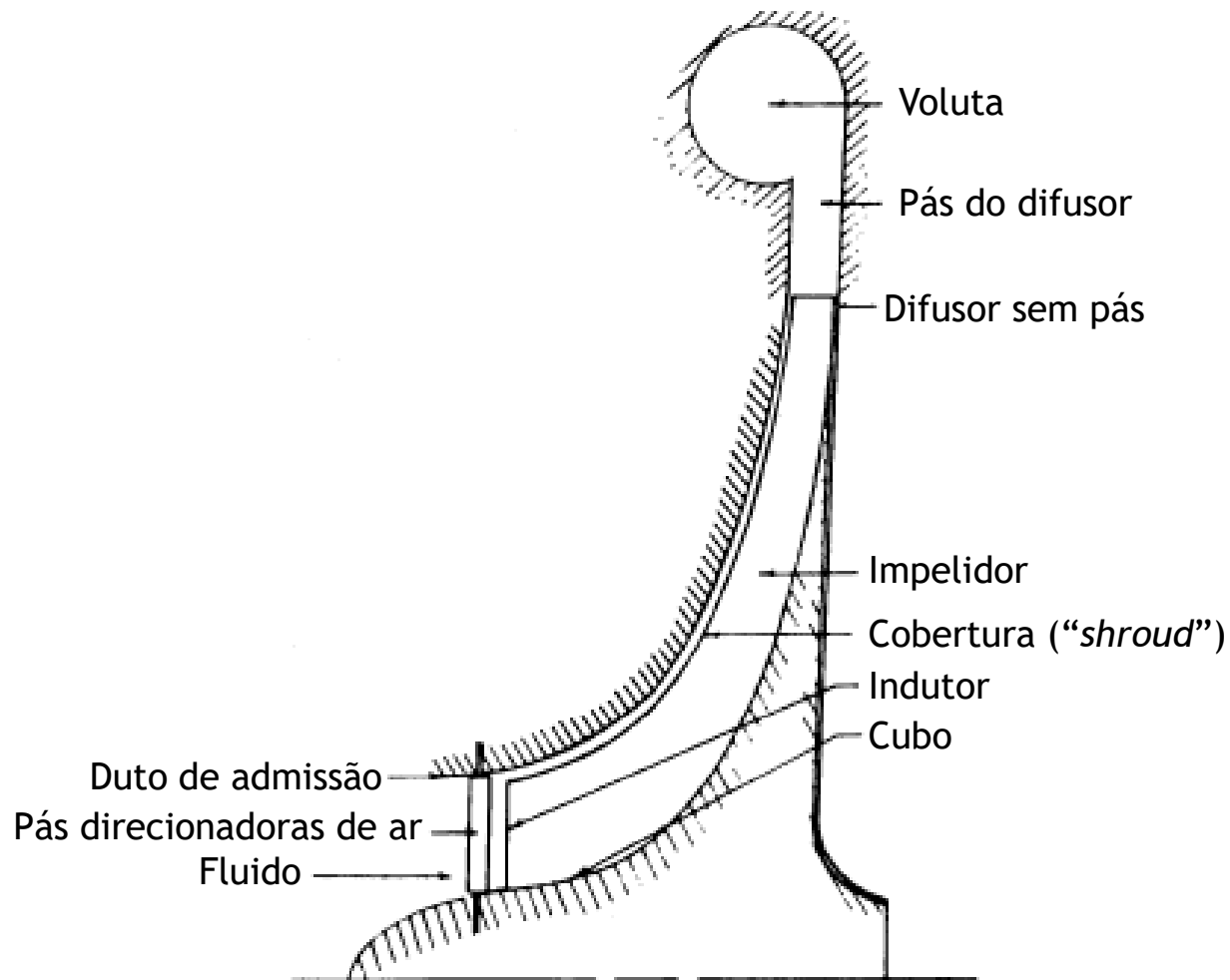
Variações de pressão e velocidade em  
uma compressor centrífugo



Rotor em operação,  
folga e vazamento de ar.

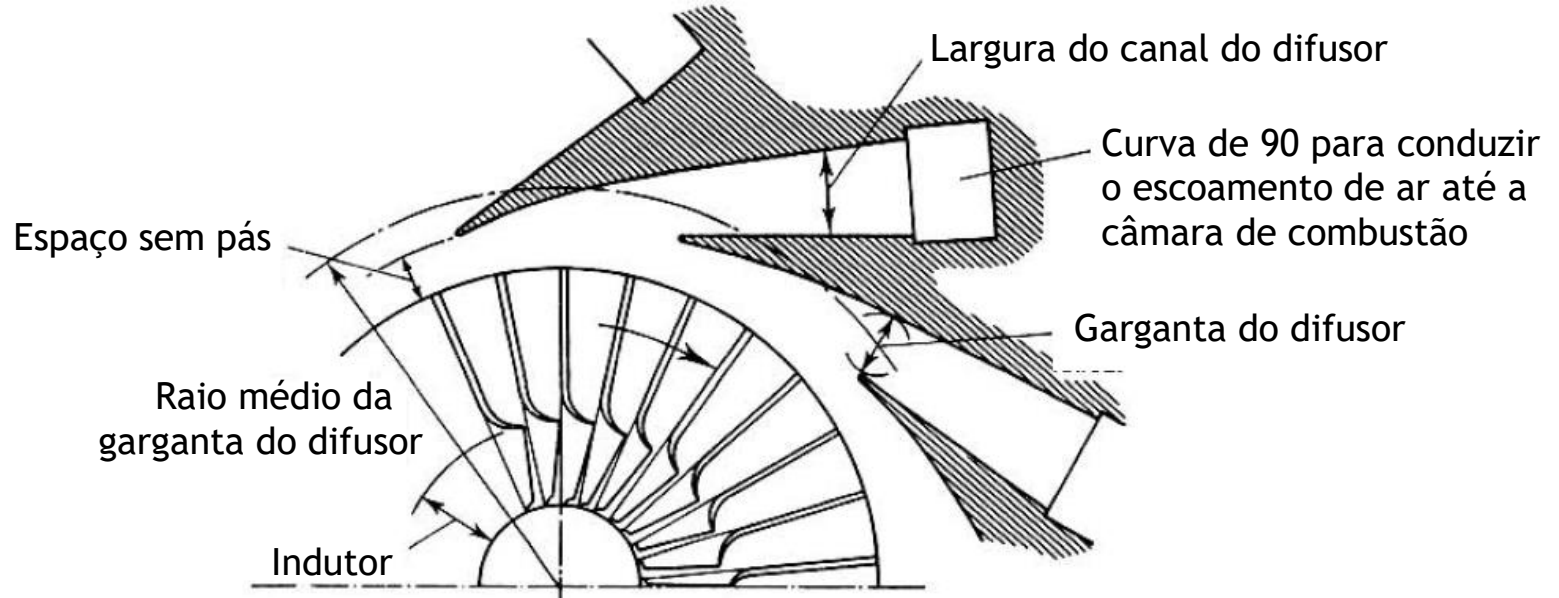
# Compressor centrífugo



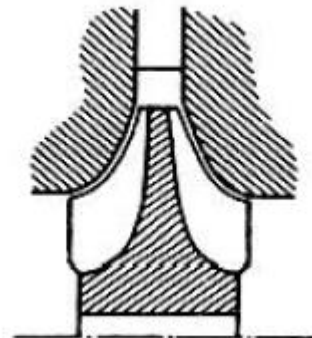
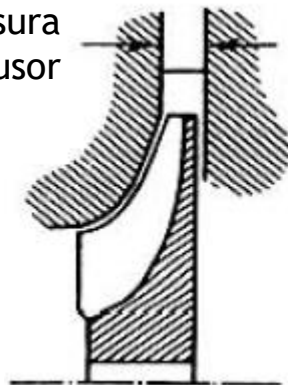




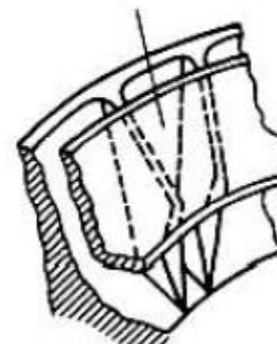
# Compressor centrífugo



Espessura do difusor



Rotor com cobertura ("shroud")

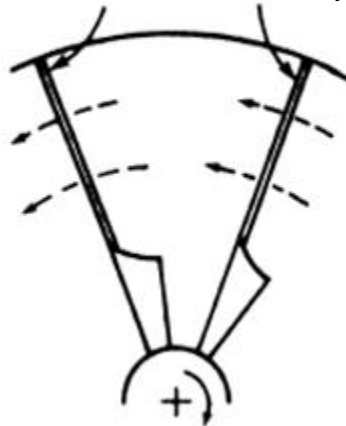




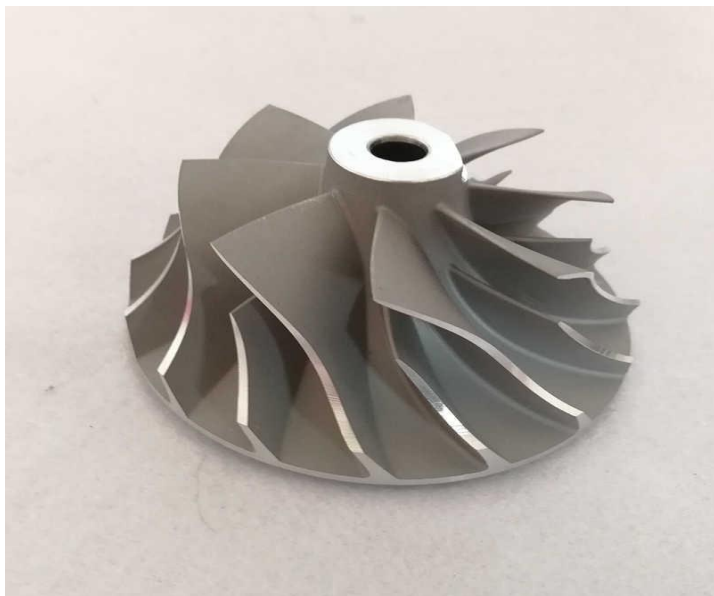
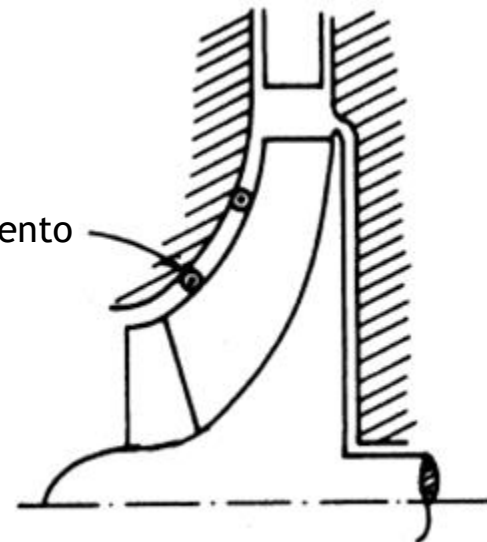
# Compressor centrífugo: rotor sem cobertura

Superfície  
de pressão

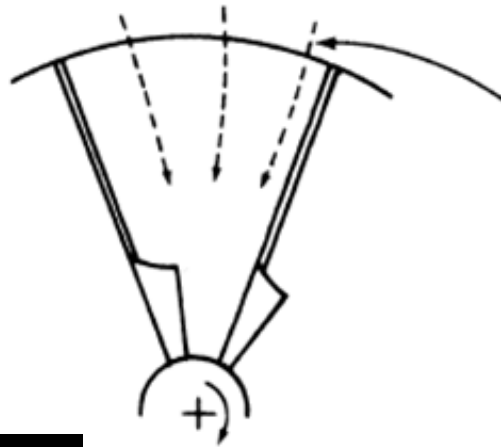
Superfície  
de sucção



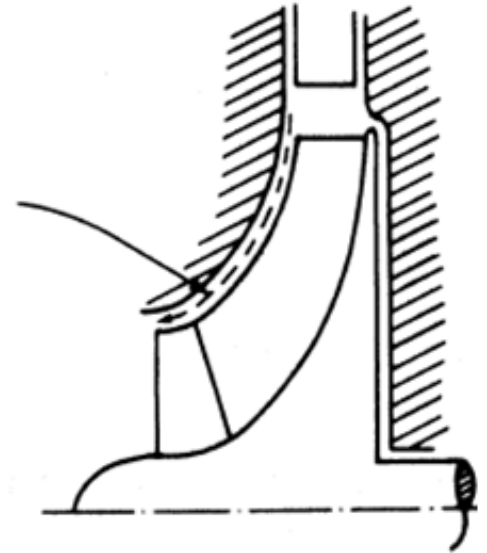
Vazamento



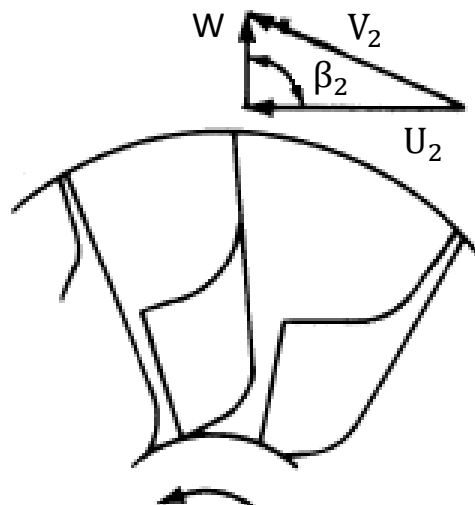
# Compressor centrífugo: rotor com cobertura



Vazamento

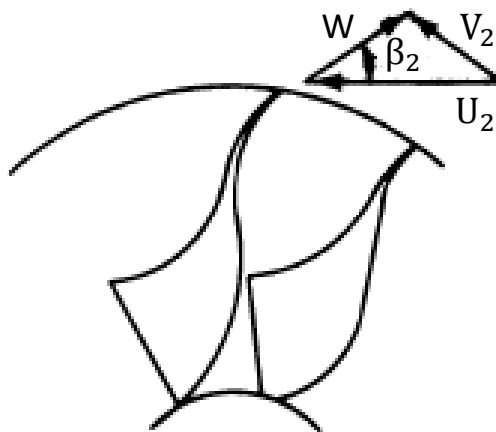


# Compressor centrífugo: diferentes tipos de pás do rotor



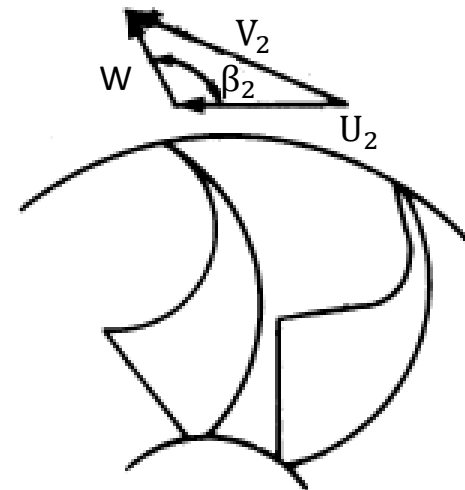
$$\beta_2 = 90^\circ$$

Pás radiais



$$\beta_2 < 90^\circ$$

Pás curvadas para trás



$$\beta_2 > 90^\circ$$

Pás curvadas para a frente

$U \rightarrow$  Velocidade tangencial do dito ponto.

$C \rightarrow$  Velocidade absoluta da corrente fluida.

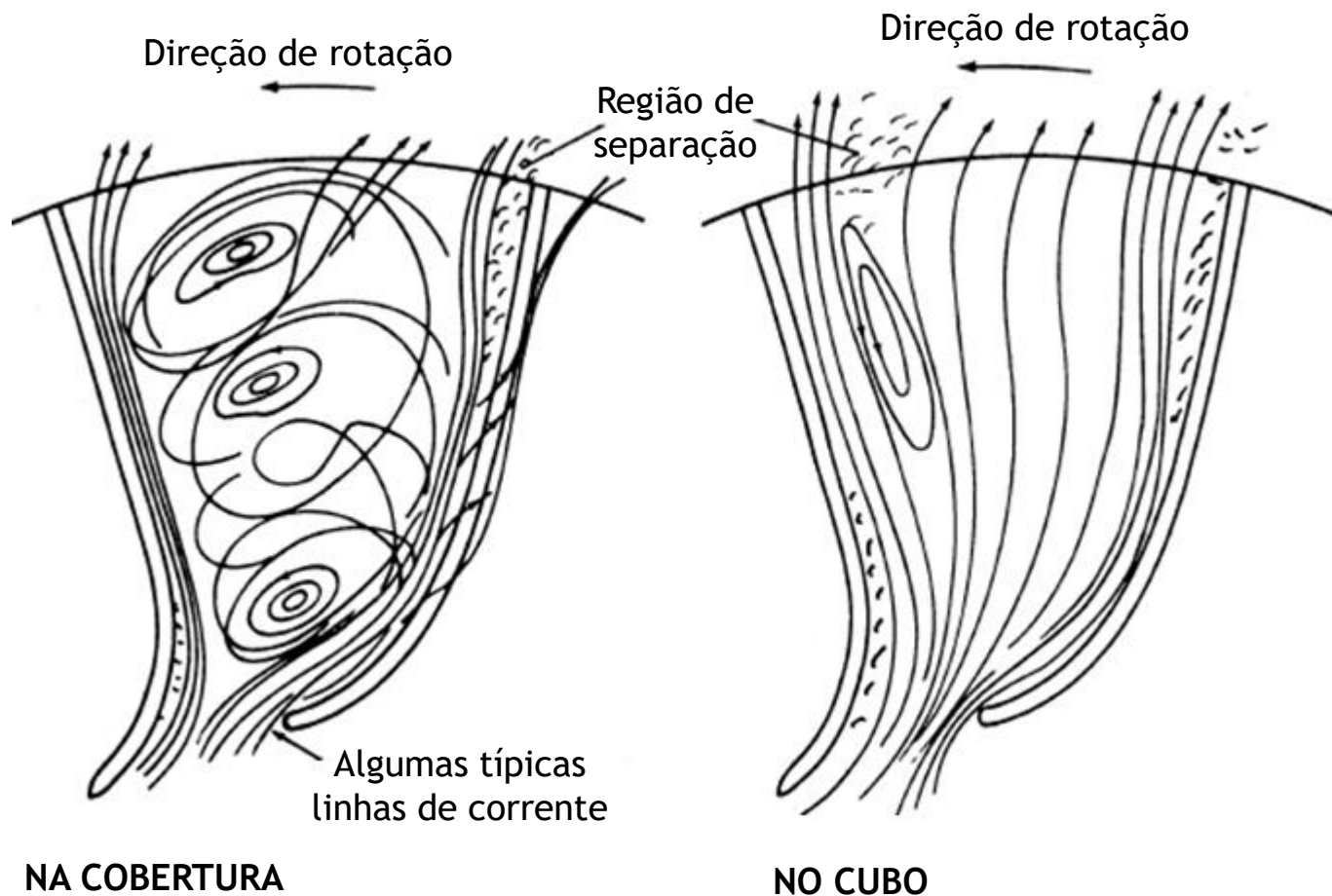
$W \rightarrow$  Velocidade relativa da corrente fluida.

$\beta \rightarrow$  Ângulo formado entre  $W$  e  $U$ .

# Compressor centrífugo: diferentes tipos de pás do rotor

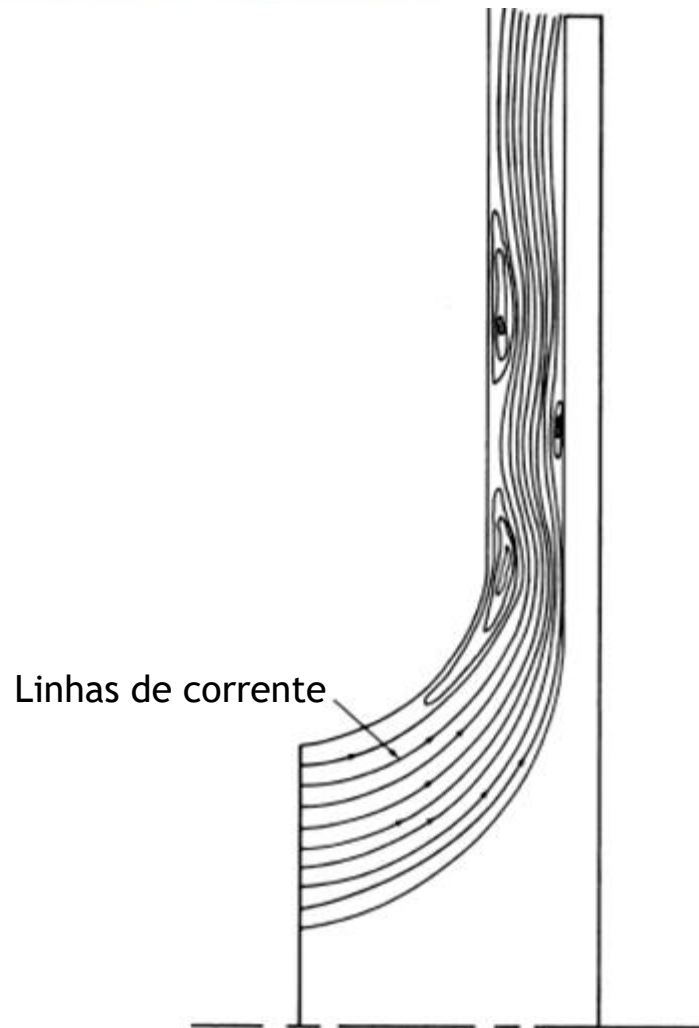
ROTOR	VANTAGENS	DESVANTAGENS
Pás radiais	1. compromisso razoável entre baixa transferência de energia e alta velocidade absoluta.	1. Margem de “surge” é relativamente estreita.
	2. Sem complexas tensões de flexão.	
	3. Fabricação fácil.	
Pás curvadas para trás	1. Baixa energia cinética de saída, logo Mach na ent. do difusor é baixo.	1. Baixa transferência de energia.
	2. Ampla margem de surge.	2. Tensões de flexão complexas
Pás curvadas para a frente	1. Alta transferência de energia	3. Fabricação difícil.
		1. Alta energia cinética de saída, portanto Mach na ent. do difusor é alto.
		2. A margem de “surge” é menor do que em pás radiais.
		3. Tensões de flexão complexas.
		4. . Fabricação difícil.

# Compressor centrífugo: escoamento no canal do rotor



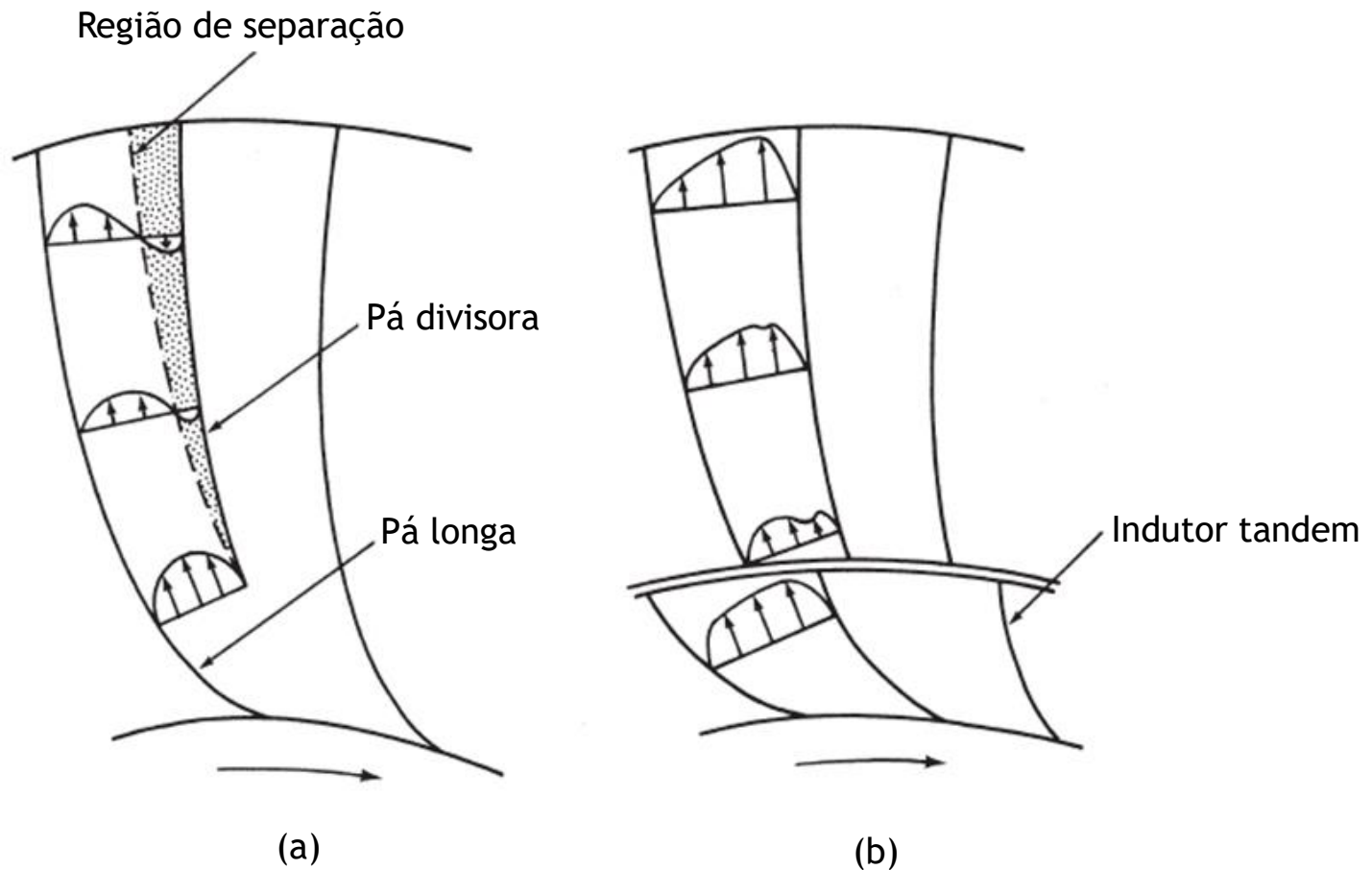
Escoamento no interior do rotor no base (cubo) e no topo (cobertura)

# Compressor centrífugo: escoamento no canal do rotor



Escoamento no rotor visto no plano meridional

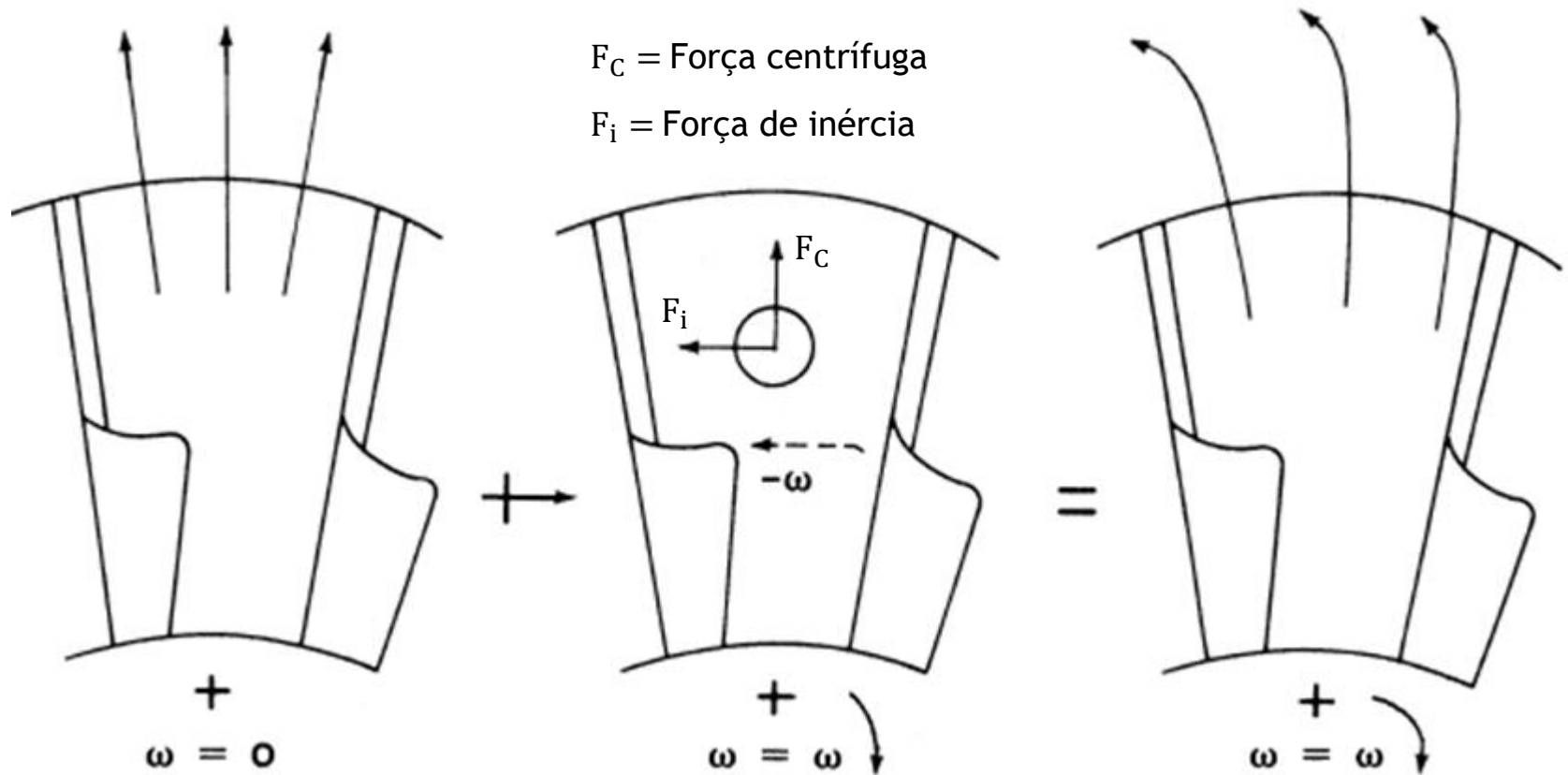
# Compressor centrífugo: Rotor com e sem indutor



Escoamento no canal do rotor de um compressor centrífugo:  
(a) sem indutor; (b) com indutor Tandem



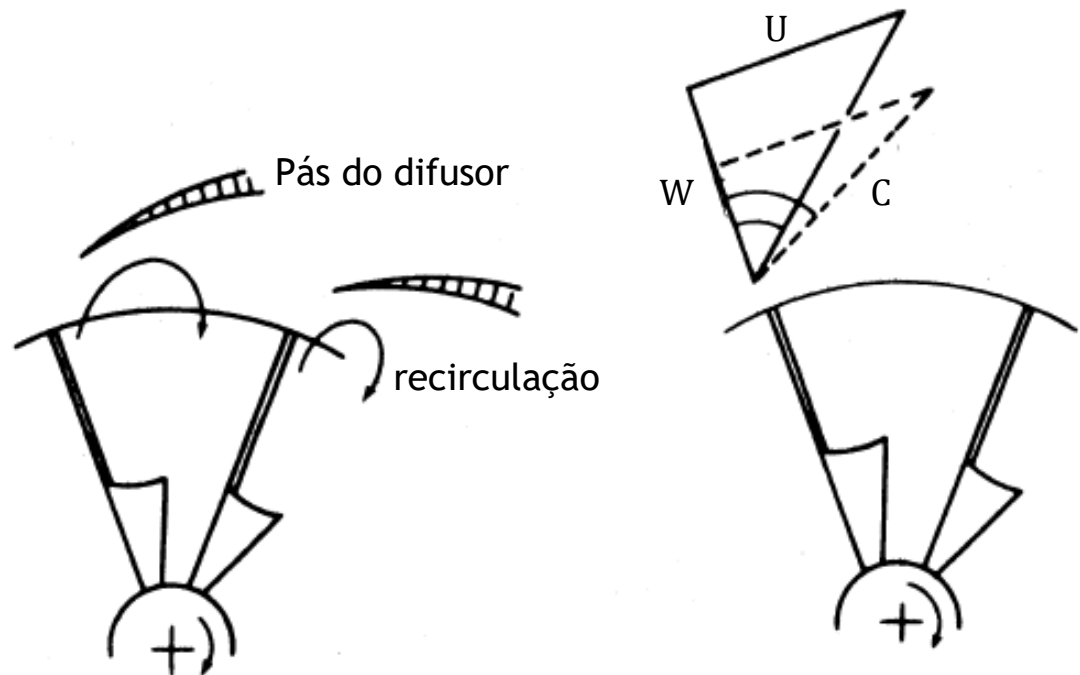
# Compressor centrífugo: forças e características de escoamento



Forças e características de escoamento em um compressor centrífugo: soma vetorial do escoamento com rotor estacionário e o escoamento devido à rotação do rotor.

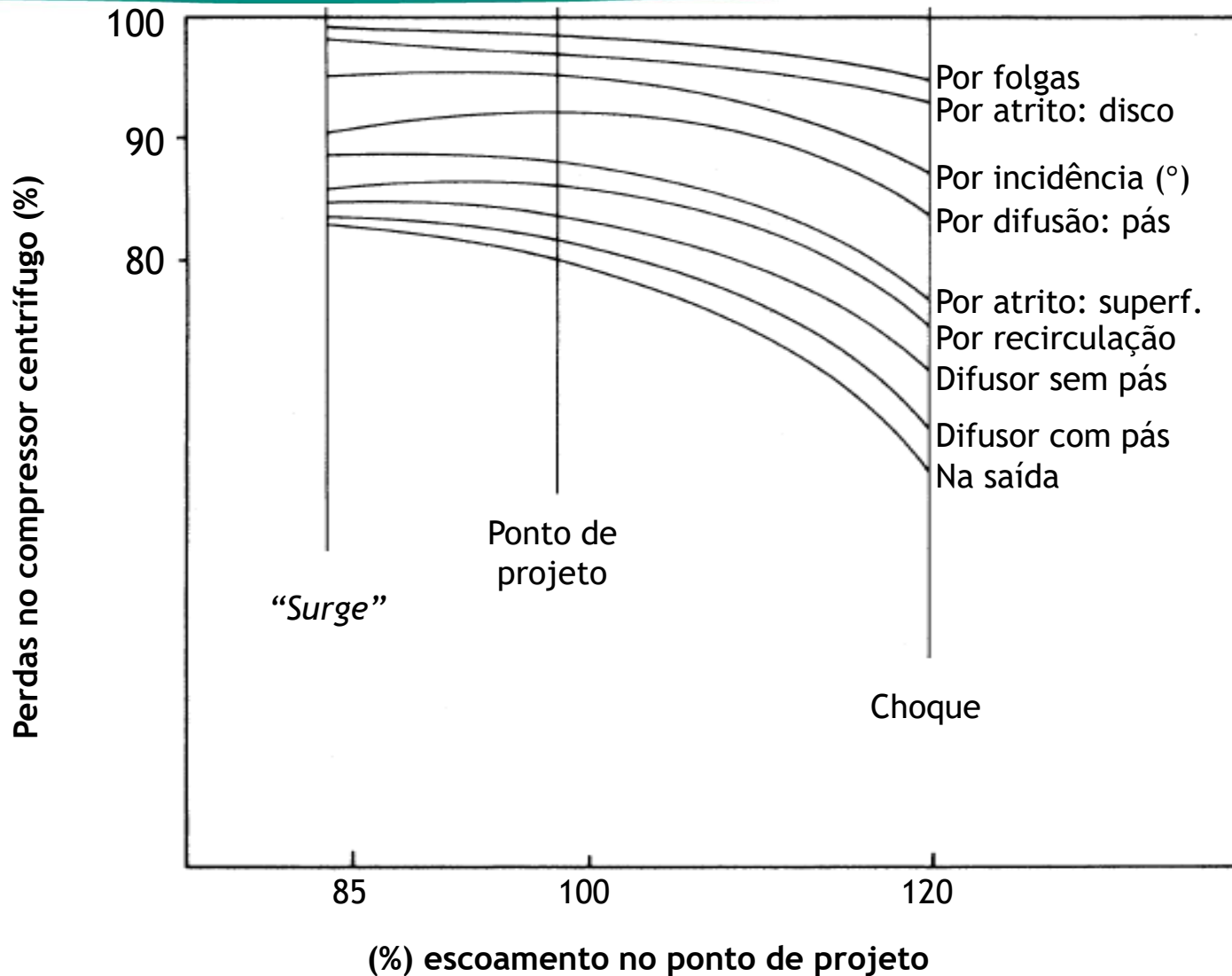
# Compressor centrífugo: Perdas por recirculação

- A perda por recirculação ocorre devido ao retorno do escoamento na saída do rotor em razão do ângulo de saída do ar;
- Conforme o escoamento através do compressor diminui, há um aumento no ângulo da velocidade absoluta do escoamento na saída do rotor.

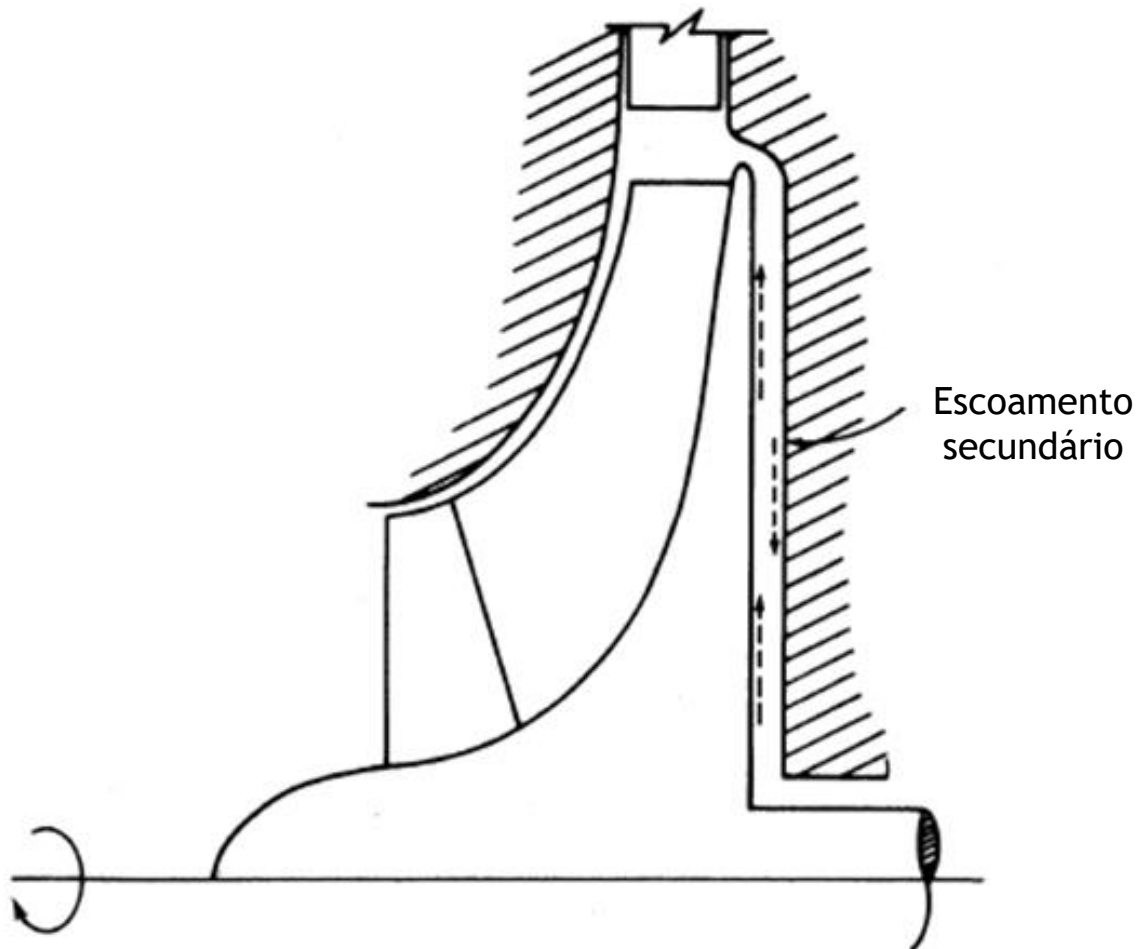


Escoamento no rotor visto no plano meridional

# Compressor centrífugo: Tipo de perdas

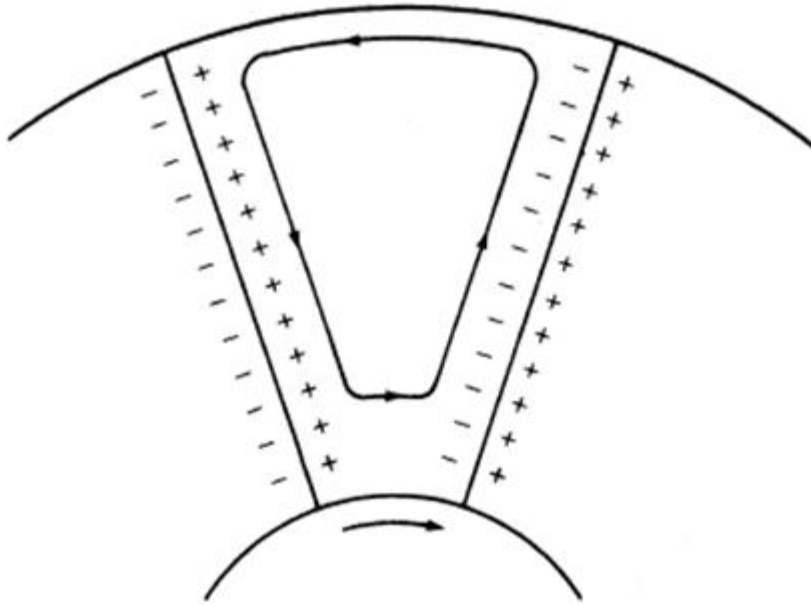


# Compressor centrífugo: escoamento secundário no rotor

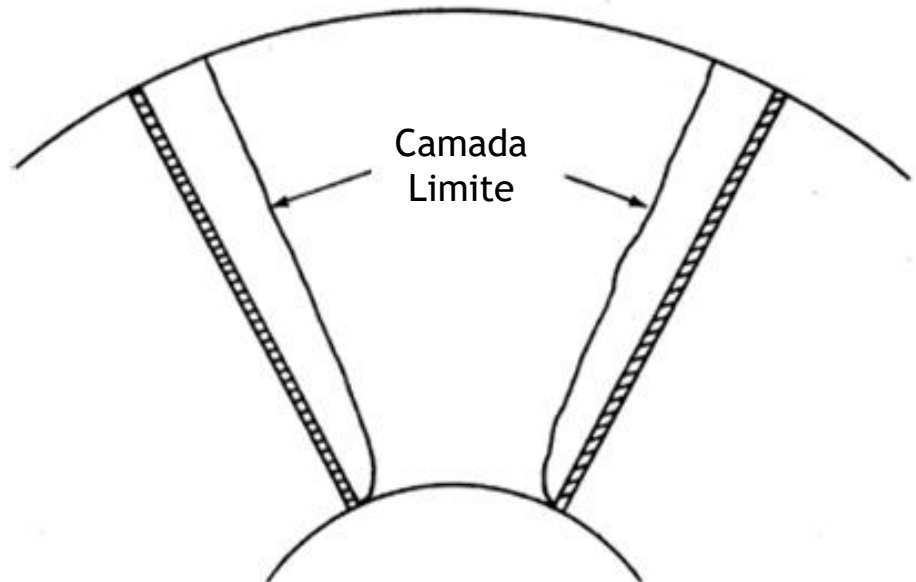


Escoamento secundário na parte posterior do rotor

# Compressor centrífugo: pressão e desenvolvimento de camada limite

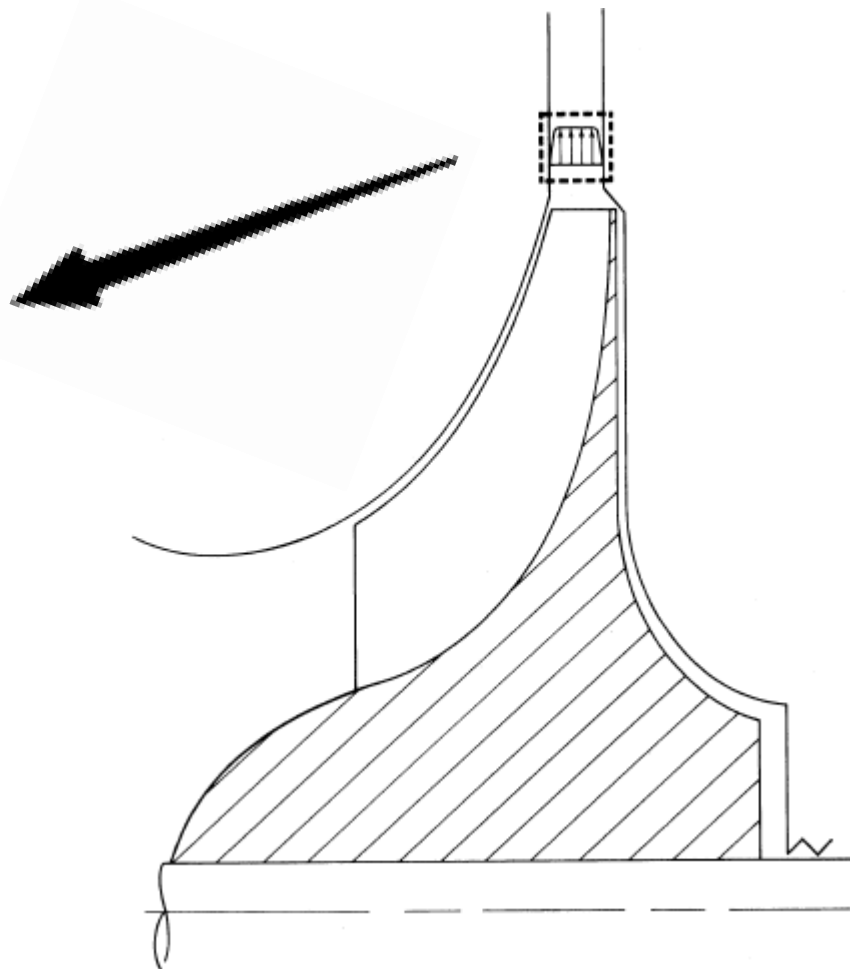


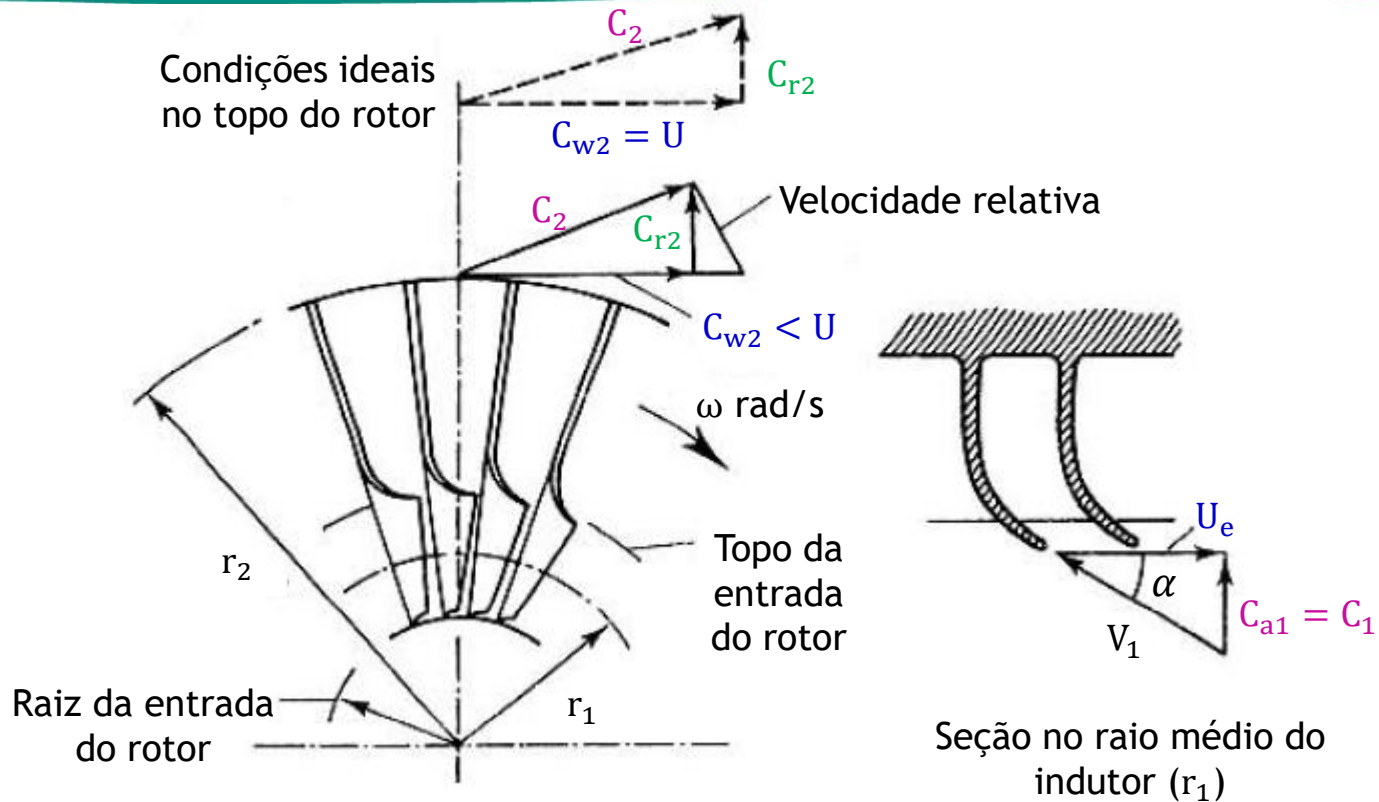
Pressão na pás do rotor



Desenvolvimento de camada limite

# Compressor centrífugo: “Surge”





$C_2$  → velocidade absoluta do ar que deixa o impelidor;

$C_{w2}$  → componente tangencial de velocidade do ar na saída;

$C_{r2}$  → componente radial de velocidade do ar.



- sob condições ideais,  $C_2$  seria tal que o componente  $C_{w2}$  se igualaria a velocidade “U” no topo do rotor;
- Devido à sua inércia, o ar preso entre as pás do rotor reluta em se mover com o rotor e isso resulta em uma pressão estática mais alta na face dianteira da pá do que na face posterior;
- Esse efeito é conhecido como escorregamento;
- Quanto maior for o número de pás, menor será o escorregamento e maior será o valor de  $C_{w2}$  fazendo com que ele se aproxime de U;
- Durante o projeto é necessário assumir um valor para o fator de escorregamento  $\sigma$ , onde  $\sigma$  é definido como a razão  $C_{w2}/U$ , sendo:

$$\sigma = 1 - \frac{0,63\pi}{n}$$

Onde: n é o número de pás.

- O torque teórico aplicado no rotor é igual à taxa de mudança de quantidade de movimento angular recebido pelo ar. Considerando uma unidade de massa de ar, esse torque é dado por:

$$\text{Torque teórico} = C_{w2} r_2 \quad (01)$$

- Se  $\omega$  é a velocidade angular, o trabalho realizado sobre o ar será:

$$\text{Trabalho teórico realizado} = C_{w2} r_2 \omega = C_{w2} U \quad (02)$$

- Ou, introduzindo o fator de escorregamento:

$$\text{Trabalho teórico realizado} = \sigma U^2 \quad (03)$$

- Devido ao atrito entre a carcaça e o ar transportado pelas pás e outras perdas viscosas, o trabalho real consumido pelo compressor é maior do que o seu valor teórico;

- Um fator de potência de entrada  $\psi$  pode ser introduzido para considerar essas perdas, assim o trabalho real realizado sobre o ar torna-se:

$$\text{Trabalho realizado} = \psi \sigma U^2 \quad (04)$$

- Se  $(T_{03} - T_{01})$  é o aumento da temperatura de estagnação do ar através de todo o compressor, uma vez que a energia não é adicionada no difusor, esse valor é igual ao aumento de temperatura de estagnação apenas através do rotor  $(T_{02} - T_{01})$ .

$$T_{03} - T_{01} = \frac{\psi \sigma U^2}{c_p} \quad (05)$$

onde:  $c_p$  é o calor específico na temperatura média e o valor típico para o fator de potência de entrada está entre 1,035 e 1,04.

- A razão de pressão de estagnação global do compressor:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left( \frac{T_{03s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[ 1 + \frac{\eta_c (T_{03} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[ 1 + \frac{\eta_c \psi \sigma U^2}{c_p T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (06)$$

- O fator de potência de entrada e o fator de escorregamento não são independentes um do outro nem da eficiência do compressor ( $\eta_c$ );
- O fator de potência de entrada representa um aumento no trabalho de entrada, o qual é utilizado para superar a perda por atrito e, portanto, degradado em energia térmica;
- Por isso, quanto mais baixo o valor de  $\psi$  maior será o valor de  $\eta_c$ ;
- O fator de escorregamento, por sua vez, limita a capacidade de trabalho do compressor mesmo em condições isentrópicas, e seu valor deve ser a maior possível;
- Entretanto, um aumento no número de pás no rotor, que aumenta a  $\eta_c$ , acarreta um aumento na solidez do rotor, isto é, uma diminuição na área efetiva de passagem de fluido;
- Surgem, então, perdas por atrito adicionais, isso porque para a mesma vazão em massa a velocidade de entrada deve ser maior;

- Assim, a entrada de **trabalho adicional** que deve ser empregada **para aumentar** o número de pás **não** resulta no aumento da **energia** empregada **para** aumentar a entalpia do **ar**;
- Um **compromisso adequado** pode ser encontrado usando o número de pás que dão um **fator de escorregamento** de cerca de **0,9**, isto é, **entre 19 e 21 pás**.
- Rotores centrífugos de **estágio único** construídos em **ligas de alumínio** são **limitados** a uma velocidade de **topo de pá** em **460 m/s** devido ao nível máximo admissível de estresse mecânico do material;
- A **essa velocidade** o compressor pode produzir uma **razão de pressão** de aprox. **4:1**;
- Velocidades mais altas e **razões de pressão** maiores de **8:1** podem ser alcançadas com **materiais** mais resistentes e **caros**, como o **titânio**.

As seguintes informações foram sugeridas como base para o projeto de um compressor centrífugo de um único estágio:

- ✓ Fator de potência de entrada  $\psi = 1,04$ ;
- ✓ Fator de escorregamento  $\sigma = 0,9$ ;
- ✓ Velocidade de rotação  $N = 290 \text{ rev/s}$ ;
- ✓ Diâmetro do rotor =  $0,5 \text{ m}$ ;
- ✓ Diâmetro de topo do indutor =  $0,3 \text{ m}$ ;
- ✓ Diâmetro na raiz do indutor =  $0,15 \text{ m}$ ;
- ✓ Vazão em massa de ar =  $9 \text{ kg/s}$ ;
- ✓ Temperatura de estagnação na entrada ( $T_{01}$ ) =  $295 \text{ K}$ ;
- ✓ Pressão de estagnação na entrada ( $P_{01}$ ) =  $1,1 \text{ bar}$ ;
- ✓ Eficiência isentrópica ( $\eta_C$ ) =  $0,78$ .

**Pede-se:**

- (a) Calcular a razão de pressão do compressor e a potência requerida por ele, assumindo que a velocidade do ar em sua entrada é axial;
- (b) Determine os ângulos de entrada das pás do rotor na raiz e no topo do indutor, assumindo que a velocidade axial do ar em sua entrada é constante em toda a região anular formada pelo indutor na entrada do rotor;
- (c) Calcule a profundidade axial dos canais do impelidor formados pelas pás na periferia do rotor.



## 1. Dados:

- . Compressor centrífugo
- .  $\psi = 1,04$
- .  $\sigma = 0,9$
- .  $N = 290 \text{ rev/s}$
- .  $\phi_{\text{rotor}} = 0,5 \text{ m}$
- .  $\phi_{\text{ind\_ext}} = 0,3 \text{ m}$
- .  $\phi_{\text{ind\_int}} = 0,15 \text{ m}$
- .  $\dot{m}_{\text{ar}} = 9 \text{ kg/s}$
- .  $T_{01} = 295 \text{ K}$
- .  $P_{01} = 1,1 \text{ bar}$
- .  $\eta_c = 0,78$

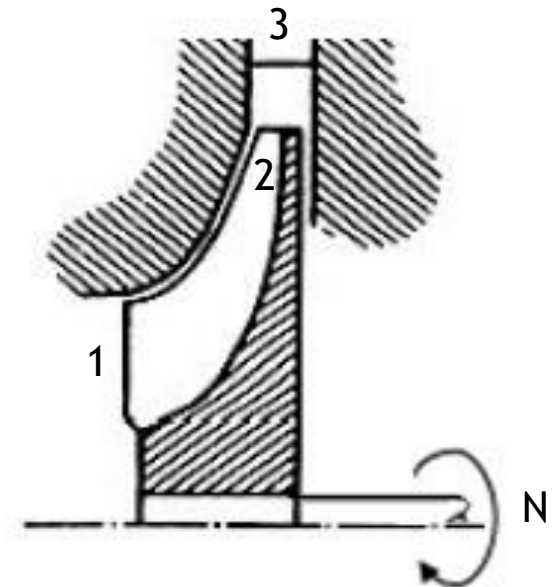
## 2. Determinar:

- (a)  $\frac{P_{03}}{P_{01}} = ?$  ; (b)  $\alpha_{\text{topo\_ind}} = ?$  ; (c)  $L_{\text{acr}} = ?$   
 $\alpha_{\text{raiz\_ind}} = ?$   
 $\dot{W}_C = ?$

## 3. Hipótese simplificadora:

- . O compressor está operando em regime permanente;
- . Ar modelado como gás ideal

## 4. Desenho esquemático:



## 5. Solução:

a)

Velocidade na ponta da pá do rotor:

$$U = \pi \cdot 0,5 \text{ m} \cdot 290 \text{ rev/s} = 455,5 \text{ m/s}$$

$$T_{03} - T_{01} = \frac{\psi \sigma U^2}{c_p} = \frac{1,04 \cdot 0,9 \cdot \left(455,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{1.005 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 193 \text{ K}$$

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{03s}}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} = \left[1 + \frac{\eta_c (T_{03} - T_{01})}{T_{01}}\right]^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} = \left[1 + \frac{0,78 \cdot 193 \text{ K}}{295 \text{ K}}\right]^{3,5} \rightarrow \frac{P_{03}}{P_{01}} = 4,23$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{ar} \cdot c_p \cdot (T_{03} - T_{01}) = 9 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 193 \text{ K} \rightarrow \dot{W}_C = 1.746 \text{ kW}$$

b)

Para encontrar o **ângulo de entrada das pás** é necessário determinar a velocidade de entrada que neste caso é axial , ou seja,  $C_{a1} = C_1$ ;

$C_{a1}$  deve **satisfazer** a equação da continuidade  $\dot{m} = \rho_1 \cdot A_1 \cdot C_{a1}$ , onde  $A_1$  é a área do escoamento na entrada;

Como a massa específica  $\rho_1$  depende de  $C_1$  e ambos **não** são **conhecidos**, é necessário um processo de tentativa e erro;

O **primeiro chute** é obtido por meio do cálculo da **vazão** em massa para a condição de **estagnação** na **entrada** do **rotor**;

Porém, isso **resultará** em uma **massa específica** muito **alta e** em uma **velocidade** muito **baixa**;

Na **prática** estima-se a massa específica para as condições de estagnação na entrada do rotor e **considera-se** a **velocidade axial** na **entrada** do **rotor** em **150 m/s** como **chute inicial**, uma vez que este valor representa um **compromisso** adequado **entre** o escoamento por unidade de **área frontal e pequena perda** por **atrito** na entrada;

Área **anular** do **indutor** na entrada do rotor:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (0,3^2 - 0,15^2)}{4} = 0,053 \text{ m}^2$$

Com base nas **condições de estagnação**:

$$\rho_1 \cong \frac{P_{01}}{RT_{01}} = \frac{1,1 \cdot 100}{0,287 \cdot 295} = 1,30 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} = \frac{9}{1,30 \cdot 0,053} = 131 \text{ m/s}$$

Uma vez que  $C_1 = C_{a1}$ , a **temperatura dinâmica** equivalente é:

$$\frac{C_1^2}{2c_p} = \frac{131^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 8,5 \text{ K}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2c_p} = 295 - 8,5 = 286,5 \text{ K}$$

$$P_1 = \frac{P_{01}}{\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{1,1}{(295/286,5)^{3,5}} = 0,992 \text{ bar}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{0,992 \cdot 100}{0,287 \cdot 286,5} = 1,21 \text{ kg/m}^3$$

Verificando  $C_{a1}$ :

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} = \frac{9}{1,21 \cdot 0,053} = 140 \text{ m/s}$$

Última tentativa:

$$C_1 = C_{a1} = 145 \text{ m/s}$$

A temperatura dinâmica equivalente é:

$$\frac{C_1^2}{2c_p} = \frac{145^2}{2 \cdot 1,005 \cdot 10^3} = 10,5 \text{ K}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2c_p} = 295 - 10,5 = 284,5 \text{ K}$$

$$P_1 = \frac{P_{01}}{\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{1,1}{(295/284,5)^{3,5}} = 0,968 \text{ bar}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{0,992 \cdot 100}{0,287 \cdot 284,5} = 1,185 \text{ kg/m}^3$$

Verificando  $C_{a1}$ :

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} = \frac{9}{1,185 \cdot 0,053} = 143 \text{ m/s}$$

Esta é uma **boa concordância** e uma **nova tentativa** usando  $C_{a1} = 143 \text{ m/s}$  é **desnecessária**, isso porque uma pequena mudança em  $C$  tem pouco efeito *sobre*  $\rho$ ;

Por esse motivo é mais **conveniente** usar o **valor final 143 m/s**, em vez do valor arbitrado de 145 m/s;

Os **ângulos das pás** podem ser calculados da seguinte forma:

Velocidade periférica no raio de **topo** do indutor:

$$U = \pi \cdot 0,3 \text{ m} \cdot 290 \text{ rev/s} = 273 \text{ m/s}$$

Velocidade periférica no raio na **raiz** do indutor:

$$U = \pi \cdot 0,15 \text{ m} \cdot 290 \text{ rev/s} = 136,5 \text{ m/s}$$

Ângulo  $\alpha$  no **topo da pá** do **indutor** =  $\tan^{-1} 143/273$   $\longrightarrow$

$$\alpha_{\text{topo\_ind}} = 27,65^\circ$$

Ângulo  $\alpha$  na **raiz da pá** do **indutor** =  $\tan^{-1} 143/136,5$   $\longrightarrow$

$$\alpha_{\text{raiz\_ind}} = 46,33^\circ$$



- c) A forma do **canal do rotor** entre o indutor e a saída do impelidor (também a saída do próprio rotor) é uma questão de **tentativa e erro**;

O objetivo é obter a **mudança mais uniforme** possível na velocidade do escoamento, **evitando desacelerações** locais na **face posterior da pás** que possam levar à **separação do escoamento**;

**Somente ensaios** na máquina poderão **demonstrar** se isso foi alcançado;

Para calcular a **profundidade** necessária para o **canal** do impelidor na periferia do rotor, deve-se **arbitrar** o componente **radial** de **velocidade** de **topo** da **pá** (na saída do rotor) e **a divisão das perdas entre o impelidor e o difusor, isso para que a** massa específica possa ser **avaliada**;

O componente de **velocidade radial** será relativamente pequeno e pode ser escolhido pelo projetista; um valor adequado é obtido quando **assumindo** esse valor como sendo **igual** ao da **velocidade axial** na **entrada** do indutor.

Para **estimar a massa específica no topo do impelidor**, a **pressão** e a **temperatura** estáticas podem ser **encontradas calculando a velocidade absoluta** nesse ponto e usando esse valor em conjunto com a pressão de estagnação, a qual é calculada **assumindo as perdas até esse ponto**;

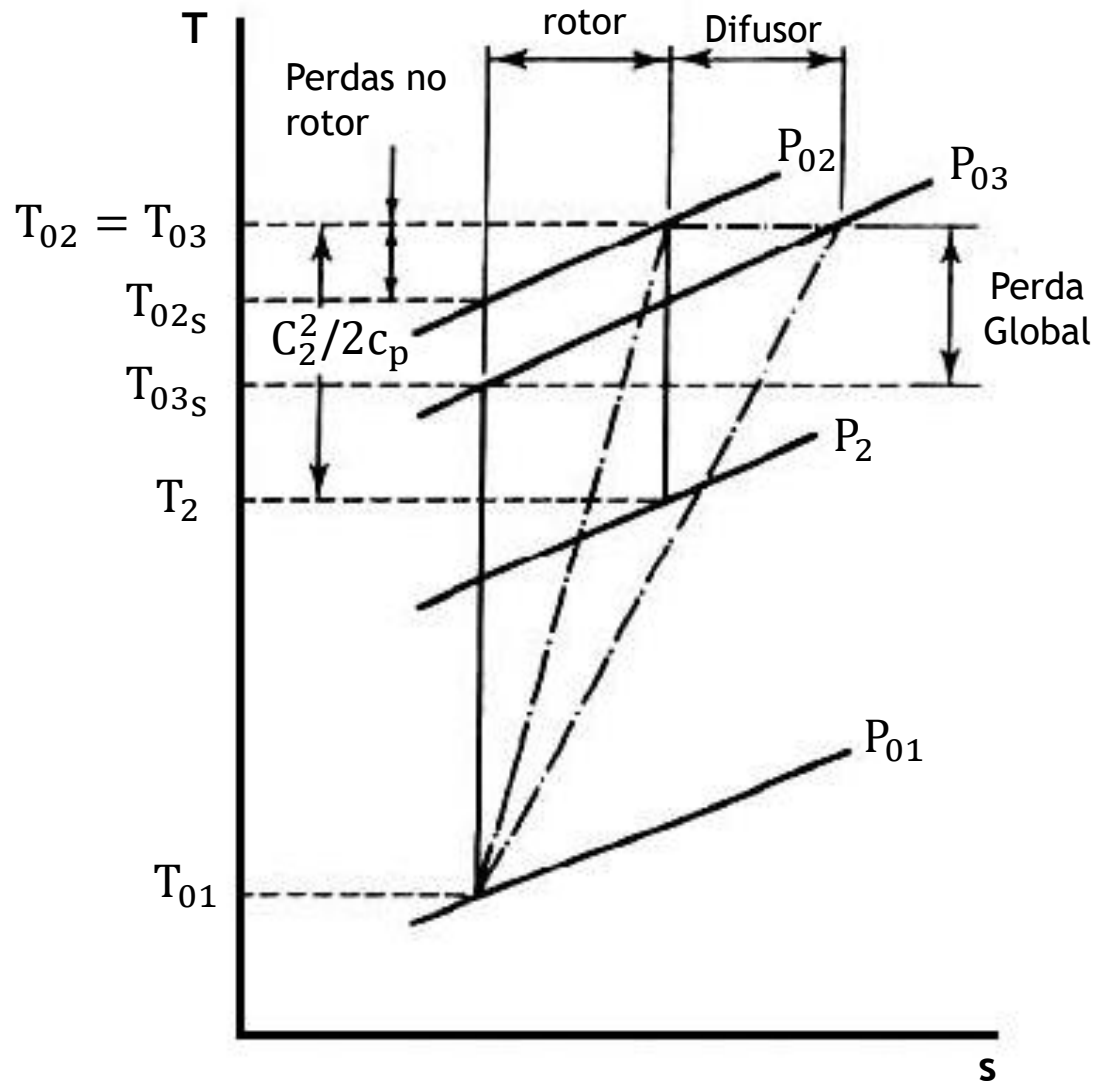
Considerando  $C_{r2} = C_{a1}$ , tem-se  $C_{r2} = 143 \text{ m/s}$ ;

$$C_{w2} = \sigma \cdot U = 0,9 \cdot 455,5 = 410 \text{ m/s}$$

$$\frac{C_2^2}{2c_p} = \frac{C_{r2}^2 + C_{w2}^2}{2c_p} = \frac{(143 \text{ m/s})^2 + (410 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 1,005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot 10^3} = 93,8 \text{ K}$$

Assumindo que **metade das perdas** ocorrem **no rotor**, ou seja:  $0,5 \cdot (1 - \eta_c) = 0,11$ , a **eficiência** efetiva de **compressão** de até será **0,89**. Assim:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left( \frac{T_{02s}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[ 1 + \frac{\eta_c (T_{02} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[ 1 + \frac{0,89 \cdot 193 \text{ K}}{295 \text{ K}} \right]^{3,5} = 4,98$$



$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left( \frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \quad \text{e} \quad T_{02} = T_{03} = 193 + 295 = 488 \text{ K}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{C_2^2}{2c_p} = 488 \text{ K} - 93,8 \text{ K} = 394,2 \text{ K}$$

$$\frac{P_2}{P_{02}} = \left( \frac{394,2}{488} \right)^{3,5} = 0,47$$

Como:  $(P_2/P_{01}) = (P_2/P_{02}) \cdot (P_{02}/P_{01})$ :

$$\frac{P_2}{P_{01}} = 0,47 \cdot 4,98 = 2,35$$

$$P_2 = 2,35 \cdot 1,1 = 2,58 \text{ bar}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{2,58 \cdot 100}{0,287 \cdot 394,2} = 2,28 \text{ kg/m}^3$$

A **área de seção transversal** necessária para o escoamento na direção radial no topo do impelidor é:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 C_{r2}} = \frac{9 \text{ kg/s}}{2,28 \text{ kg/m}^3 \cdot 143 \text{ m/s}}$$

$$A_2 = 0,026 \text{ m}^2$$

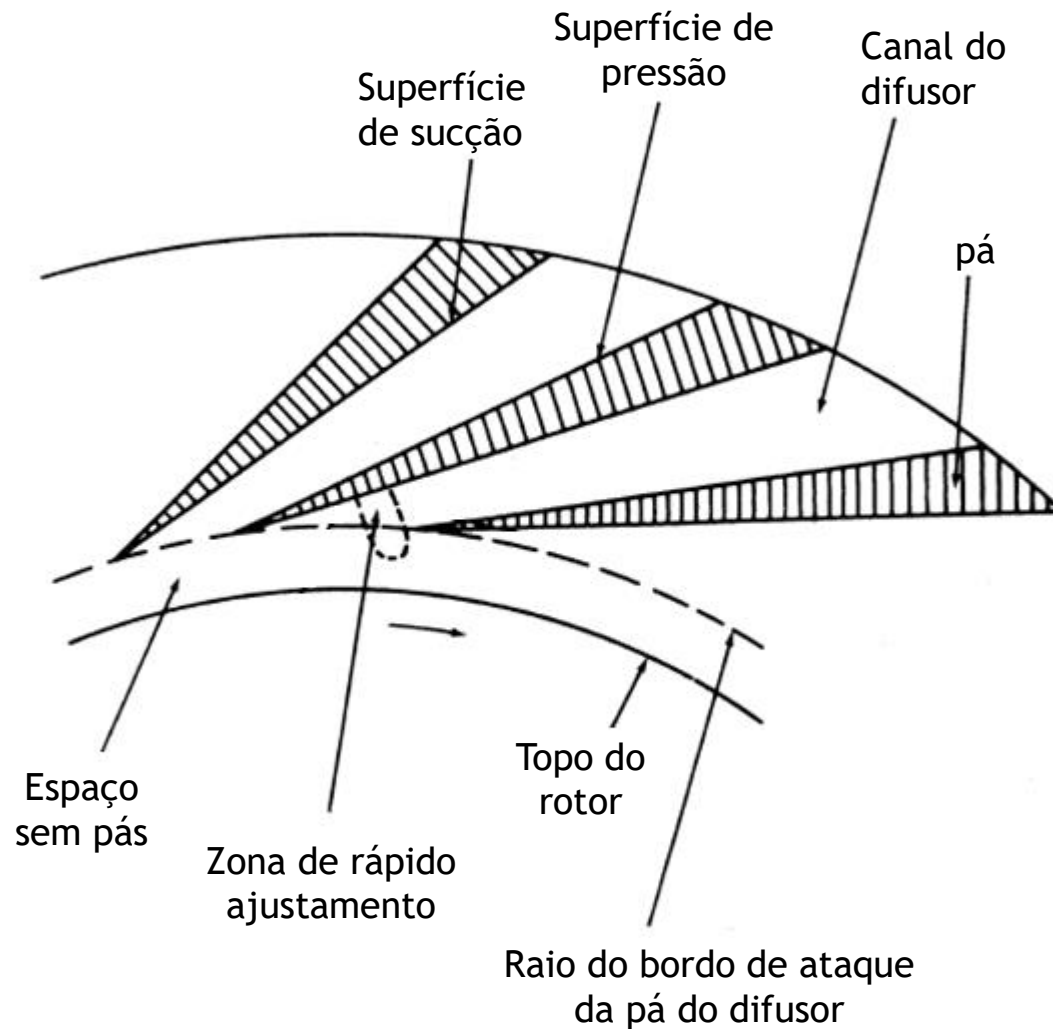
Então, a **profundidade do canal** do impelidor é:

$$L_{acr} = \frac{0,0276 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,5 \text{ m}} = 0,0176 \text{ m}$$

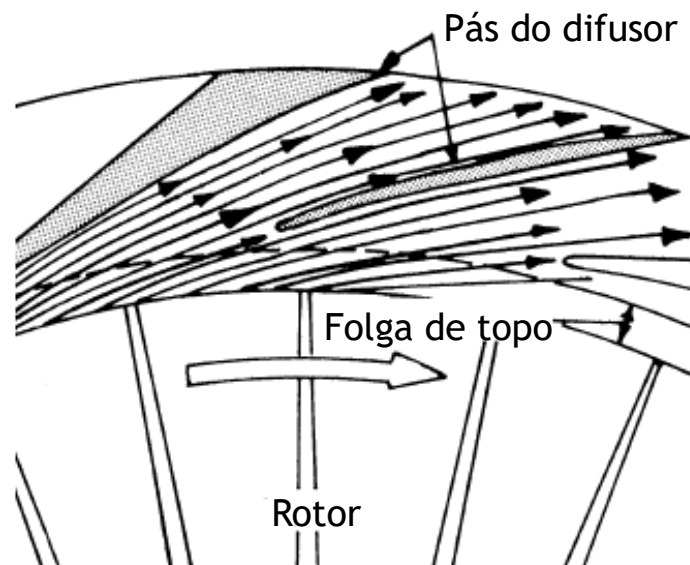
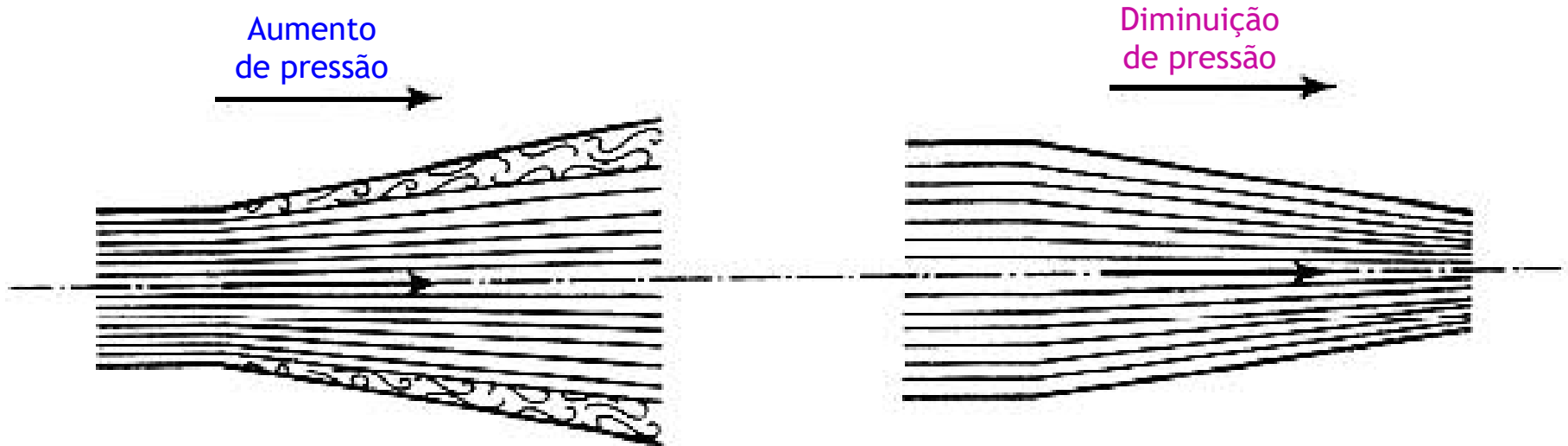
ou

$$L_{acr} = 1,76 \text{ cm}$$

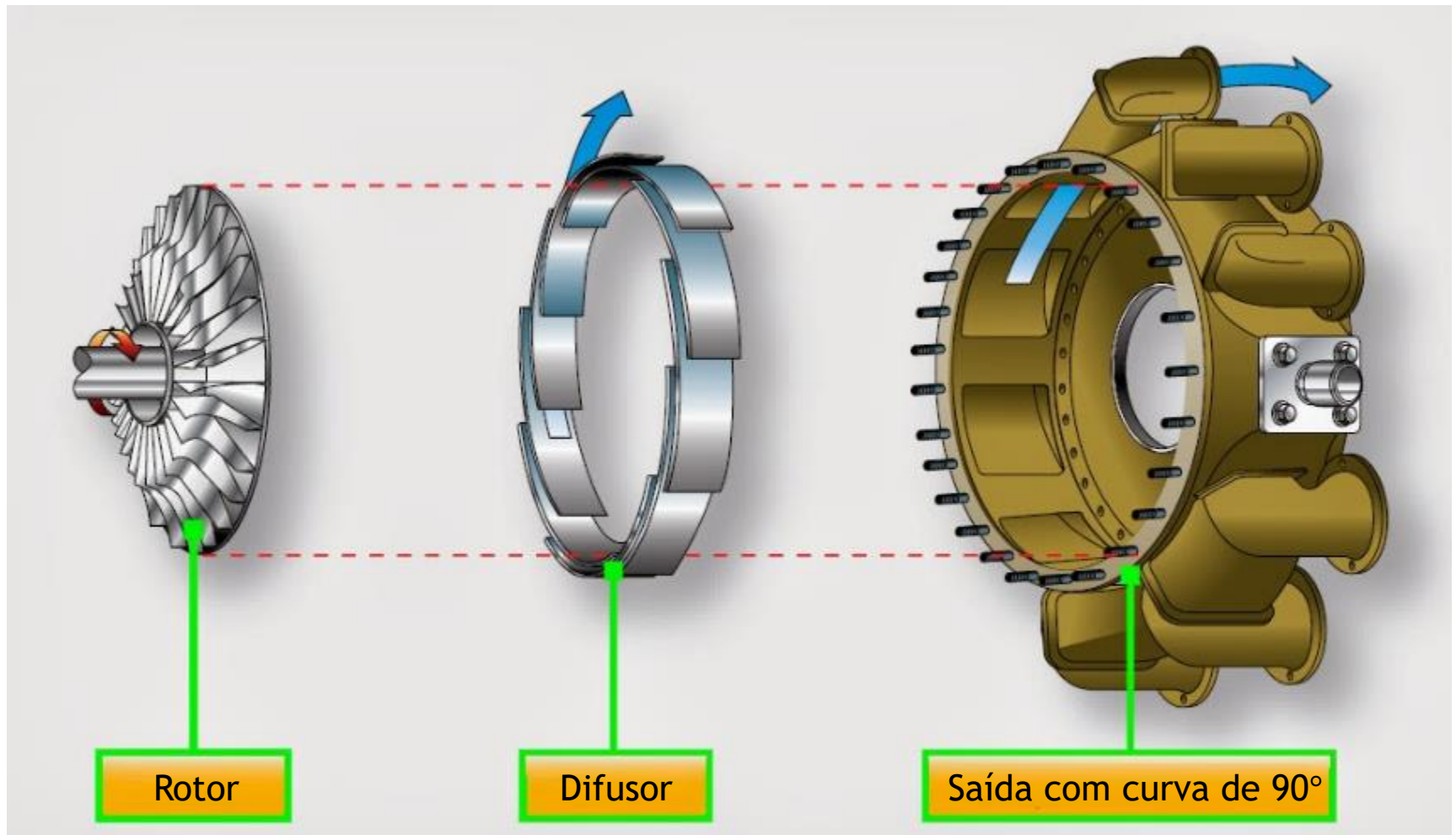
# Compressor centrífugo: difusor



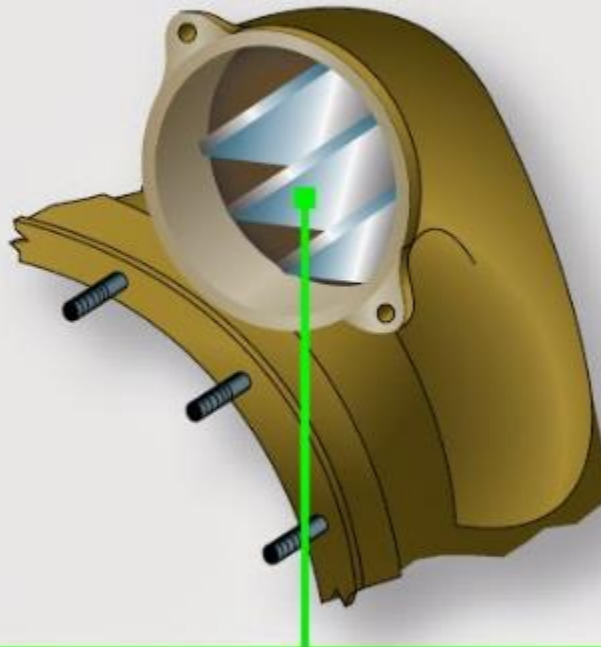
# Compressor centrífugo: difusor



# Compressor centrífugo: difusor

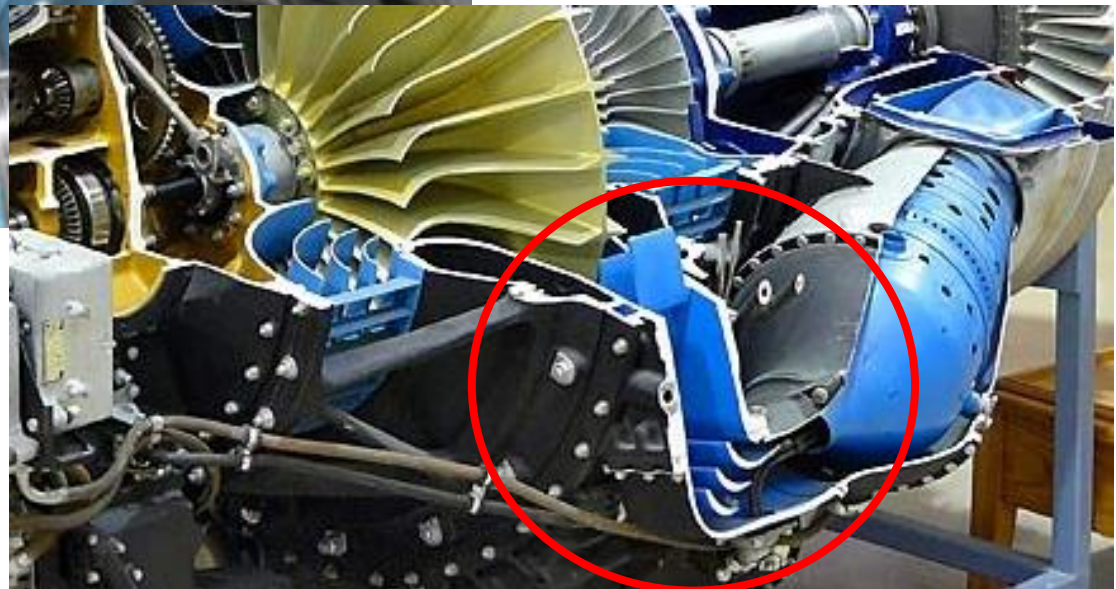






Saída com curva de  $90^\circ$  e pás no cotovelo para reduzir as perdas

# Compressor centrífugo: difusor



- O projeto de um sistema de **combustão eficiente** é facilitado se a **velocidade do ar** na entrada da câmara de combustão for a **menor possível**;
- É necessário, para isso, projetar o difusor de maneira que apenas uma **pequena parte** da **temperatura de estagnação** na saída do compressor **corresponda à energia cinética**;
- **Normalmente** a velocidade de saída do ar na saída do compressor centrífugo é por volta de **90 m/s**;
- É muito **mais difícil** conseguir uma **desaceleração** eficiente do escoamento **do que** obter uma **aceleração**;
- Há uma **tendência** natural no processo de divergência de o escoamento **descolar das paredes** das passagens divergentes (canais **do difusor**);
- Entretanto, um **pequeno ângulo** de divergência implica em um **difusor longo**, com **maior massa** e elevada **perda por atrito**;

- Estudos experimentais demonstram que o **ângulo ótimo** de divergência é **7 graus**, porém ângulos de **até duas vezes esse valor** pode ser usado em difusores de baixa relação comprimento/largura **sem que a perda de pressão de estagnação aumente significativamente**;
- Por outro lado, no processo de **convergência** o fluido gasoso naturalmente tende a preencher todo o canal e as **linhas de corrente** do escoamento seguem **paralelas às paredes**;
- Para controlar efetivamente o escoamento de ar e realizar o processo de **divergência** do escoamento **no comprimento mais curto possível**, o ar que deixa o rotor é **dividido** em várias partes **por pás fixas** no difusor;
- Normalmente os **canais** formados pelas pás são de **profundidade constante**, mas a **largura varia** de acordo com o formato das pás formando uma **canal divergente**;
- O **ângulo das pás difusor no bordo de ataque** deve ser dimensionado para **se adequar** à velocidade absoluta do ar no raio do bordo de ataque, pois assim o **fluido escoará suavemente** sobre as pás;
- Para atender a esses requisitos, as **pás** também devem ser **delgadas (finas) e longas**;

- A **direção do escoamento** de ar ao deixar o rotor e preencher o **espaço sem pás** irá **variar** em função da **vazão** em massa e da **razão de pressão**;
- Quando o compressor opera em condições **fora do ponto de projeto**, o ar pode **não escoar suavemente** nas passagens do difusor, o que pode resultar em **perda de eficiência**;
- Em turbinas a gás nas quais o **peso e a complexidade não** são tão **importantes quanto** obter **alta eficiência** em **carga parcial**, existe a possibilidade de **incorporar** um difusor com **pás ajustáveis** para **corrigir o ângulo** de entrada sobre uma **ampla faixa** de condições de operação;
- Para uma dada **pressão e temperatura no bordo de ataque** das pás do difusor, a **vazão** em massa admitida **dependerá da área de garganta total** dos canais de passagem do difusor;
- O **comprimento** do difusor **dependerá do ângulo máximo admissível** de divergência;
- Depois de deixar as pás do difusor, o ar poderá ser passar por uma **voluta** e daí ser entregue para a câmara de combustão **ou** então ser descarregado **diretamente na câmara**;

Considere o projeto de um difusor para o compressor tratado no exercício anterior, assumindo as seguintes informações adicionais:

- ✓ Largura radial do espaço sem pás = 5 cm;
- ✓ Raio médio aproximado da garganta do difusor = 0,33 m;
- ✓ Profundidade das passagens do difusor = 1,76 cm;
- ✓ Número de pás do difusor = 12;

## Pede-se:

- Calcular o ângulo de entrada das pás do difusor;
- Determine a largura da garganta em cada canal do difusor assumindo que a profundidade seja constante;



## 1. Dados:

- . Compressor centrífugo
- . Difusor
- .  $N_{\text{pás}} = 12$
- .  $L_{\text{Radial\_sem\_pás}} = 5 \text{ cm}$
- .  $r_{\text{medio\_garganta}} = 0,33 \text{ m}$
- .  $H_{\text{passagens}} = 1,76 \text{ cm}$

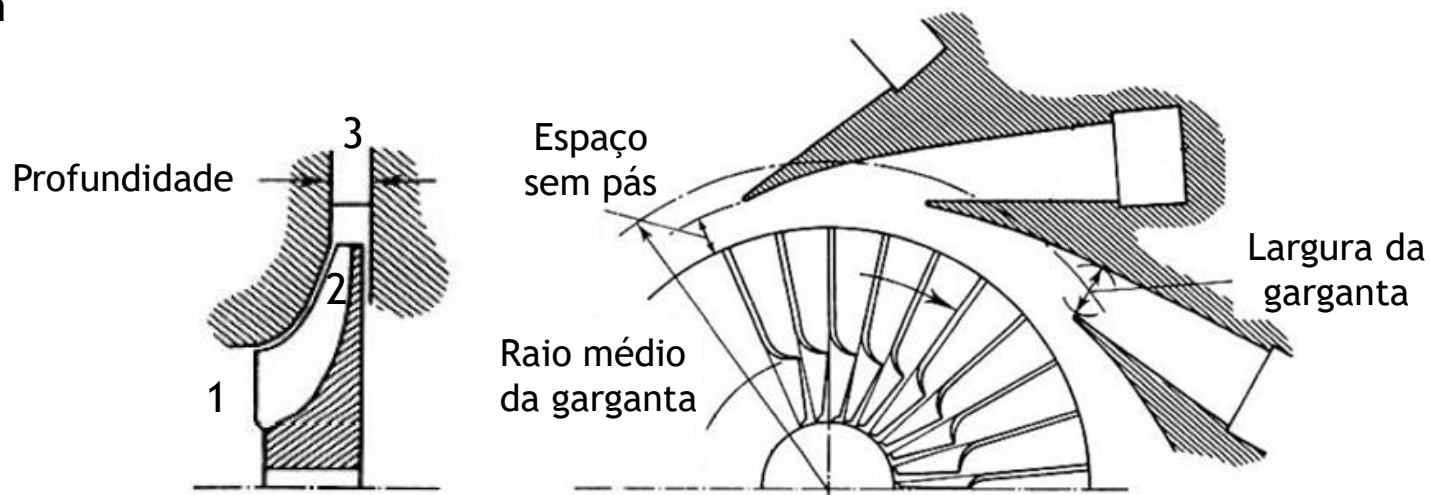
## 2. Determinar:

- $\alpha_{\text{entr}} = ?$
- $L_{\text{g\_p}} = ?$

## 3. Hipótese simplificadora:

- . O compressor está operando em regime permanente;
- . Ar modelado como gás ideal;
- . A metade do total das perdas (50%) é considerada como tendo ocorrido até a garganta do difusor.

## 4. Desenho esquemático:



## 5.Solução:

a)

Considerando as condições no raio do difusor raio do bordo de ataque das pás do difusor:

$$r_3 = \frac{\phi_{\text{rotor}}}{2} + L_{\text{Radial\_sem\_pás}} = \frac{0,50 \text{ m}}{2} + 0,05 \text{ m} = 0,3 \text{ m}$$

Uma vez que no espaço sem pás  $C_w \cdot r = \text{constante}$  para quantidade de movimento angular constante.

$$C_{w3} \cdot r_3 = C_{w2} \cdot r_2 \rightarrow C_{w3} = C_{w2} \cdot \frac{r_2}{r_3} \rightarrow C_{w3} = 410 \text{ m/s} \cdot \frac{0,25 \text{ m}}{0,30 \text{ m}} = 342 \text{ m/s}$$

O componente radial de velocidade pode ser encontrado por tentativa e erro.

Vamos iniciar o processo iterativo arbitrando um valor para  $C_{r3}$ :

$$C_{r3} = 97 \text{ m/s}$$



$$\frac{C_3^2}{2c_p} = \frac{C_{w3}^2 - C_{r3}^2}{2c_p} = \frac{(342 \text{ m/s})^2 - (97 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K} \cdot 1000} = 62,9 \text{ K}$$

Ignorando qualquer perda adicional entre a topo do rotor e o bordo de ataque da pá do difusor a 0,3 m de raio, a pressão de estagnação é a que foi calculada no exercício anterior para o topo do rotor:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} = 4,98$$

Logo:

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_3^2}{2c_p} = 488 \text{ K} - 62,9 \text{ K} = 425,1 \text{ K}$$

$$\frac{P_3}{P_{03}} = \left( \frac{T_3}{T_{03}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left( \frac{425,1}{488} \right)^{3,5} = 0,617$$

Como:  $(P_3/P_{01}) = (P_3/P_{03}) \cdot (P_{03}/P_{01})$ :

$$\frac{P_3}{P_{01}} = 0,617 \cdot 4,98 = 0,307$$

$$P_3 = 3,07 \cdot 1,1 = 3,38 \text{ bar}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} = \frac{3,38 \cdot 100}{0,287 \cdot 425,1} = 2,77 \text{ kg/m}^3$$

Área de seção transversal do escoamento na direção radial:

$$A = 2 \cdot \pi \cdot 0,3 \text{ m} \cdot 0,0176 \text{ m} = 0,0332 \text{ m}^2$$

Verificando o valor arbitrado para  $C_{r3}$ :

$$C_{r3} = \frac{9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2,77 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0332 \text{ m}^2} = 97,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Considerando  $C_{r3} = 97,9 \text{ m/s}$ , o ângulo do bordo de ataque da pá do difusor para incidência zero é:

$$\tan^{-1}(C_{r3}/C_{w3}) = \tan^{-1}\left(\frac{97,9 \text{ m/s}}{342 \text{ m/s}}\right)$$

$$\alpha_{entr} = 16^\circ$$

b)

A **largura da garganta** do difusor pode ser encontrada por meio de um cálculo semelhante **para** o escoamento no **raio médio** da garganta dado pelo problema (**0,33 m**):

$$C_{w3} = 410 \text{ m/s} \cdot \frac{0,25 \text{ m}}{0,33 \text{ m}} = 311 \text{ m/s}$$

Arbitrando  $C_{r3} = 83 \text{ m/s}$ :

$$\frac{C_3^2}{2c_p} = \frac{C_{w3}^2 - C_{r3}^2}{2c_p} = \frac{(311 \text{ m/s})^2 - (83 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K} \cdot 1000} = 51,5 \text{ K}$$

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_3^2}{2c_p} = 488 \text{ K} - 51,5 \text{ K} = 436,5 \text{ K}$$

Como:  $(P_3/P_{01}) = (P_3/P_{03}) \cdot (P_{03}/P_{01})$ :

$$\frac{P_3}{P_{01}} = \left( \frac{436,5}{488} \right)^{3,5} \cdot 4,98 = 0,337$$

$$P_3 = 3,37 \cdot 1,1 = 3,71 \text{ bar}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} = \frac{3,71 \cdot 100}{0,287 \cdot 436,5} = 2,96 \text{ kg/m}^3$$

Para uma primeira aproximação pode-se negligenciar a espessura das pás do difusor. Assim, a área do escoamento na direção radial será:

$$A_{r3} = 2 \cdot \pi \cdot 0,33 \text{ m} \cdot 0,0176 \text{ m} = 0,0365 \text{ m}^2$$

Verificando o valor arbitrado para  $C_{r3}$ :

$$C_{r3} = \frac{9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2,96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,0365 \text{ m}^2} = 83,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Considerando  $C_{r3} = 83,3 \text{ m/s}$ , o ângulo do bordo de ataque da pá do difusor para incidência zero é:

$$\tan^{-1}(C_{r3}/C_{w3}) = \tan^{-1}\left(\frac{83,3 \text{ m/s}}{311 \text{ m/s}}\right) \longrightarrow \alpha_{\text{entrada}} = 15^\circ$$

A **área total da garganta** das passagens do difusor é:

$$A_{g\_d} = A_{r3} \cdot \text{sen} \alpha_{\text{entrada}} = 0,0365 \text{ m}^2 \cdot \text{sen} 15^\circ$$

$$A_{g\_d} = 0,00945 \text{ m}^2$$

O difusor possui 12 pás e cada passagem tem 1,76 cm de profundidade, então a **largura da garganta em cada passagem** é:

$$L_{g\_p} = \frac{A_{g\_d}}{N_{\text{pás}} \cdot H_{\text{passagens}}} = \frac{0,00945 \text{ m}}{12 \cdot 0,00176 \text{ m}} = 0,0440 \text{ m}$$

ou

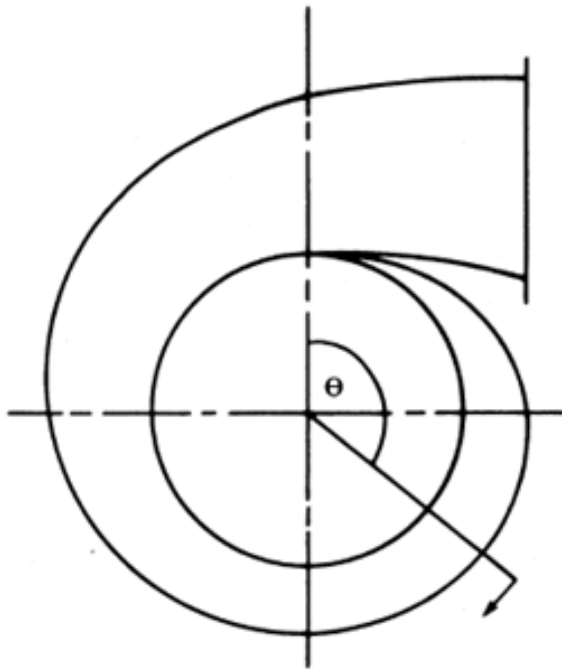
$$L_{g\_p} = 4,40 \text{ cm}$$

- A função da **voluta é coletar o fluido** que deixa o rotor ou o difusor e entregá-lo à câmara de combustão;
- A voluta tem um importante efeito sobre a **eficiência global do compressor**;
- O **projeto** da voluta abrange **duas premissas**;
- Na **primeira**, a **quantidade de movimento angular** na voluta é considerada **constante**, **desprezando** quaisquer efeitos de **atrito**;
- Assim, relação entre a velocidade tangencial e o raio é constante em qualquer posição na voluta:

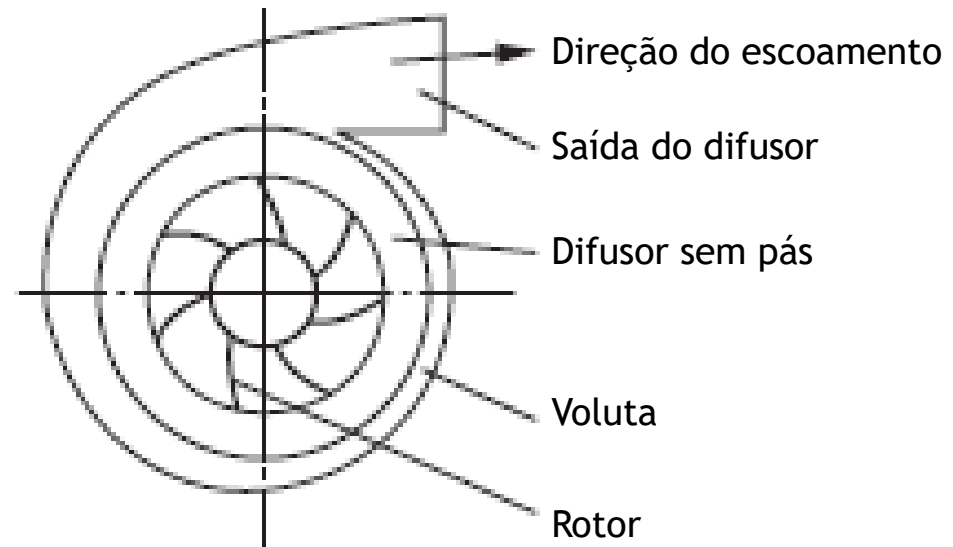
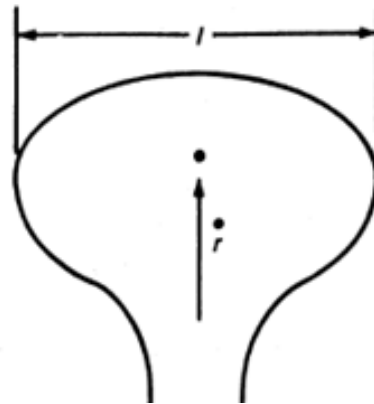
$$U_4 \cdot r_4 = \text{constante}$$

- Na **segunda**, o projeto da voluta considera que a **pressão** e a **velocidade** são **independentes** do ângulo  $\theta$  (ver figura a seguir);
- A **área da voluta** pode ser determinada para um dado valor  $\theta$ :

$$A_\theta = K \frac{Q}{U_4} \frac{\theta}{2\pi}$$

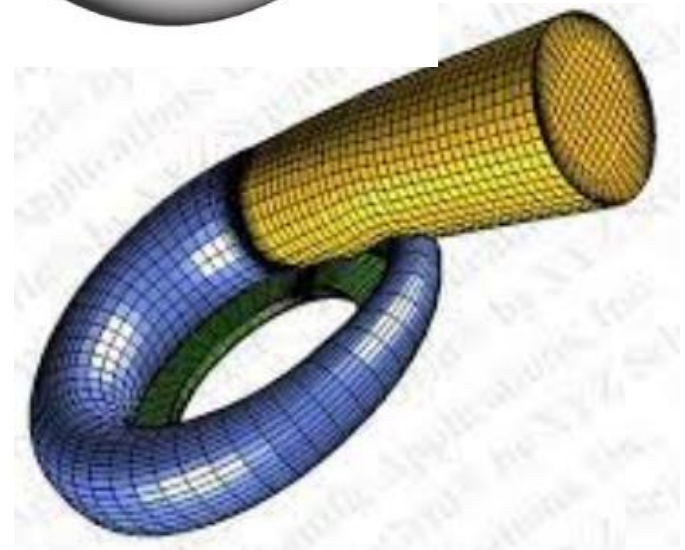
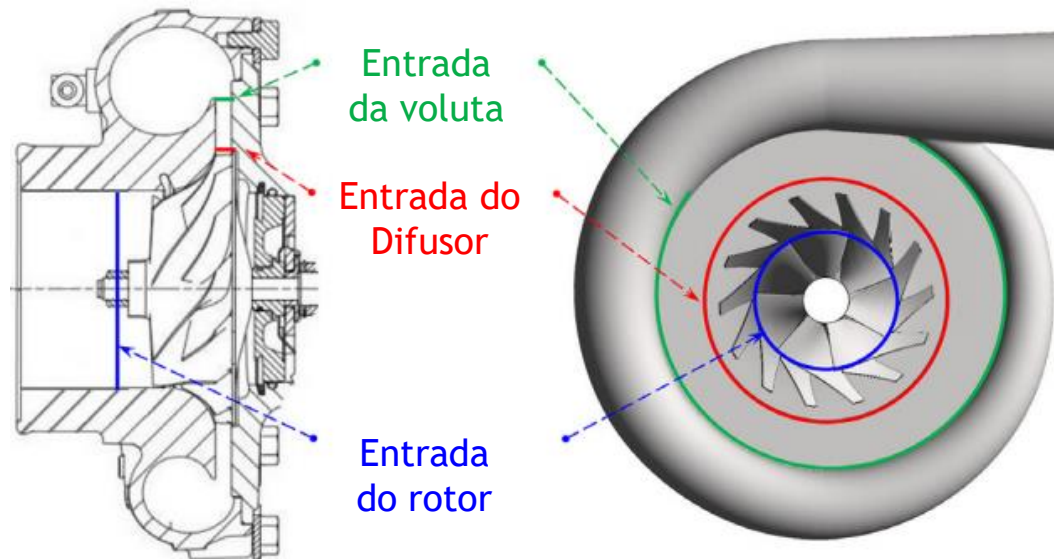


Voluta



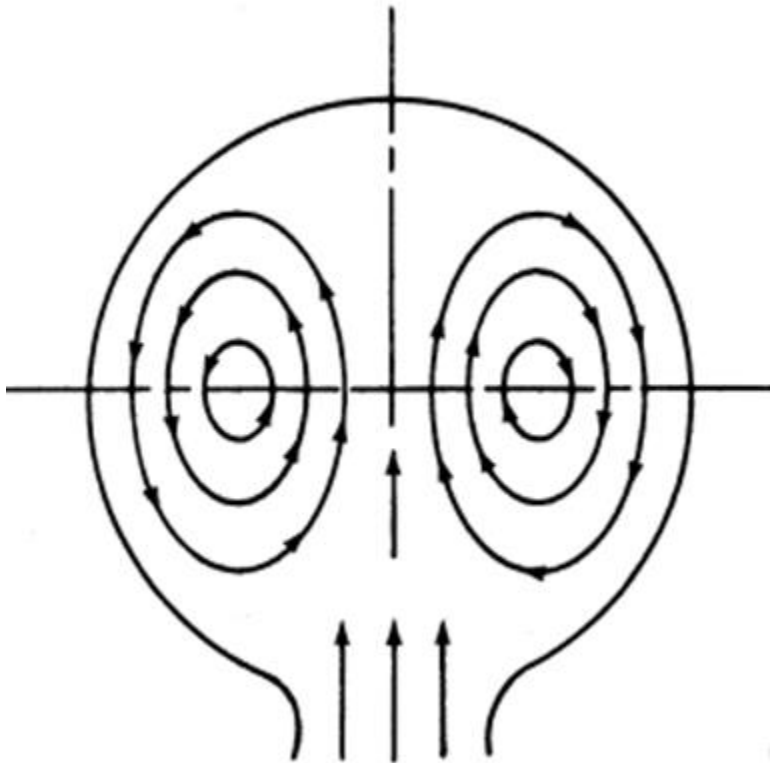


# Compressor centrífugo: voluta



- As volutas podem ser **simétricas** ou **axissimétricas**;
- Em uma voluta **axissimétrica** o escoamento tem um **vórtice único** e não um **vórtice duplo** como o formado em uma voluta **simétrica**;
- Quando o **escoamento** do rotor é **descarregado diretamente** na voluta, a **largura** da voluta deve ser **maior do que** a largura **do rotor**;
- Este **alargamento** resulta no escoamento do rotor sendo **limitado pelo vórtice** gerado a partir da **folga entre o rotor e a carcaça**;
- Em escoamentos diferentes das condições de projeto, existe um **gradiente de pressão circunferencial na ponta do rotor** e na voluta em um determinado raio;

- Em escoamentos de **baixa vazão**, a **pressão aumenta** com a distância periférica da voluta;
- Em **altas vazões**, a **pressão cai** com a distância periférica da voluta;
- Essa condição ocorre porque na região de formação do(s) vórtice(s) o escoamento é guiado pela externa da passagem;
- Como **regra geral**, para **evitar perdas** devido à formação de ondas de **choque**, o número de **Mach é restrito a 0,8**, a menos que ensaios demonstrem o contrário.



SIMÉTRICO

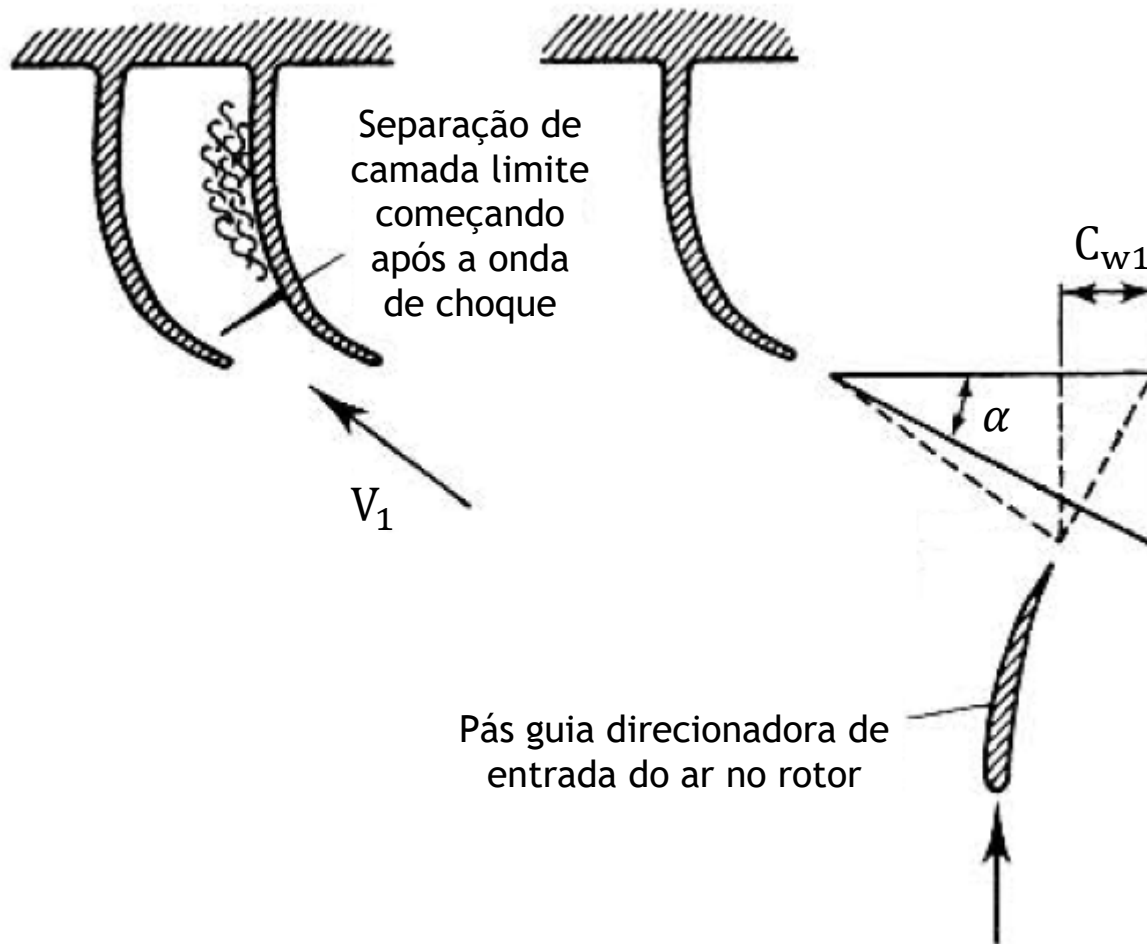


AXISSIMÉTRICO

# Compressor centrífugo: Mach na entrada do rotor

- Na entrada do rotor, o ar é desviado por um certo ângulo antes de passar para os canais radiais;
- Sempre há uma **tendência** do ar se **separar** da face **convexa** da parte curva **da pá** do rotor;
- Aqui está um ponto em que o número de Mach será extremamente importante; uma **onda de choque pode ocorrer** conforme mostrado na figura do próximo slide;
- O triângulo da velocidade de entrada para a entrada do rotor (indutor) é mostrado na figura;
- As linhas contínuas representam o caso da velocidade de entrada axial que consideramos até agora;
- Também foi assumido que a velocidade axial é uniforme da raiz ao topo do indutor;
- Neste caso, a **velocidade do ar** em relação à pá,  $V_1$ , atingirá o **valor máximo no topo** onde a velocidade da pá é maior;
- Mach de entrada será dado por: 
$$M = \frac{V_1}{\sqrt{(\gamma R T_1)}}$$
 ; onde:  $T_1$  temp. estática na entrada

# Compressor centrífugo: Mach na entrada



# Compressor centrífugo: Mach na entrada

- Mesmo que o número de Mach seja satisfatório em condições atmosféricas ao nível do solo, em condições de voo o número de Mach pode ser muito alto;
- Entretanto, é possível reduzir a velocidade relativa e, conseqüentemente, o número de Mach introduzindo pás antes da entrada do rotor;
- Para tanto, o ar a ser admitido pelo rotor, no indutor, deve ser fornecido por pás curvadas posicionadas antes da entrada do rotor e presas em na carcaça do compressor;
- Assim, para uma mesma velocidade axial e, portanto, aproximadamente a mesma vazão em massa, a velocidade relativa é reduzida conforme mostrado pelo triângulo pontilhado;
- Uma vantagem adicional é que a curvatura das pás na entrada do rotor é reduzida, isto é, o ângulo de entrada  $\alpha$  é aumentado;
- Este método de redução do número Mach diminui, infelizmente, a capacidade de trabalho do compressor.

# Compressor centrífugo: Mach na entrada

- O escoamento de ar passa a ter um componente rotacional inicial  $C_{w1}$ , de modo que a taxa de variação de quantidade de movimento angular por unidade de vazão em massa de ar é:

$$C_{w2} \cdot r_2 - C_{w1} r_1$$

- Se  $C_{w1}$  é constante na entrada do rotor, então, a quantidade de movimento angular na entrada das pás do rotor aumentará da raiz ao topo;
- A quantidade de trabalho realizado em cada quilograma de ar dependerá, portanto, do raio em que ele entra no indutor;
- Um valor médio de trabalho realizado por quilograma de ar pode ser encontrado usando a quantidade de movimento angular inicial do ar no raio médio das pás na entrada do rotor;
- Será a seguir verificado o número de Mach do compressor do problema tratado nos exercícios 1 e 2.
- Considerando inicialmente o número de Mach para o raio de topo da pá na entrada do rotor:



# Compressor centrífugo: Mach na entrada

- ✓ velocidade de entrada = 143 m/s e axial;
- ✓ velocidade de topo do indutor = 273 m/s;
- ✓ velocidade relativa no topo =  $\sqrt{(143^2 + 273^2)} = 308 \text{ m/s}$ ;
- ✓ velocidade do som =  $\sqrt{(1,4 \cdot 0,287 \cdot 284,5 \cdot 10^3)} = 338 \text{ m/s}$ ;
- ✓ número de Mach máximo na entrada =  $308 / 338 = 0,91$ .

- Considerando que o compressor equipa um motor de uma aeronave cuja altitude máxima de voo é 11.000 m, onde a temperatura atmosférica é de 217 K, deve-se calcular o número de Mach nessa condição;
- Como haverá aumento da temperatura devido ao efeito razão de pressão na entrada do motor quando a aeronave estiver em voo, o efeito da queda de pressão atmosférica não será tão grande quanto seria de se esperar;

# Compressor centrífugo: Mach na entrada

- Considerando como **90 m/s a mínima velocidade** que poderia ser alcançada em uma altitude de 11.000 metros;
  - ✓ temperatura equivalente à velocidade = 4 K;
  - ✓ temperatura de estagnação na entrada = 217 K + 4 K = 221 K;
  - ✓ temperatura equivalente à veloc. de entrada axial do 1º exercício = 10,5 K;
  - ✓ temperatura estática na entrada a altitude de 11.000 m = 210,5 K;
  - ✓ número de Mach na entrada a altitude de 11.000 m =  $0,91 \cdot \left(\frac{284,5}{210,5}\right)^{1/2} = 1,06$ .
- Como o número de Mach é **maior do que 1**, vamos **verificar** qual será o número de Mach se forem introduzidas pás guias para direcionar o ar na entrada do compressor (IGV) com ângulo de **30 graus**;
- Nesse caso, a **velocidade absoluta** do ar admitido no compressor será **um pouco maior** do que antes, de modo que a **temperatura estática** desse ar será **um pouco menor**;

- Um novo valor para a velocidade axial deve ser pelo método de tentativa e erro;
- Para o caso original de condição estática ao nível do mar:

Vamos iniciar o processo iterativo arbitrando um valor para  $C_{a1} = 150 \text{ m/s}$ :

$$C_1 = \frac{150}{\cos 30^\circ} = 173,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Temperatura equivalente para  $C_1$  é 14,9 K:

$$T_1 = 295 - 14,9 = 280,1 \text{ K}$$

$$P_1 = 0,918 \quad \text{e} \quad \rho_1 = 1,14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Verificando o valor de  $C_{a1}$ :

$$C_{a1} = \frac{9}{1,14 \cdot 0,053} = 149 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

# Compressor centrífugo: Mach na entrada

O componente de **velocidade rotacional** inicial,  $C_{w1} = 149 \cdot \tan 30^\circ = 86 \text{ m/s}$

$$\text{Máxima velocidade relativa} = \sqrt{[149^2 + (273 - 86)^2]} = 239 \text{ m/s}$$

Consequentemente, o número de **Mach máximo** quando  $T_{01} = 295 \text{ K}$  é:

$$\frac{239}{\sqrt{(1,4 \cdot 0,287 \cdot 280,1 \cdot 10^3)}} = \mathbf{0,71}$$

Em condição de voo em altitude de **11.000 m** esse valor deve **subir** para um **pouco maior** do **que 0,8**;

Assim, um ângulo de **30 graus** para as pás guias para direcionar o ar na entrada do compressor (**IGV**) pode ser **considerado adequado**.

Para analisar o **efeito** de adicionar **pás guias** para direcionar o ar na entrada do compressor com ângulo de **30 graus** sobre a **razão de pressão**, será estudado o **pior caso** e **assumido** que o **componente rotacional** inicial é **constante** sobre a **entrada do rotor**.

# Compressor centrífugo: Mach na entrada

A velocidade no raio médio da entrada do rotor,  $U_e = \frac{273 + 136,5}{2} = 204,8 \text{ m/s}$

O aumento real de temperatura  $= \frac{\psi}{c_p} (\sigma U^2 - C_{w1} \cdot U_e)$

$$= \frac{1,04}{1.005} (0,9 \cdot 455^2 - 86 \cdot 204,8) = 175 \text{ K}$$

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[ 1 + \frac{0,78 \cdot 175}{295} \right]^{3,5} = 3,79$$

Algumas vezes pode ser vantajoso usar pás ajustáveis para direcionar o escoamento na entrada do rotor para melhorar o desempenho em condições fora do ponto do projeto.

# Compressor centrífugo: Parâmetros adimensionais

- O **desempenho** de um compressor é função dos seguintes parâmetros:

Função ( $D, N, m, P_{01}, P_{02}, RT_{01}, RT_{02}$ )

- Pelo princípio de análise dimensional (**Teorema Pi**), a função de sete variáveis acima é **reduzida** para uma função de  $7 - 3 = 4$  **grupos adimensionais** que formam essas variáveis;
- Assim, as **formas adimensionais** formadas por  $P_{02}, T_{02}, m$  e  $N$  são **agrupadas** em:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}}, \frac{T_{02}}{T_{01}}, \frac{m\sqrt{(RT_{01})}}{D^2 P_{01}}, \frac{ND}{\sqrt{(RT_{01})}}$$

$$\text{Função} \left( \frac{P_{02}}{P_{01}}, \frac{T_{02}}{T_{01}}, \frac{m\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right) = 0$$

# Compressor centrífugo: Parâmetros adimensionais

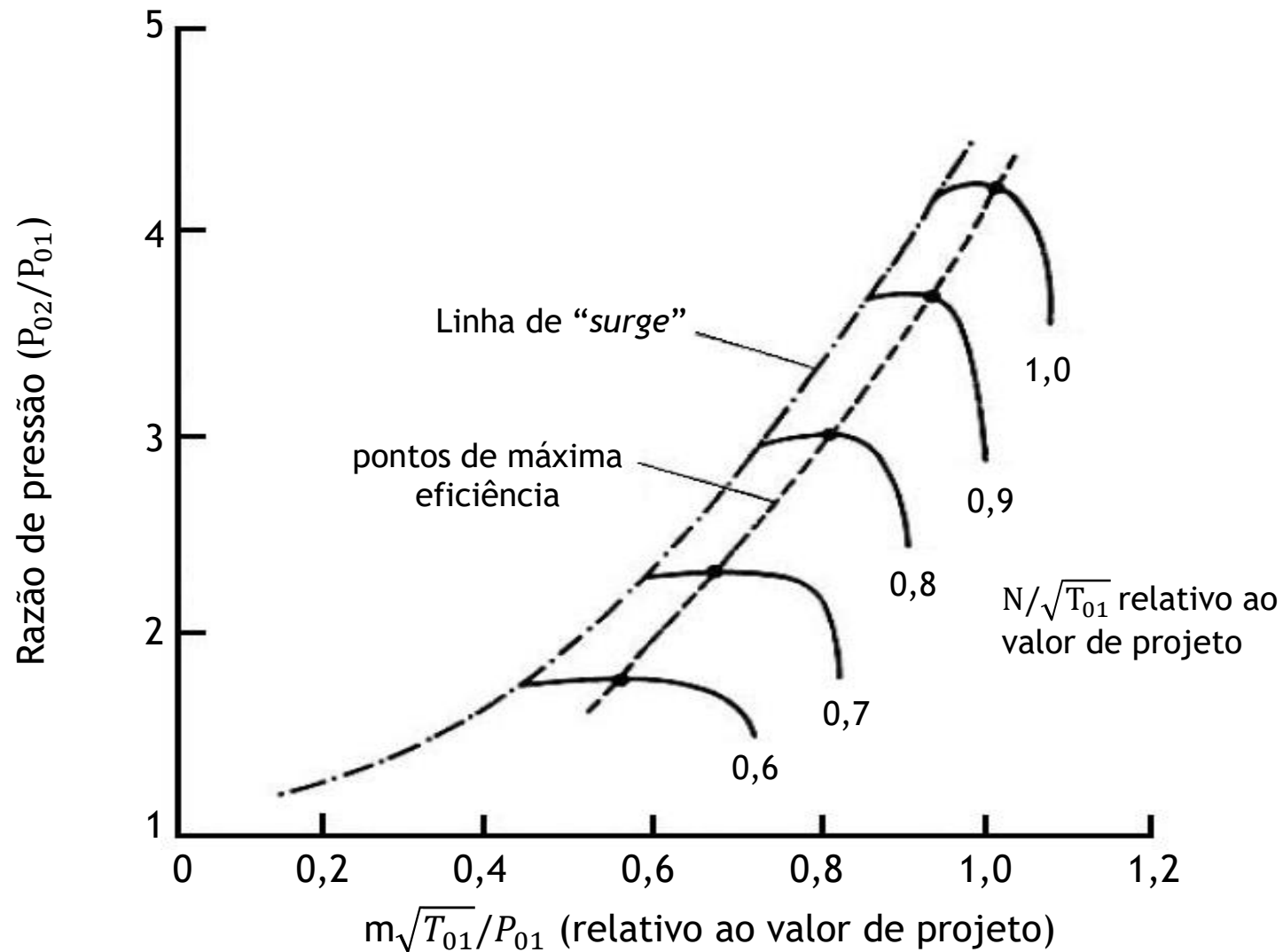
- Os termos de **vazão em massa corrigida** e **velocidade rotacional relativa** não são verdadeiramente adimensionais:

- ✓ **vazão em massa corrigida** em relação ao ponto de projeto:  $\rightarrow \frac{m\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}$

- ✓ **velocidade rotacional** em relação ao ponto de projeto:  $\rightarrow \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$

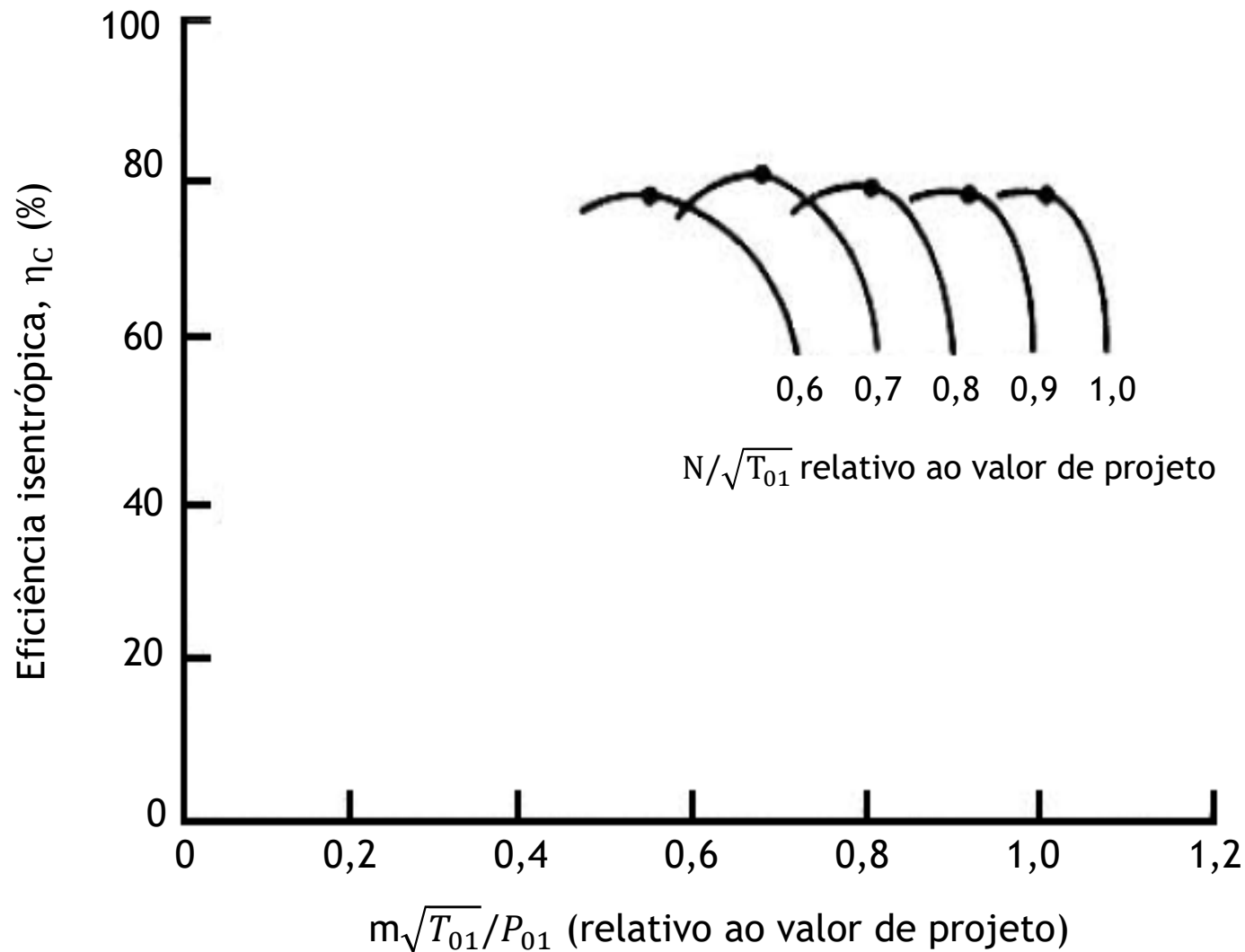
- Entretanto, **todas as condições operacionais** cobertas por esses termos devem dar origem a **triângulos de velocidades semelhantes**;
- Desse modo, **os ângulos das pás e as direções do escoamento de ar combinam** e o compressor tem o **mesmo desempenho** em termos de razão de **pressão**, razão de **temperatura** e **eficiência isentrópica**;
- Por esse motivo é que se utilizam os **parâmetros adimensionais** para **plotar** as características de **desempenho** do compressor.

# Compressor centrífugo: Curvas características





# Compressor centrífugo: Curvas características



- Princípio de funcionamento dos compressores centrífugos
- Componentes dos compressores centrífugos
- Escoamento em rotores radiais
- “Surge” em motores com compressores radiais
- Perdas em compressores centrífugos
- Difusores
- Volutas
- Número de Mach na admissão do compressor
- Parâmetros adimensionais
- Curvas características
- Exercícios