PME3453 Máquinas de fluxo e sistemas fluidodinâmicos

EPUSP / Engenharia Mecânica

Humberto Gissoni

Capítulos

1. Energia
2. **Máquinas de transformação de energia**
3. Cavitação
4. Instalações hidrelétricas
5. Instalações termelétricas
6. Sistemas de recalque

Máquinas de transformação de energia

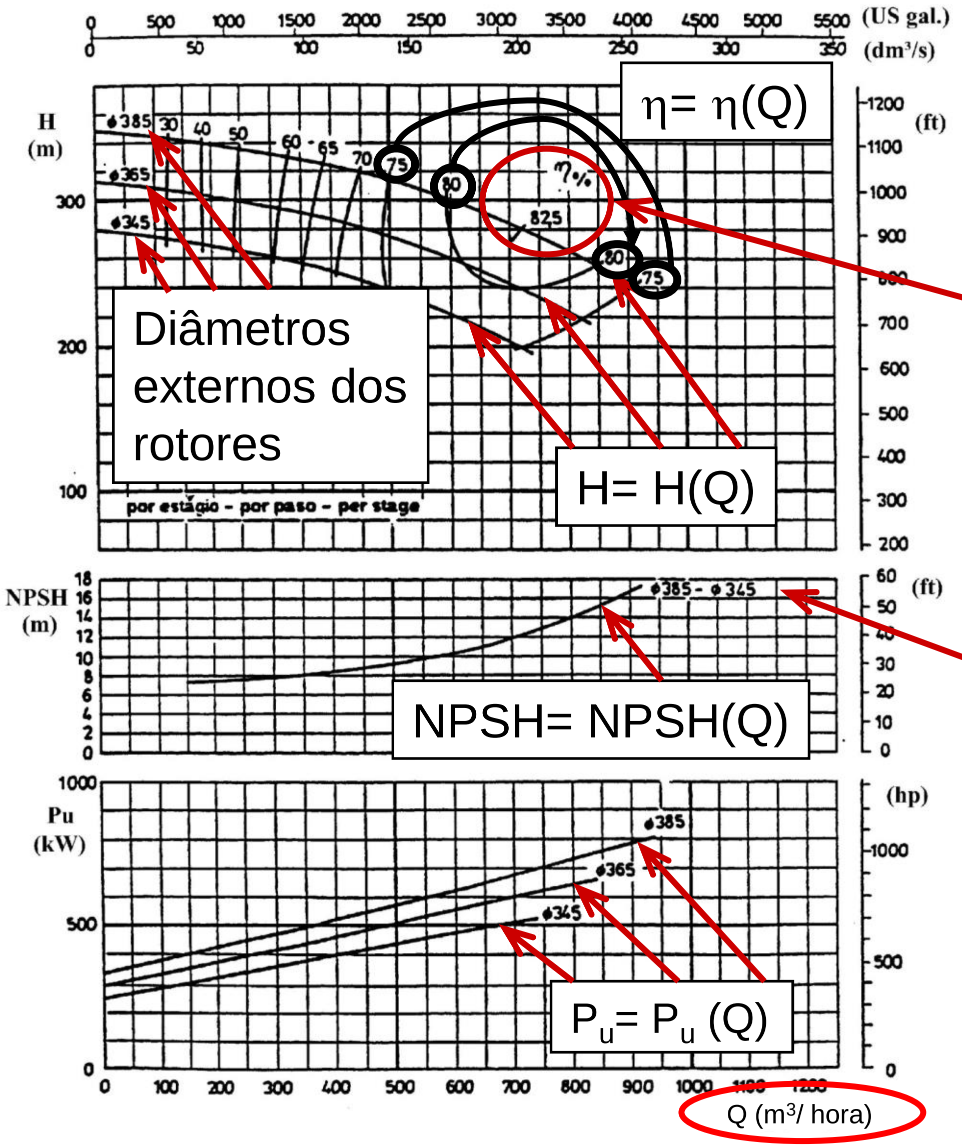
PARTE 1

2.1. Introdução
2.2. Quadro temporal
2.3. Tipos de máquinas de transformação de energia
2.4. Grandezas associadas às máquinas de fluxo
2.5. Análise energética
    2.5.2, 2.5.3 (parciais)
2.6. Modelo para as máquinas de fluxo
    2.6.1, 2.6.3
2.7. Características das máquinas de fluxo
2.8. Parâmetros de definição das máquinas de fluxo

PARTE 2

2.9. Representação das características das máquinas de fluxo
2.10. Máquina de fluxo associada à instalação
2.11. Equação fundamental das máquinas de fluxo
2.12. Equacionamento complementar
2.13. Teoria de semelhança aplicada às máquinas de fluxo

Características operacionais das bombas hidráulicas



(Curvas para água quando não indicado outro fluido)

n = 3550 rpm

Máximo rendimento

H: altura manométrica total

η: rendimento útil

Curva única para todos os rotores

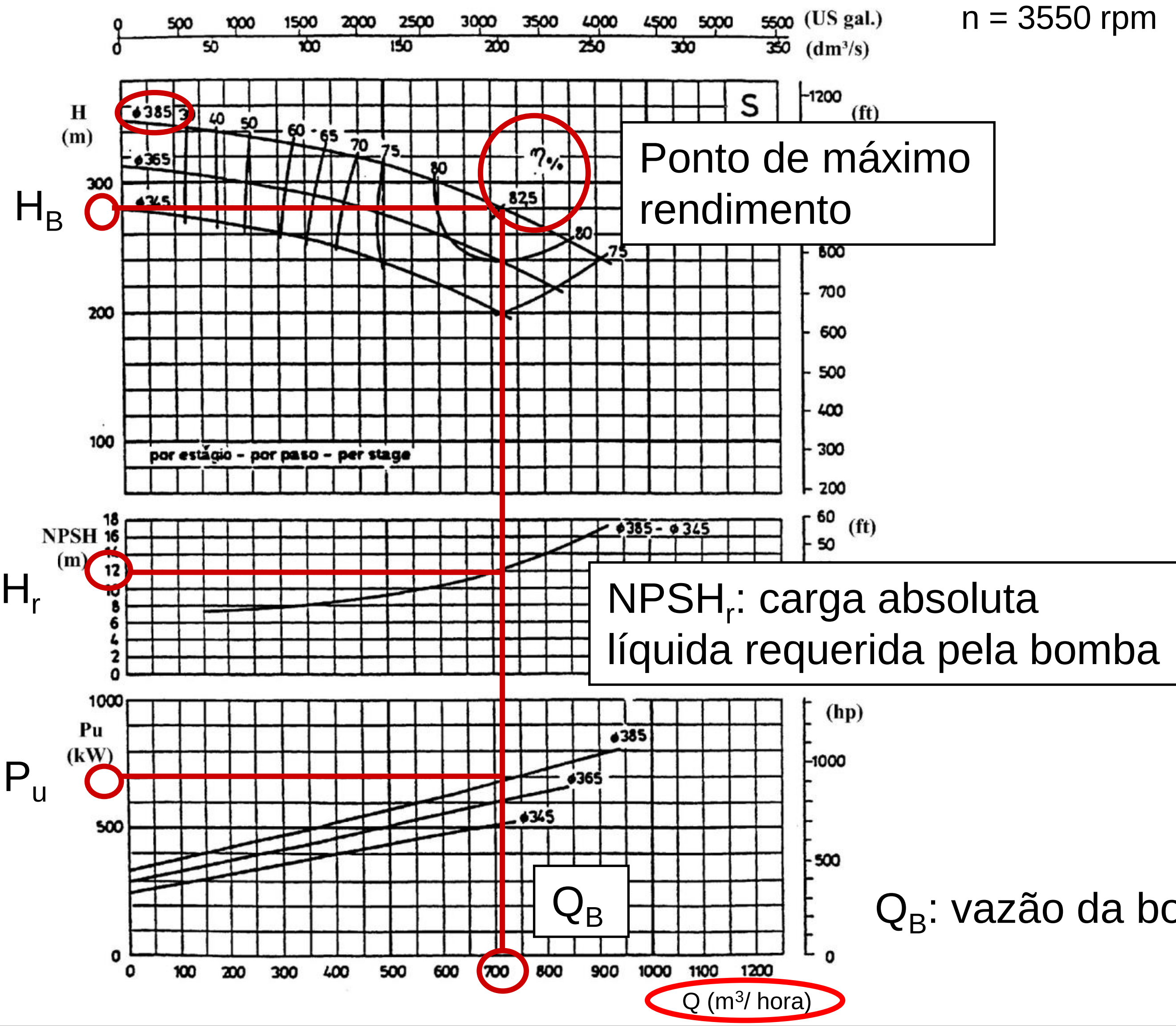
$$P_u = \frac{\gamma\, Q\, H}{\eta_u}$$

P_u: potência útil

η_u: rendimento útil

Características operacionais das bombas hidráulicas

H_B: carga ou altura manométrica total da bomba



$NPSH_r$: carga absoluta líquida requerida pela bomba

P_u: potência útil da bomba

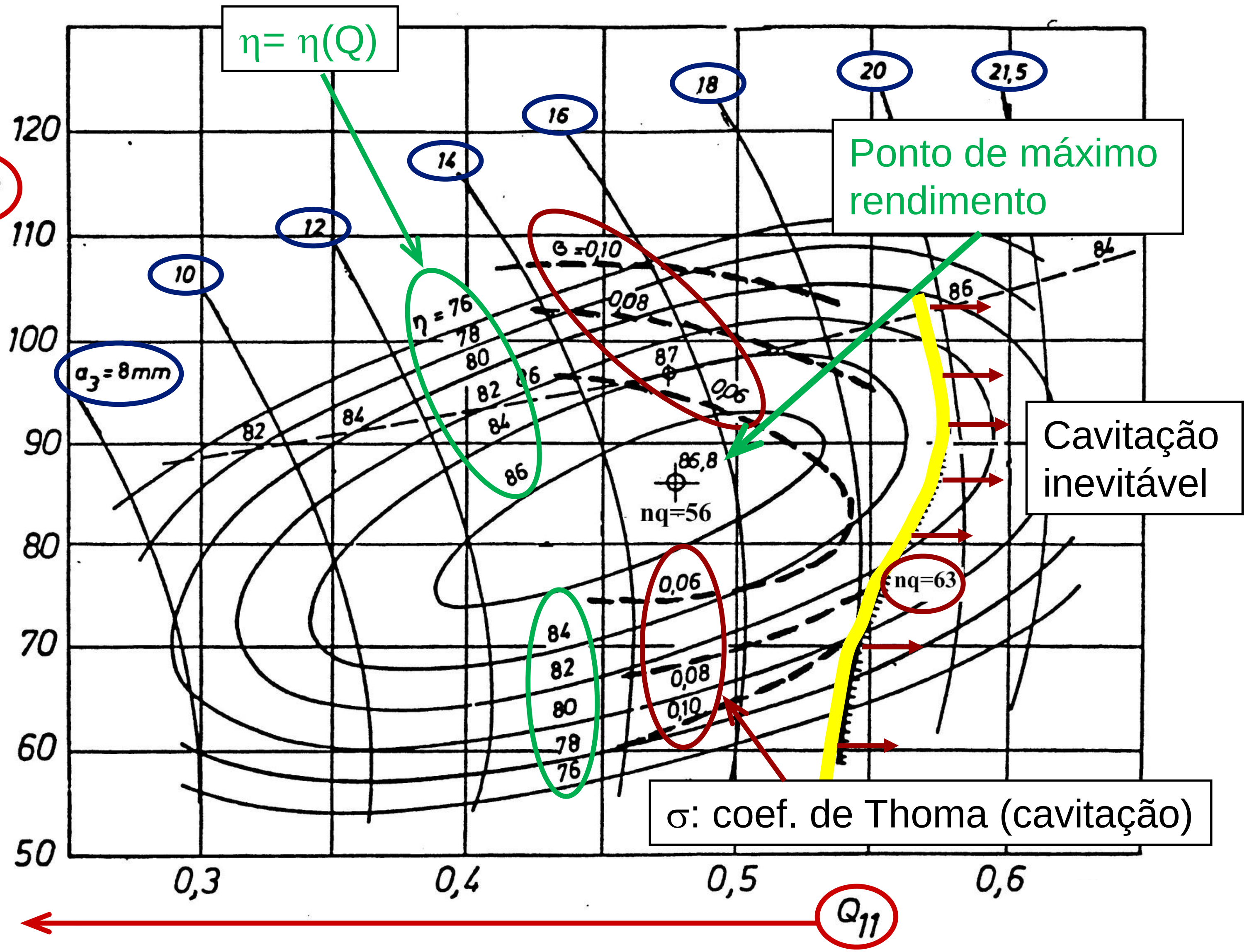
Q_B: vazão da bomba

Características operacionais das turbinas hidráulicas

n_{11}

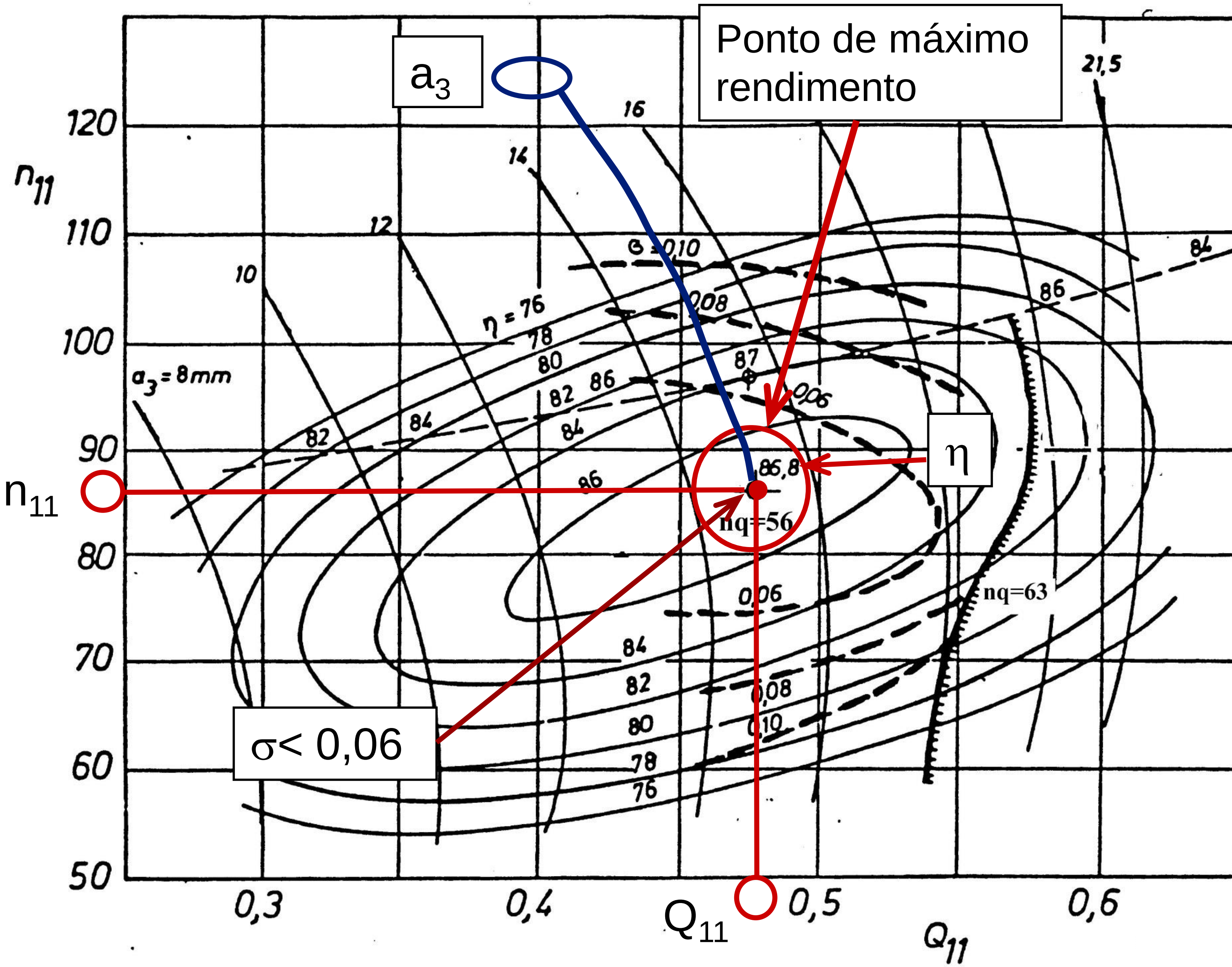
$$n_{11} = \frac{n\ D}{H^{0,5}}$$

a_3: abertura das palhetas diretrizes



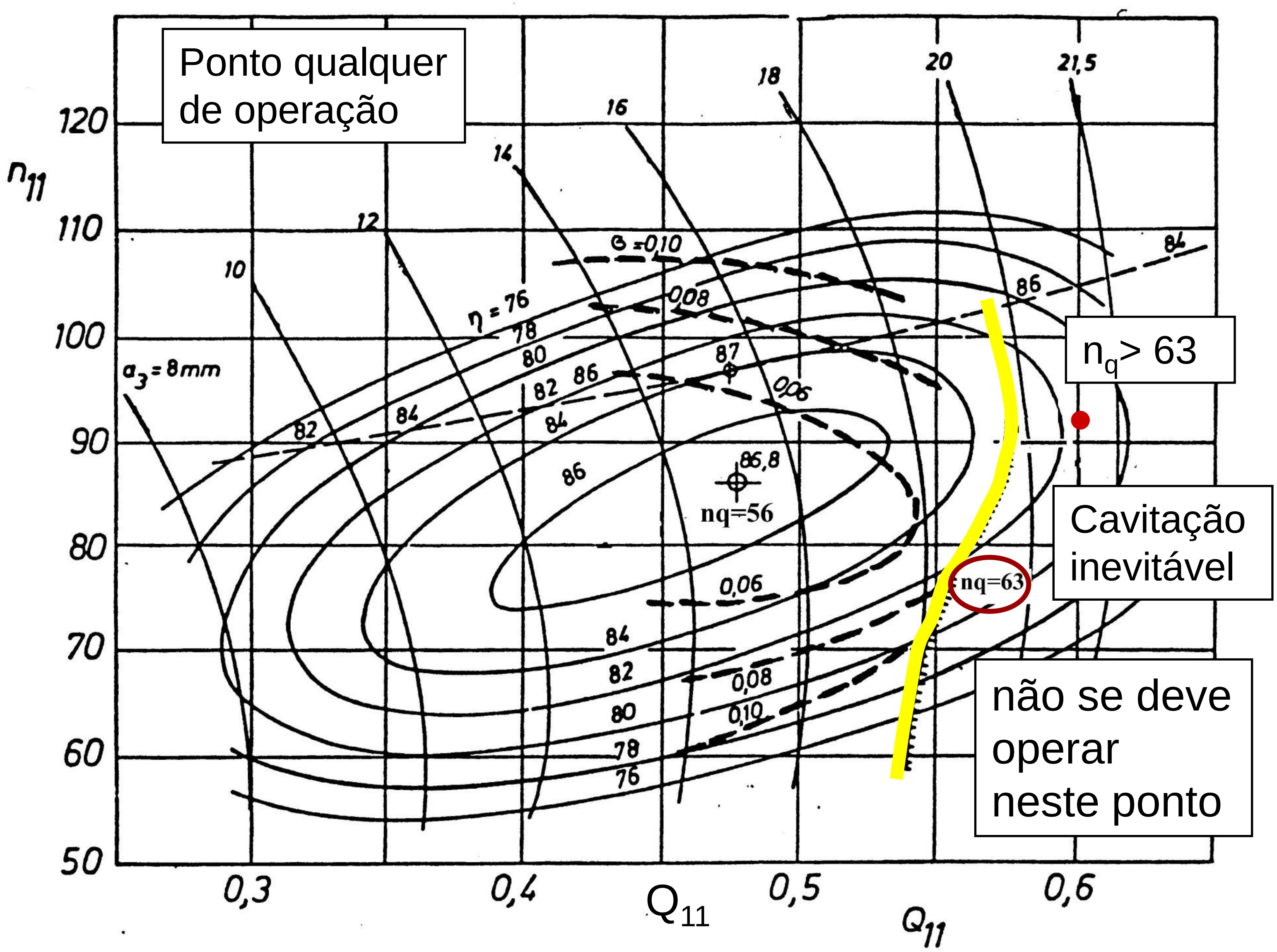
$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\ H^{0,5}}$$

Características operacionais das turbinas hidráulicas



σ_{ot}: não definido; não ocorre cavitação; ensaio feito até 0,06

Características operacionais das turbinas hidráulicas

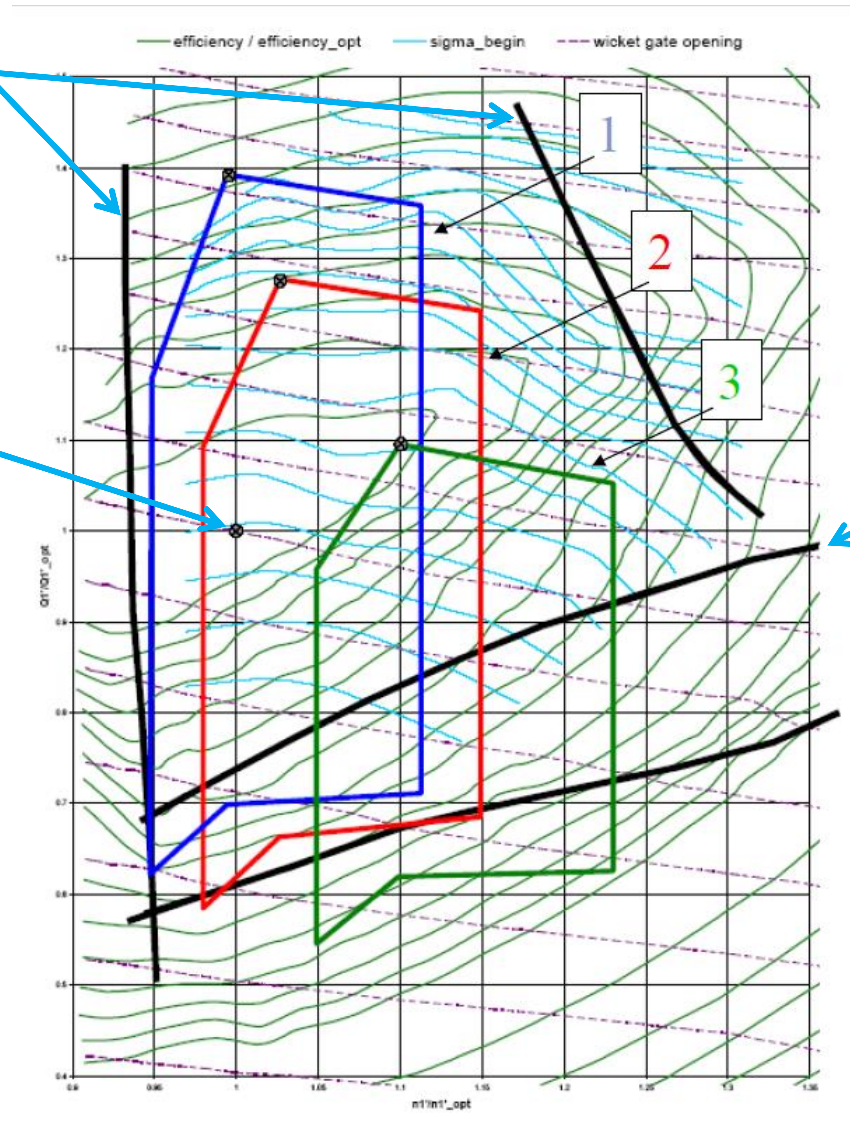


Características operacionais das turbinas hidráulicas

Limites fixos de cavitação

Ponto de máxima eficiência

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\ H^{0,5}}$$



Vórtices

$$n_{11} = \frac{n\ D}{H^{0,5}}$$

Características operacionais das turbinas hidráulicas

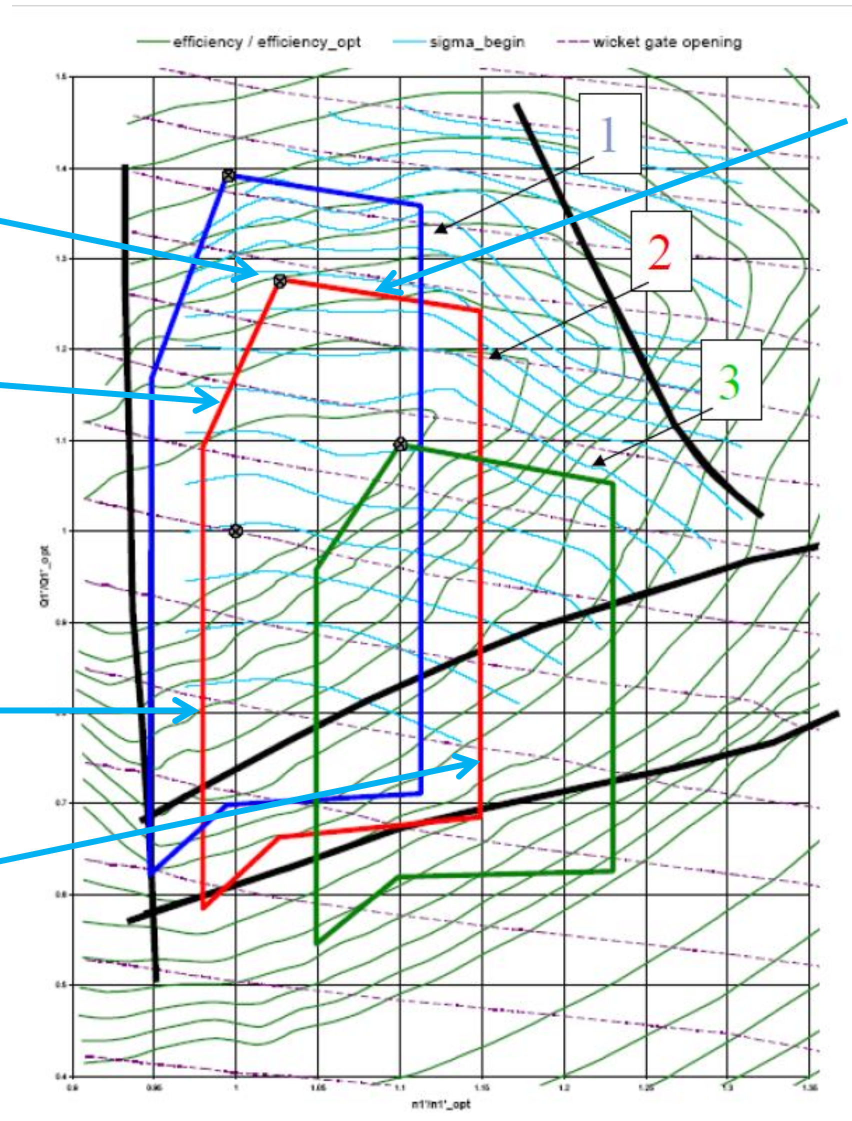
Potência nominal

Máxima potência

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\ H^{0,5}}$$

Queda máxima

Queda mínima

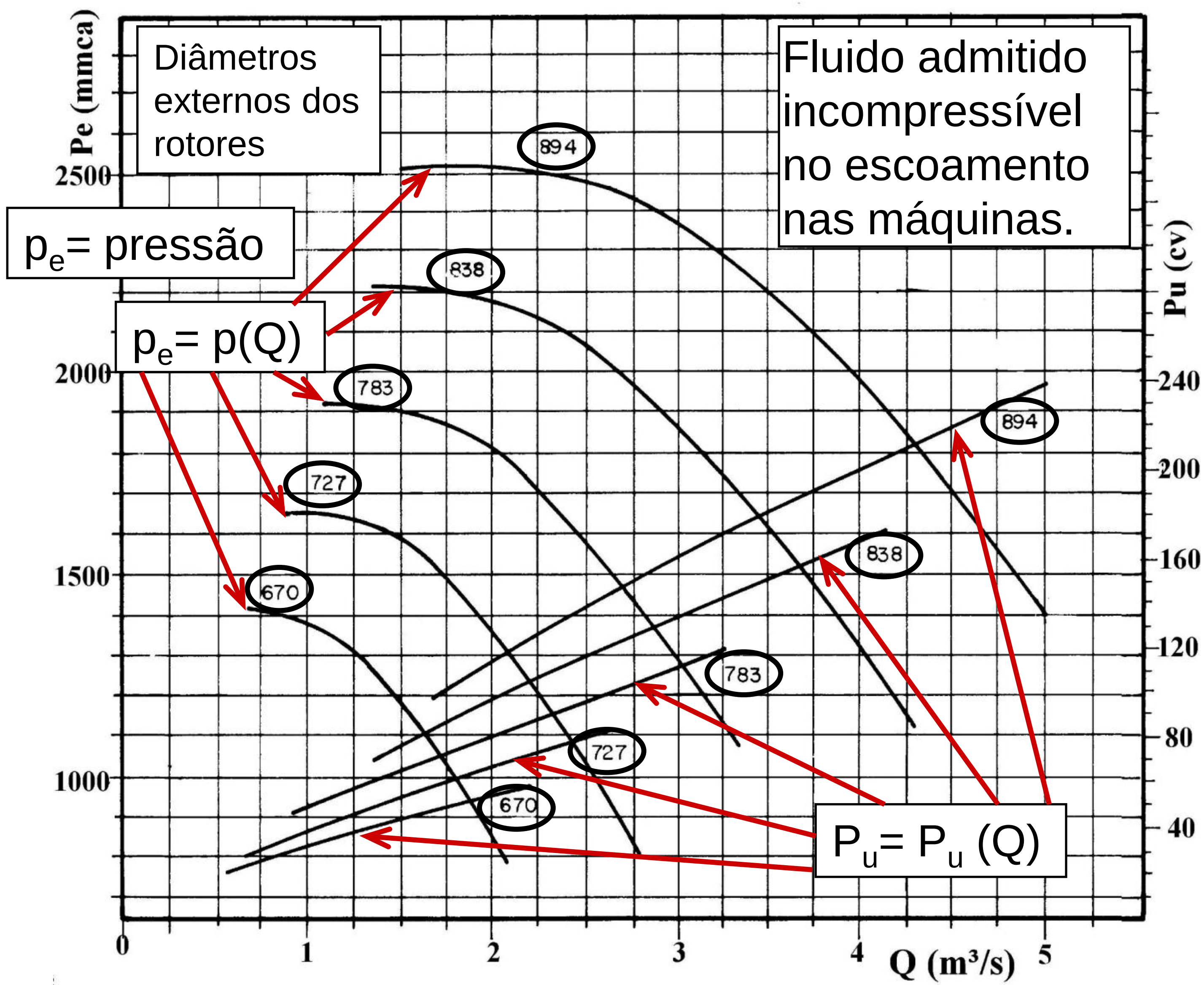


Máx. abertura das palhetas

$$n_{11} = \frac{n\ D}{H^{0,5}}$$

Características oper. de ventiladores e compressores

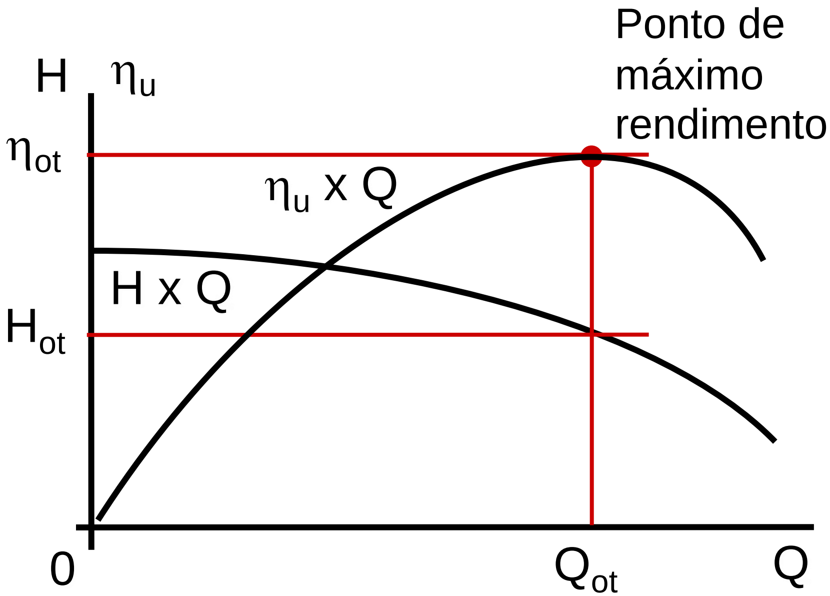
n = 3500 rpm

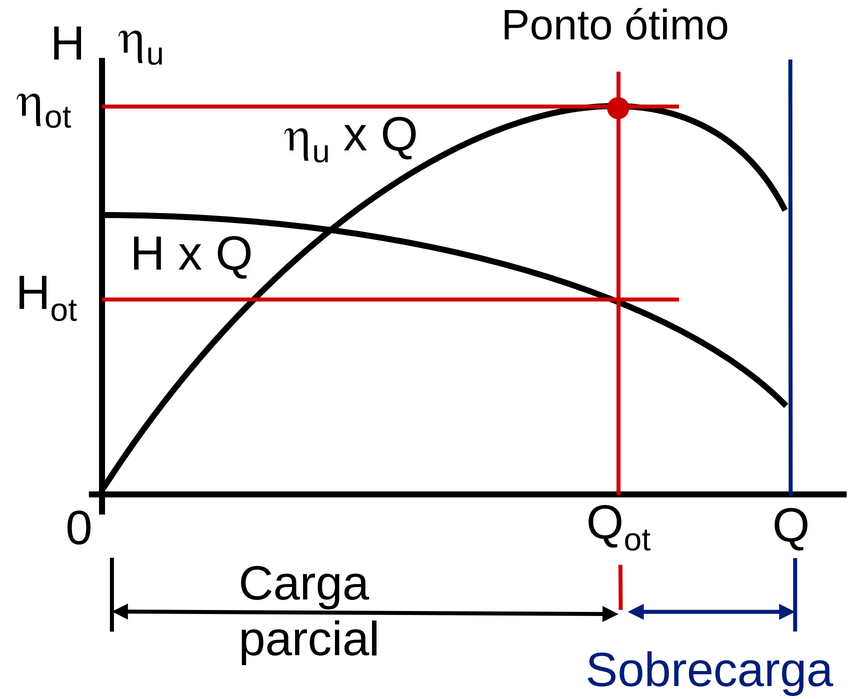


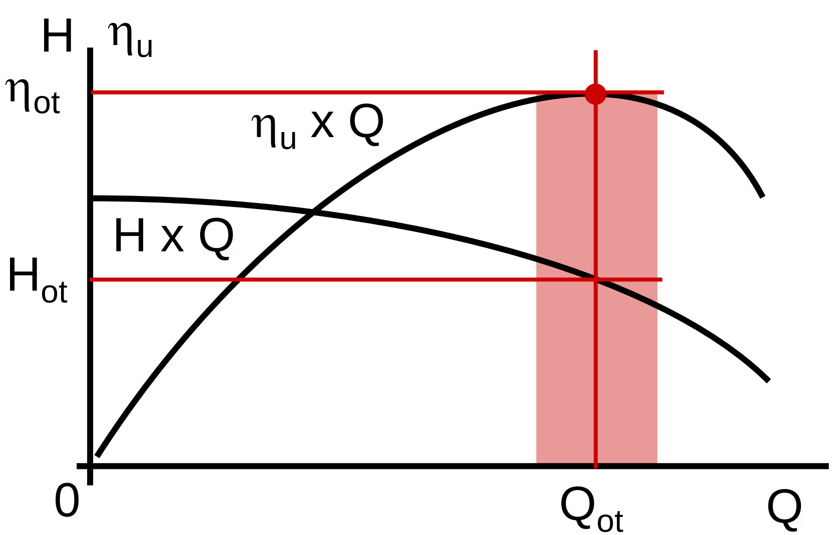
$$P_u = \frac{p_e\, Q}{\eta}$$

P_u= Potência útil

Condições de operação de uma bomba



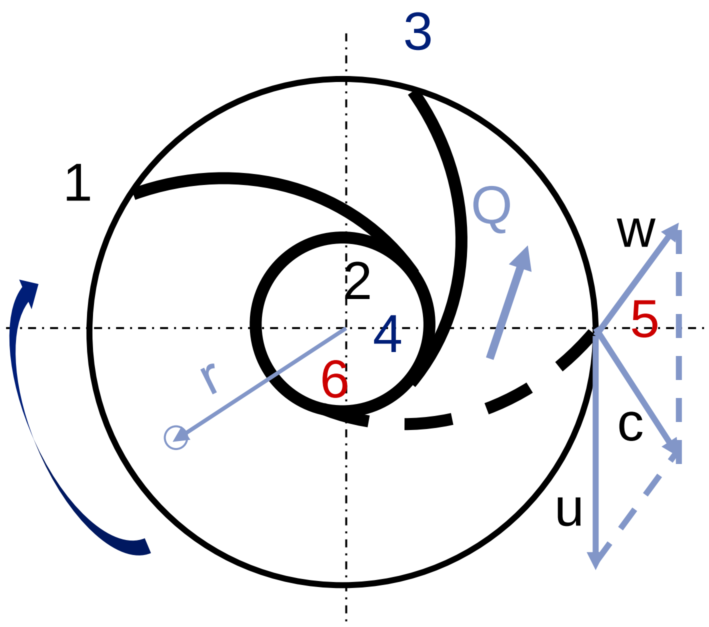


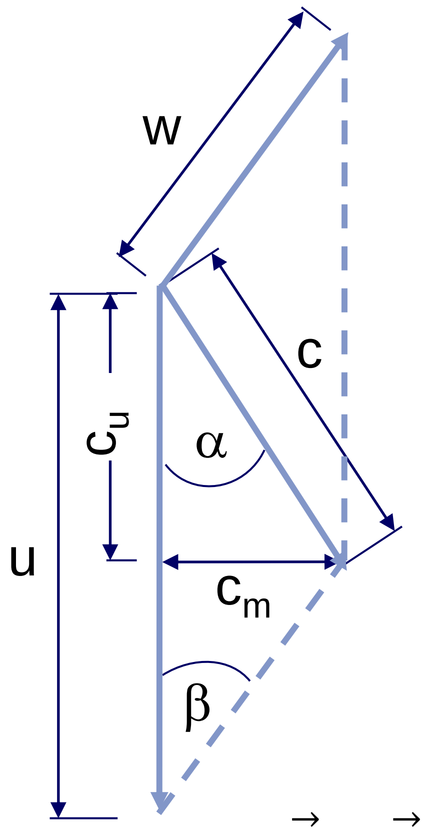


Por serem os rendimentos no interior da faixa muito próximos ao máximo, admite-se que na faixa, o comportamento da máquina seja o mesmo daquele no ponto ótimo.

η_u: rendimento útil

Triângulos de velocidade





u : velocidade tangencial

w : velocidade relativa

c : velocidade absoluta

c_m : velocidade meridiana

Interessam para o curso apenas os triângulos de velocidade nas faces de pressão e de sucção do rotor

$$\vec{u} = \vec{\omega} \times \vec{r} \qquad \dot{m} = \rho\, c_m\, S$$

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \qquad Q = c_m\, S$$

$$\vec{c} = \vec{c_m} + \vec{c_u}$$

1, 3, 5 : face de pressão do rotor

2, 4, 6 : face de sucção do rotor

1-2, 3-4, 5-6 : pás do rotor

Teorema de transporte de Reynolds

Seja B uma propriedade qualquer do fluido (energia, quantidade de movimento, etc.) e $\beta = dB/dm$ a grandeza intensiva correspondente, definida pela quantidade de B por unidade de massa em qualquer porção pequena do fluido.

A quantidade total de B no volume de controle é:

$$B_{VC} = \int_{VC} \beta \rho d\mathcal{V}$$

E há três fontes de variações em B relacionadas com o volume de controle.

$$\frac{d}{dt}\left(\int_{VC} \beta \rho d\mathcal{V}\right)$$ que corresponde a uma variação de β no interior do volume de controle

Teorema de transporte de Reynolds

$\int_{SC} \beta\rho c\ cos\theta dS_{saída}$ é o fluxo de saída de β no volume de controle e

$\int_{SC} \beta\rho c\ cos\theta dS_{entrada}$ é o fluxo de entrada de β no volume de controle.

E as notações VC e SC correspondem, respectivamente, ao volume de controle e à superfície de controle.

No limite quando $dt \rightarrow 0$, a variação instantânea de B no sistema é a soma de sua variação no interior do VC, mais o seu fluxo que sai, menos o seu fluxo que entra.

$$\frac{d}{dt}(B_{sist}) = \frac{d}{dt}\left(\int_{VC} \beta\rho d\mathcal{V}\right) + \int_{SC} \beta\rho c\ cos\theta dS_{saída} - \int_{SC} \beta\rho c\ cos\theta dS_{entrada}$$

Obs. c é velocidade do fluido e θ o ângulo entre a velocidade e a direção normal à superfície.

Teorema de transporte de Reynolds

Se $\vec{n}$ é definido como o vetor unitário normal para fora em qualquer local da superfície de controle, então $\vec{c}.\vec{n} = c_n$ na saída e $\vec{c}.\vec{n} = -c_n$ na entrada e os termos de fluxo podem ser representados por uma única integral envolvendo $\vec{c}.\vec{n}$, levando à forma compacta do teorema de transporte de Reynolds.

$$\frac{d}{dt}(B_{sist}) = \frac{d}{dt}\left(\int_{VC} \beta\rho d\mathcal{V}\right) + \int_{SC} \beta\rho(\vec{c}.\vec{n})dS$$

Com o volume de controle fixo e não deformável, o termo da derivada temporal pode ser escrito na forma equivalente:

$$\frac{d}{dt}(B_{sist}) = \frac{\partial}{\partial t}\int_{VC}(\beta\rho)d\mathcal{V} + \int_{SC} \beta\rho(\vec{c}.\vec{n})dS$$

Teorema de transporte de Reynolds

As seguintes equações podem ser obtidas a partir do teorema de transporte de Reynolds.

Conservação da quantidade de movimento, $B = \vec{P}$ e, portanto, $\beta = \vec{c}$.

$$\frac{d}{dt}\left(\vec{P}_{sist}\right) = \sum_i \vec{F}_{e_i} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{VC} (\rho\vec{c})d\mathcal{V} + \int_{SC} \rho\vec{c}(\vec{c}.\vec{n})dS$$

Conservação do momento da quantidade de movimento, $B = \overrightarrow{L_o}$ e, portanto, $\beta = \vec{r} \times \vec{c}$.

$$\frac{d}{dt}\left(\vec{L}_{o,sist}\right) = \sum_i \vec{M}_{e_{oi}} = \frac{\partial}{\partial t}\int_{VC} \rho(\vec{r} \times \vec{c})d\mathcal{V} + \int_{SC} \rho(\vec{r} \times \vec{c})(\vec{c}.\vec{n})dS$$

Eq. para volumes de controle e referencial não inercial

Premissas:
Operação no ponto de máximo rendimento
Escoamento em regime permanente $\Rightarrow$ $\frac{\partial}{\partial t} = 0$

Quantidade de movimento

$$\sum_i \vec{F}_{e_i} = \int_{SC} \rho\, \vec{c}\, \left(\vec{c}\,.\vec{n} \right) dS$$

Momento da quantidade de movimento

$$\sum_i \vec{M}_{e_{oi}} = \int_{SC} \rho \left(\vec{r} \times \vec{c} \right) \left(\vec{c}\,.\vec{n} \right) dS$$

$$d\dot{m} = \rho \left(\vec{c}\,.\vec{n} \right) dS$$

$d\dot{m} > 0$ Com escoamento para fora do volume de controle

$d\dot{m} < 0$ Com escoamento para dentro do volume de controle

Quantidade de movimento

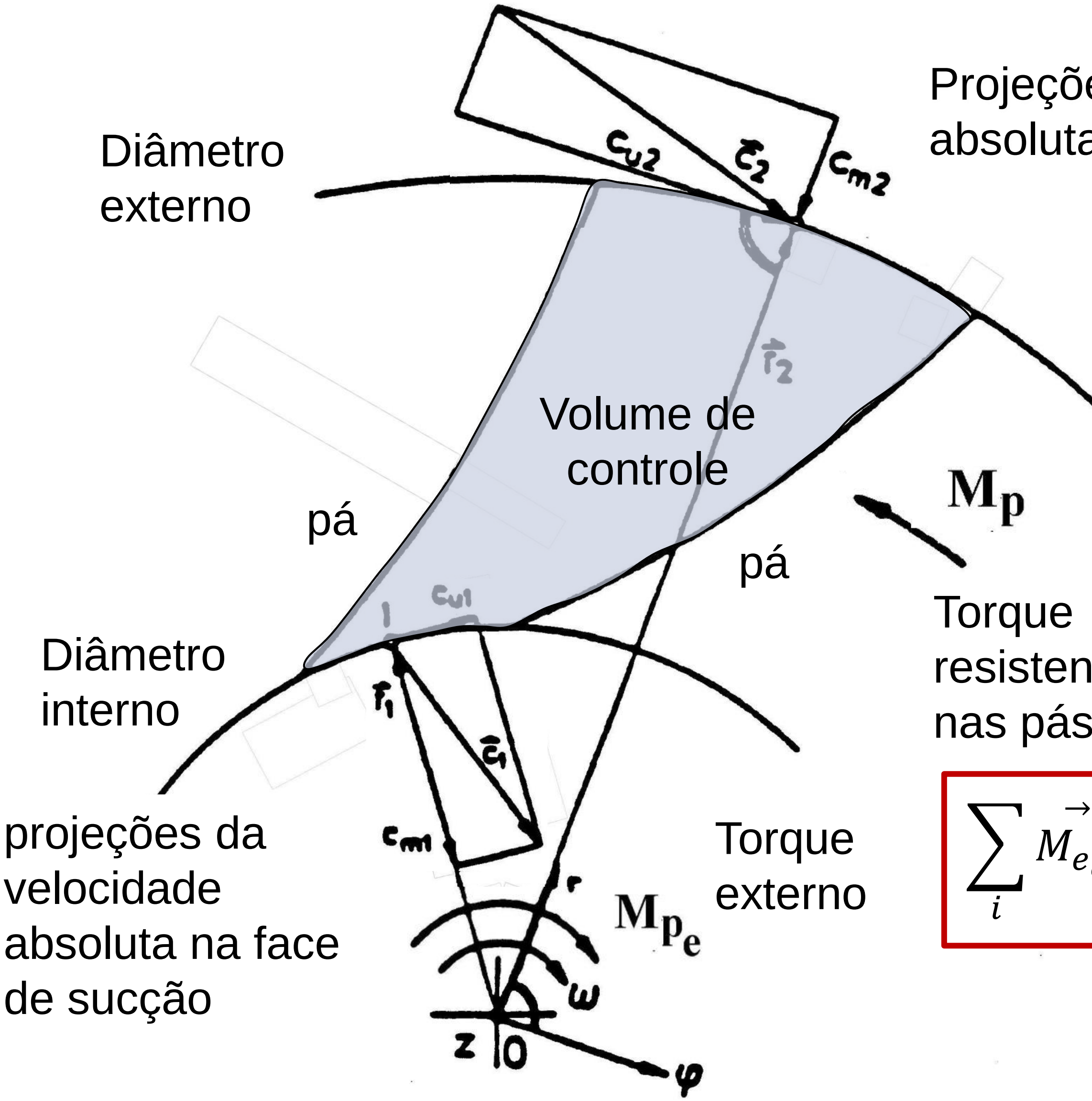
$$\sum_i \vec{F}_{e_i} = \int_{SC} \vec{c}\; d\dot{m}$$

Momento da quantidade de movimento

$$\sum_i \vec{M}_{e_{oi}} = \int_{SC} \left(\vec{r} \times \vec{c} \right) d\dot{m}$$

Mais fácil de aplicar

Equação do momento torçor para turbinas



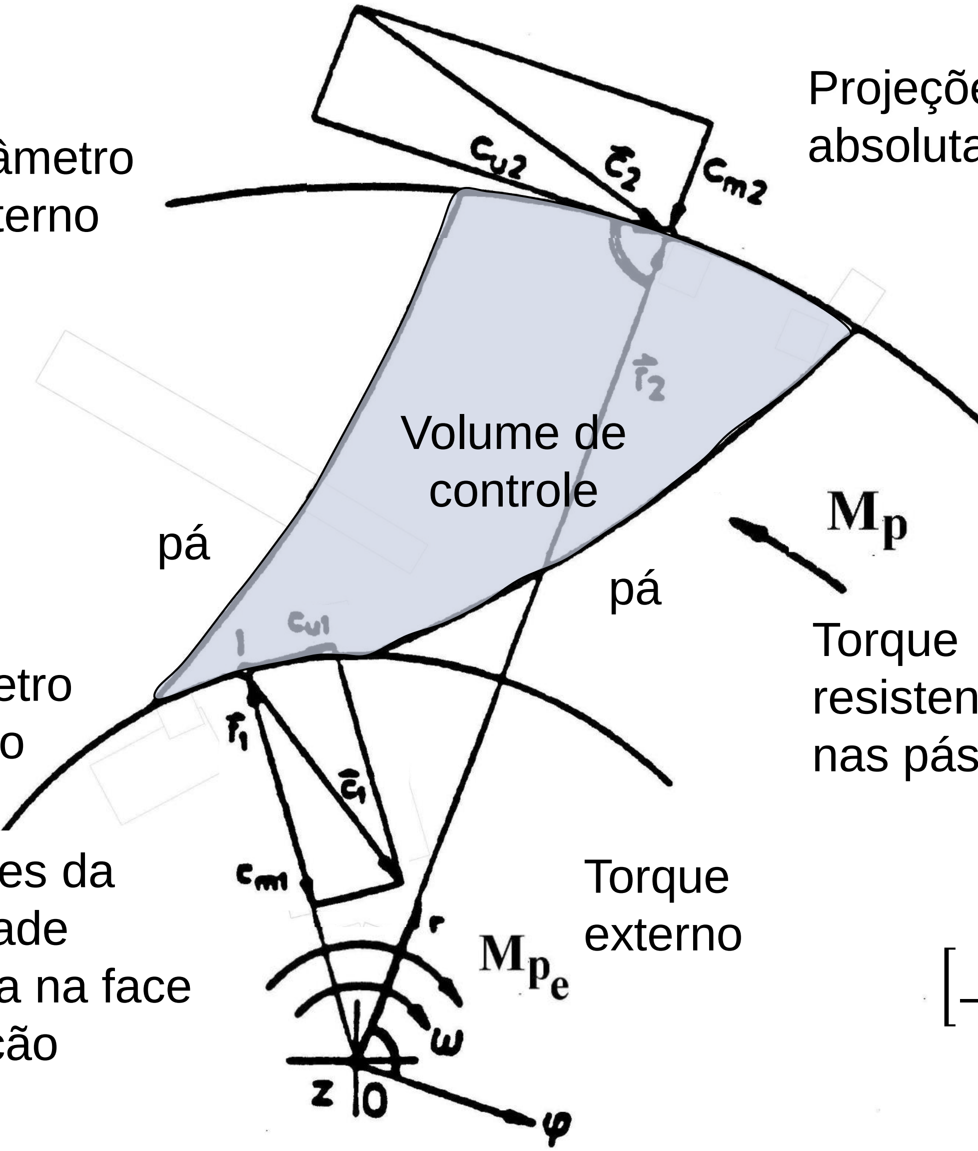
$$\boxed{\sum_i \vec{M}_{e_{oi}} = \int_{SC} \rho \left(\vec{r} \times \vec{c}\right) \left(\vec{c} \,.\, \vec{n}\right) dS}$$

$$\left(\vec{r} \times \vec{c}\right) \quad ?$$

Equação do momento torçor para turbinas

Projeções da velocidade absoluta na face de pressão

Diâmetro externo



Volume de controle

pá

pá

Torque resistente nas pás

Diâmetro interno

projeções da velocidade absoluta na face de sucção

Torque externo

$$\left(\vec{r} \times \vec{c}\right) =$$

$$\left[-z\, c_u\, \vec{r};\ (r\, c_z - z\, c_r)\, \vec{\varphi};\ r\, c_u\, \vec{k}\right]$$

Equação do momento torçor para turbinas

$$\left(\vec{r} \times \vec{c}\right) = \left[-z\, c_u\, \vec{r};\ (r\, c_z - z\, c_r)\, \vec{\varphi}; r\, c_u\, \vec{k}\right]$$

Momentos torçores
resistidos pelos mancais

$r\, c_u\, \vec{k}$ Componente relacionada com a realização de trabalho $\rightarrow$ $\sum_i \vec{M}_{e_{oi}} = \sum_i \vec{M}_{e_{ok}}$

$$\sum_i \vec{M}_{e_{ok}} = \int_{SC2} \rho\, (r_2\, c_{u2})\, (-c_{m2})\, \vec{\mathrm{k}}\, dS_2 + \int_{SC1} \rho\, (r_1\, c_{u1})\, (c_{m1})\, \vec{\mathrm{k}}\, dS_1$$

Equação do momento torçor para turbinas

$$\sum_i \vec{M}_{e_{ok}} = \int_{SC2} \rho\,(r_2\,c_{u2})\,(-c_{m2})\,\vec{\mathrm{k}}\,dS_2 + \int_{SC1} \rho\,(r_1\,c_{u1})\,(c_{m1})\,\vec{\mathrm{k}}\,dS_1$$

Admite-se que as velocidades c_{m1}, c_{m2}, c_{u1}, c_{u2} e a massa específica ρ não variem ao longo das superfícies de integração S_1 e S_2.

A simplificação corresponde à admissão de número infinito de pás e pequena largura, b, do canal do rotor.

$$\left|\sum_i \vec{M}_{e_{ok}}\right| = -\rho\,r_2\,c_{u2}\,c_{m2}\,S_2 + \rho\,r_1\,c_{u1}\,c_{m1}\,S_1 \qquad \dot{m} = \rho\,c_{m1}\,S_1 = \rho\,c_{m2}\,S_2$$

$$\sum_i \vec{M}_{e_{ok}} = \dot{m}\,(-r_2\,c_{u2} + r_1 c_{u1})\vec{k}$$

Somatória dos momentos torçores externos

Contribuição do escoamento

Momentos torçores externos

GERADOS POR FORÇAS DE CONTATO:

- Sobre as superfícies sólidas do VC por meio das tensões normais (pressões) e de cisalhamento, impostas pelo escoamento no interior do rotor. M_p

- Sobre as superfícies permeáveis do VC. Tensões normais não realizam trabalho pois atuam radialmente sobre as superfícies de controle. p

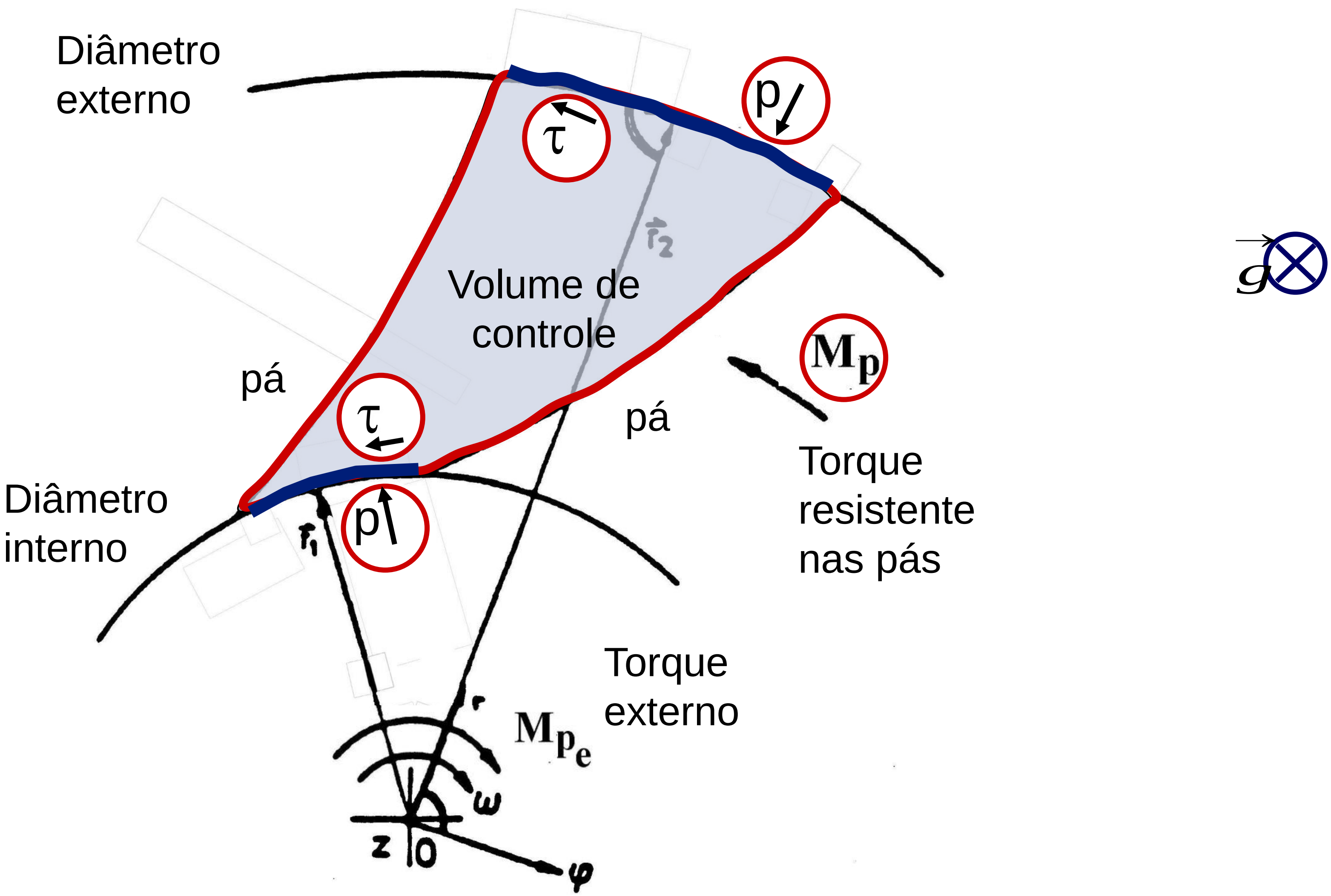
Verifica-se experimentalmente que tensões de cisalhamento não realizam trabalho significativo sobre as superfícies de controle. τ

GERADOS POR FORÇAS DE CAMPO

Eixo vertical: força gravitacional não realiza trabalho por atuar // ao eixo de rotação. $\vec{g}$ $\otimes$

Eixo horizontal: média temporal do torque relacionada ao peso do líquido é nula.

Momentos torçores externos



Momentos torçores externos

A análise dos momentos torçores externos indica ser apenas significativo o momento nas pás.

Mp

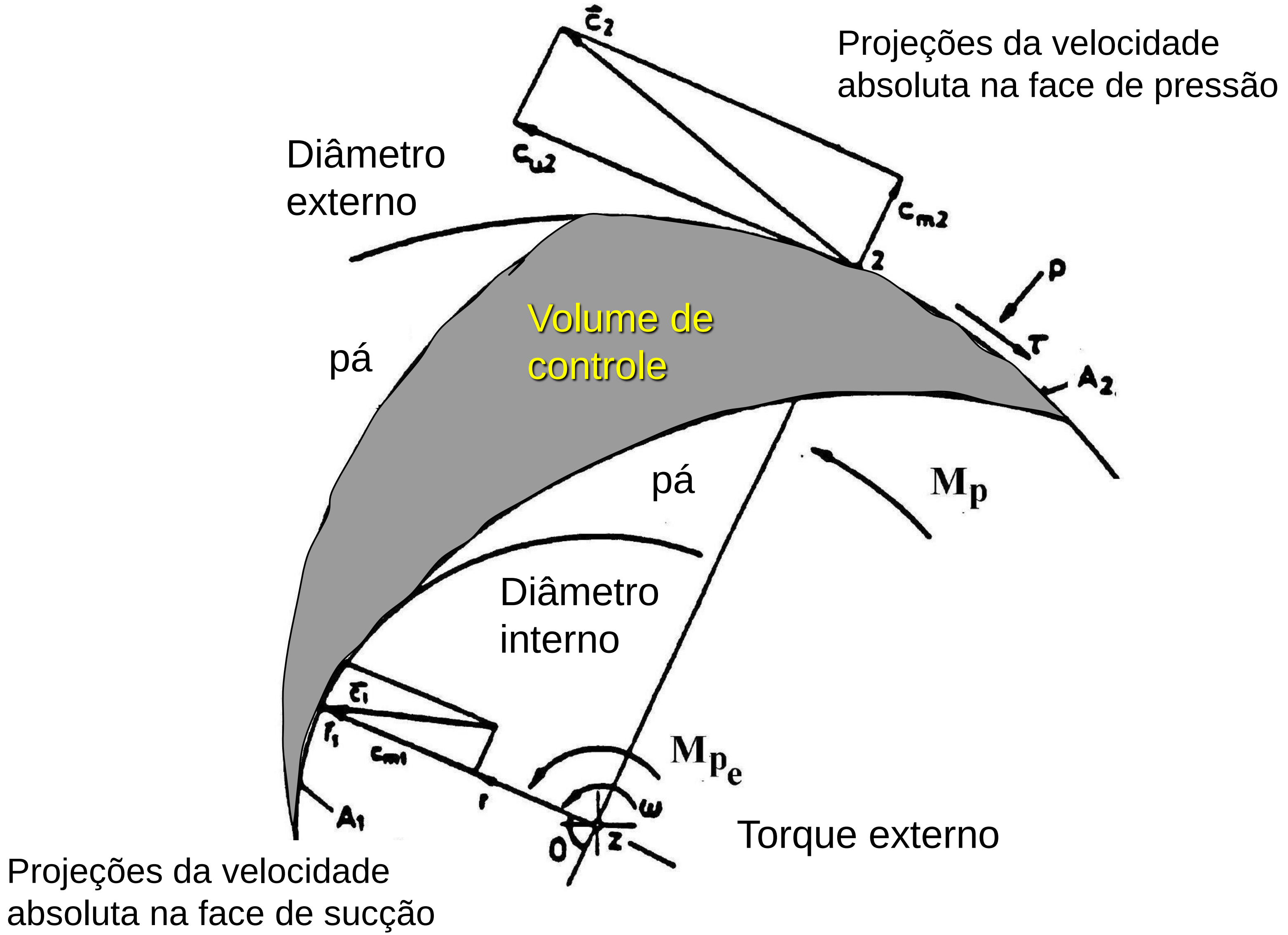
$$\left|\sum_i \vec{M}_{e_{ok}}\right| = \left|\vec{M}_p\right|$$

Convenciona-se positivo o “momento torçor natural à máquina”.
Desta forma o momento torçor em turbinas é interno, negativo, pois exercido pelo fluido em escoamento sobre as pás.

$$\sum_i \vec{M}_{e_{ok}} = -\vec{M}_p \qquad\qquad -\vec{M}_p = \dot{m}\,(-r_2\,c_{u2} + r_1\,c_{u1})\vec{k}$$

$$\vec{M}_p = \dot{m}\,(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1})\vec{k}$$

Equação do momento torçor para bombas



Equação do momento torçor para bombas

Mantêm-se para bombas as mesmas premissas e a mesma indiciação aplicadas para turbinas.

As simplificações impostas correspondem à admissão de número infinito de pás e largura do canal, b, pequena.

O único momento torçor agente, desprezada a influência das tensões de cisalhamento, é o momento nas pás. M_p

$$\left|\sum_i \vec{M}_{e_{ok}}\right| = \rho\, r_2\, c_{u2}\, c_{m2}\, S_2 - \rho\, r_1\, c_{u1}\, c_{m1}\, S_1 \qquad \dot{m} = \rho\, c_{m1}\, S_1 = \rho\, c_{m2}\, S_2$$

$$\sum_i \vec{M}_{e_{ok}} = \dot{m}\,(r_2\, c_{u2} - r_1 c_{u1})\vec{k}$$

Equação do momento torçor para bombas

Convenciona-se positivo o “momento torçor natural à máquina”.

Desta forma o momento torçor em bombas é externo, positivo, pois é exercido pelas pás do rotor sobre o fluido em escoamento.

$$\left|\sum_i \vec{M}_{e_{ok}}\right| = \left|\vec{M}_p\right| \qquad\qquad \sum_i \vec{M}_{e_{ok}} = \vec{M}_p$$

Bombas

$$\vec{M}_p = \dot{m}\,(r_2\,c_{u2} - r_1 c_{u1})\vec{k}$$ = Turbinas

Equação fundamental das máquinas de fluxo

$$\vec{M}_p = \dot{m}\,(r_2\,c_{u2} - r_1 c_{u1})\vec{k}$$

$$P_p = \left|\vec{M}_p\right|\omega = \dot{m}\,\omega(r_2\,c_{u2} - r_1 c_{u1})$$

$$u = \omega\,r$$

$$P_p = \dot{m}\,(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

$$Y_{th} = \frac{P_p}{\dot{m}} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$ Equação de Euler

A equação de Euler mostra que o trabalho específico teórico nas pás de uma máquina de fluxo, isto é, o trabalho realizado pelo fluido sobre as pás ou pelas pás sobre o fluido, depende apenas de duas velocidades dos triângulos de velocidades, paralelas entre si, nas faces de pressão e sucção.

Rendimento hidráulico

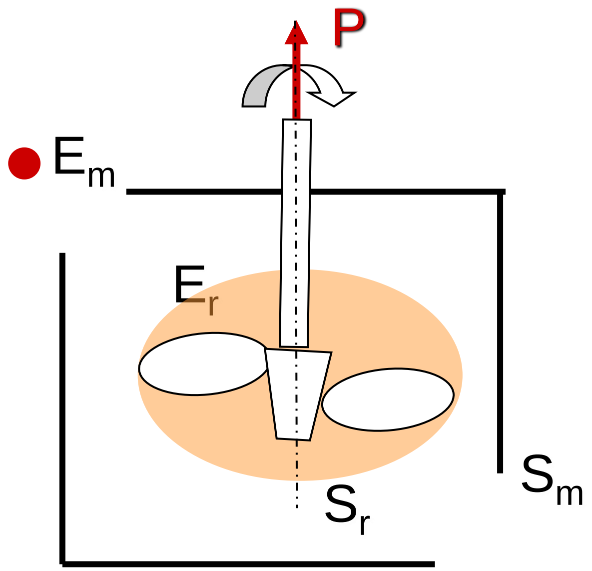
Escoamento no interior do rotor → perdas → rendimento hidráulico η_h

$$Y_{th} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

$$Y_t \eta_h^{\pm 1} = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

$$H_t \eta_h^{\pm 1} = \frac{1}{g}(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

$$\eta_h = \left(\frac{Y_t}{Y_f}\right)^{\pm 1} = \left(\frac{H_t}{H_f}\right)^{\pm 1} = \left(\frac{P_t}{P_f}\right)^{\pm 1}$$



t: teórico (nº infinito de pás e largura pequena do canal)

+: turbinas -: bombas

Equacionamento complementar

Equação da continuidade = 0 Regime permanente

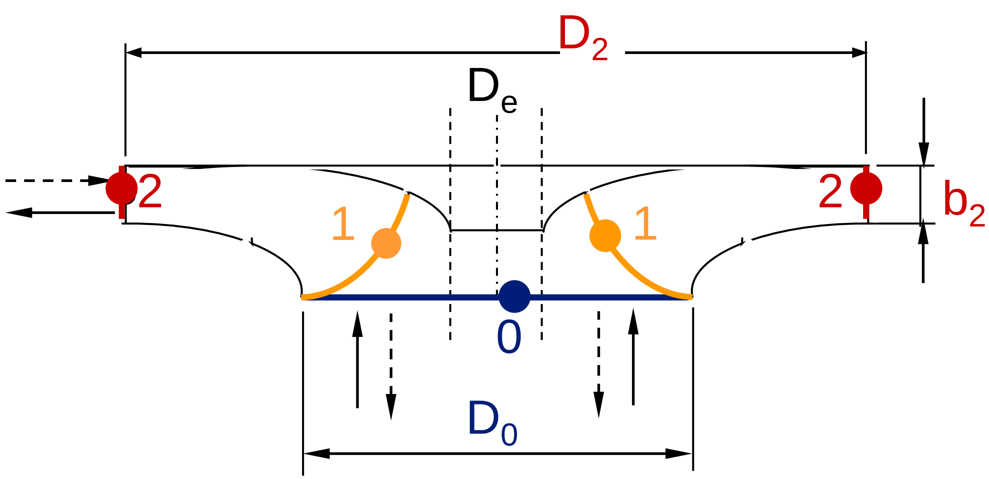
$$0 = \int_{SC} \rho \left(\vec{c} \cdot \vec{n}\right) dS + \cancel{\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \, d\mathcal{V}}$$

Fluidos admitidos incompressíveis $Q = cte.$

$$0 = \int_{SC} d\dot{m} + \cancel{\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} d\dot{m}}$$

Quaisquer fluidos $\dot{m} = cte.$

Volume de controle



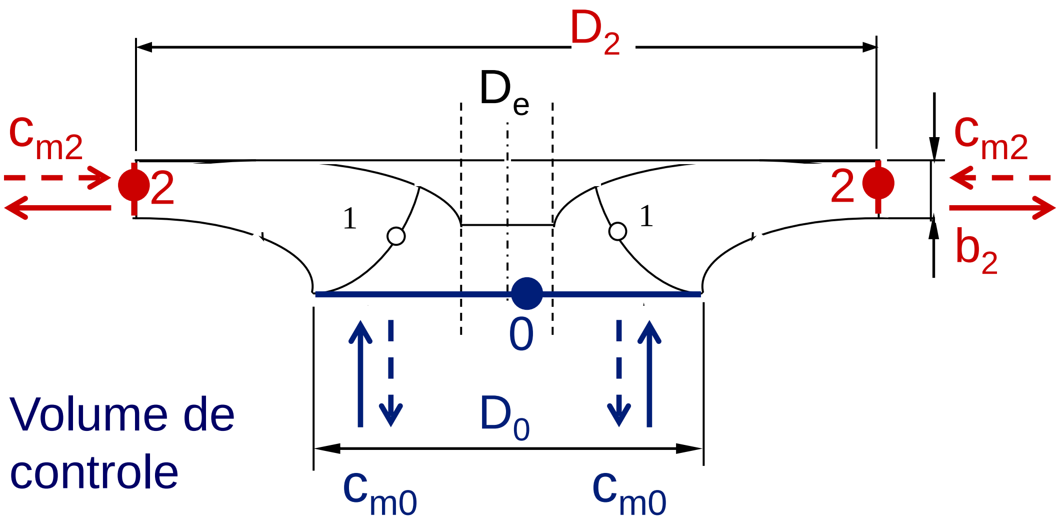
De Diâmetro do eixo ou da ogiva

0 Face de sucção do rotor

1 Face de sucção das pás

2 Face de pressão do rotor e das pás

Equacionamento complementar



Volume de controle

Equação da continuidade

Regime permanente

Fluidos admitidos incompressíveis

$$\dot{m} = cte. \qquad Q = cte.$$

$$\dot{m} = \rho\, v\, S \qquad Q = v\, S$$

Face de pressão do rotor e das pás

$$v = c_{m2} \qquad S = \pi\, D_2\, b_2$$

$$Q = c_{m2} \pi\, D_2\, b_2 \varphi_2$$

$0{,}92 \leq \varphi_2 \leq 1{,}00$: introduz redução de área de escoamento devido à espessura das pás.

Face de sucção do rotor

$$v = c_{m0} \qquad S = \frac{\pi}{4}\left(D_0^2 - D_e^2\right)$$

$$Q = c_{m0}\, \frac{\pi}{4}\left(D_0^2 - D_e^2\right)$$

$$N = \frac{D_e}{D_0}$$

N : relação de ogiva

$$Q = c_{m0}\, \frac{\pi\, D_0^2}{4}\left(1 - N^2\right)$$

Teoria de semelhança aplicada às máquinas de fluxo

Premissas

- As máquinas a serem relacionadas, modelo e protótipo, devem ser geometricamente semelhantes, ao menos no tocante aos órgãos em contato com o escoamento.
- A transferência de dados entre modelo e protótipo somente poderá relacionar pontos homólogos de funcionamento, isto é, mesmas condições de operação.

Satisfeitas estas duas premissas tem-se que:

MÁQUINAS SEMELHANTES OPERANDO EM PONTOS HOMÓLOGOS TÊM SEUS RESPECTIVOS TRIÂNGULOS DE VELOCIDADE TAMBÉM SEMELHANTES.

Relações de proporcionalidade

Da semelhança entre os triângulos conclui-se que em máquinas de fluxo semelhantes todas as velocidades são proporcionais a uma delas. Por simplicidade, a velocidade tangencial, u, será escolhida como referência.

$v_i \propto u$

v_i: velocidade qualquer dos triângulos

$\propto$: proporcionalidade, diferente de igualdade

De $u = \omega\, r \quad \Longrightarrow \quad u \propto n\, D$

ω: velocidade angular (rad/s)

n: rotação (rpm)

D: diâmetro do rotor na face em estudo (m)

Relações de proporcionalidade

Trabalho específico e carga

Da equação de Euler

$$Y_t \propto u\, c_u \quad \Rightarrow \quad Y_t \propto (n\, D)\,(n\, D) \quad \Rightarrow \quad Y_t \propto (n\, D)^2$$

$$Y_t = g\, H_t \quad \Rightarrow \quad H_t \propto (n\, D)^2$$

Vazão em volume e em massa

Da equação da continuidade

$$\mathrm{Q} = vS \quad \Rightarrow \quad Q \propto (n\, D)\, D^2 \quad \Rightarrow \quad Q \propto n\, D^3$$

$$\dot{m} = \rho v S \quad \Rightarrow \quad \dot{m} \propto \rho\, n\, D^3$$

Potência fluida

$$P_f = \rho\, g\, Q\, H \quad \Rightarrow \quad P_f \propto \rho\ \ Q\, H \quad \Rightarrow$$

$$P_f \propto \rho\, n\, D^3\, n^2\, D^2 \quad \Rightarrow \quad P_f \propto \rho\, n^3\, D^5$$

Relações de proporcionalidade

$$H_t \propto (n\,D)^2 \quad \Rightarrow \quad H_m \propto (n\,D)_m^2 \quad ; \quad H_p \propto (n\,D)_p^2$$

$$Q \propto nD^3 \quad \Rightarrow \quad Q_m \propto (n\,D^3)_m \quad ; \quad Q_p \propto (n\,D^3)_p$$

Para máquinas semelhantes em operação em pontos homólogos, a relação entre grandezas correspondentes transforma-se em igualdade, pois os fatores de proporcionalidade são iguais.

$$\frac{H_m}{H_p} = \frac{(n\,D)_m^2}{(n\,D)_p^2} \quad ; \quad \frac{Q_m}{Q_p} = \frac{(nD^3)_m}{(nD^3)_p} \quad ; \quad \frac{Q_m}{(nD^3)_m} = \frac{Q_p}{(nD^3)_p} = \text{ adimensional}$$

A partir das equações acima são obtidos os adimensionais clássicos das máquinas de fluxo hidráulicas:

$$\pi_1 = \frac{g\,H_m}{(n\,D)_m^2} = \frac{g\,H_p}{(n\,D)_p^2} \quad ; \quad \pi_2 = \frac{Q_m}{(nD^3)_m} = \frac{Q_p}{(nD^3)_p}$$

Parâmetros de interesse

Para a classificação e para a expressão de características específicas de famílias de máquinas de fluxo podem ser empregadas duas formas de notação:

índice inferior p ou nenhum índice $\rightarrow$ protótipo

índice inferior m ou superior * $\rightarrow$ modelo

Parâmetros dimensionais representativos de famílias de máquinas

Procura-se parâmetros característicos de máquinas de referência que operam sob condições pré-definidas quando duas das grandezas n^*; Q^*; H^*; D^* e P^* tomam o valor unitário.

Parâmetros dimensionais representativos de famílias de máquinas

Rotação específica referida à vazão; n_q

Rotação de uma máquina de referência, modelo, geometricamente semelhante a outras e que opera sob vazão unitária e carga unitária.

modelo: n_m ; Q_m=1,0 m³/s; H_m= 1,0 m protótipo: n; Q; H

Aplicadas as relações de proporcionalidade obtém-se:

$$D \propto \frac{H^{0,5}}{n} \quad ; \quad Q \propto n\, D^3 \quad \text{e, portanto,} \quad Q \propto \frac{H^{1,5}}{n^2} \qquad n \propto \frac{H^{0,75}}{Q^{0,5}}$$

As relações aplicam-se a modelo e protótipo, tal que:

$$\left(\frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}}\right)_m = \left(\frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}}\right)_p \qquad \Rightarrow \qquad n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}}$$

Parâmetros dimensionais representativos de famílias de máquinas

Rotação específica referida à cavitação; n_{qc}

Rotação de uma máquina de referência, modelo, geometricamente semelhante a outras e que opera sob vazão unitária e NPSH unitário.

Modelo: n_m ; Q_m=1,0 m^3/s; $NPSH_m$= 1,0 m

Protótipo: n; Q; NPSH

$$n_{qc} = \frac{n\sqrt{Q}}{NPSH^{0,75}}$$

Vazão unitária; Q_{11}

Vazão de uma máquina de referência, modelo, geometricamente semelhante a outras e que opera sob carga unitária e diâmetro unitário.

Modelo: Q_m ; H_m=1,0 m; D_m= 1,0 m

Protótipo: D; Q; H

$$Q_{11} = \frac{Q}{H^{0,5}\,D^2}$$

Parâmetros dimensionais representativos de famílias de máquinas

Rotação unitária; n_{11}

Rotação de uma máquina de referência, modelo, geometricamente semelhante a outras e que opera sob carga unitária e diâmetro unitário.

Modelo: n_m ; Q_m=1,0 m^3/s; D_m= 1,0 m

Protótipo: D; n; H

$$n_{11} = \frac{n\ D}{H^{0,5}}$$

Diâmetro unitário; D_{11}

Diâmetro de uma máquina de referência, modelo, geometricamente semelhante a outras e que opera sob carga unitária e vazão unitária.

$$D_m = \frac{D\ H^{0,25}}{Q^{0,5}}$$

Modelo: D_m ; Q_m=1,0 m^3/s; H_m= 1,0 m

Protótipo: D; Q; H

$$D_{11} = \frac{D\ (g\ H)^{0,25}}{Q^{0,5}}$$

Diagrama de Cordier

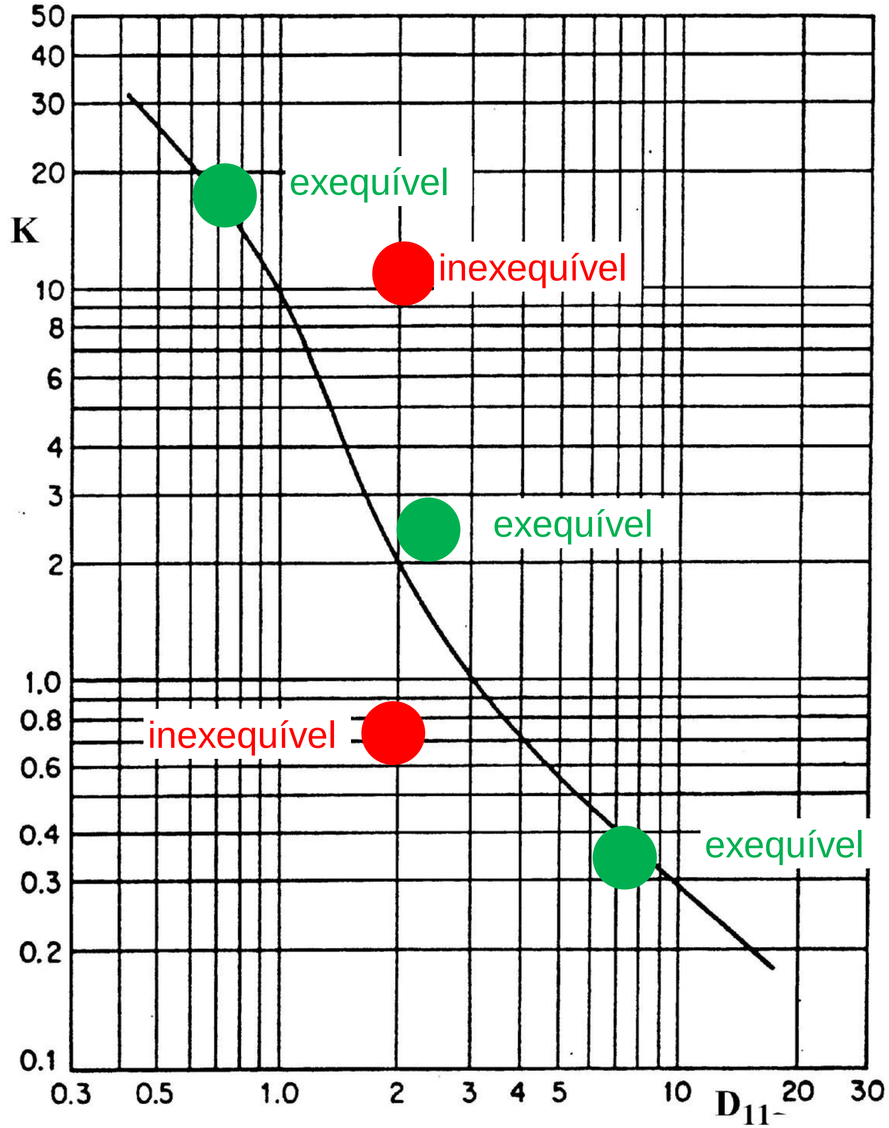
Apresenta o número-tipo, K, como função do diâmetro unitário D_{11}.

O diagrama foi gerado a partir das características no ponto ótimo de máquinas de fluxo em operação.

$$D_{11} = \frac{D_2\,(g\,H)^{0,25}}{Q^{0,5}} \qquad K = \frac{2\,\pi\,n\,\sqrt{Q}}{60\,(g\,H)^{0,75}}$$

O diagrama permite identificar a exequibilidade ou obter D_2 aproximado de máquinas de fluxo a partir dos dados operacionais, representados nos parâmetros do gráfico.

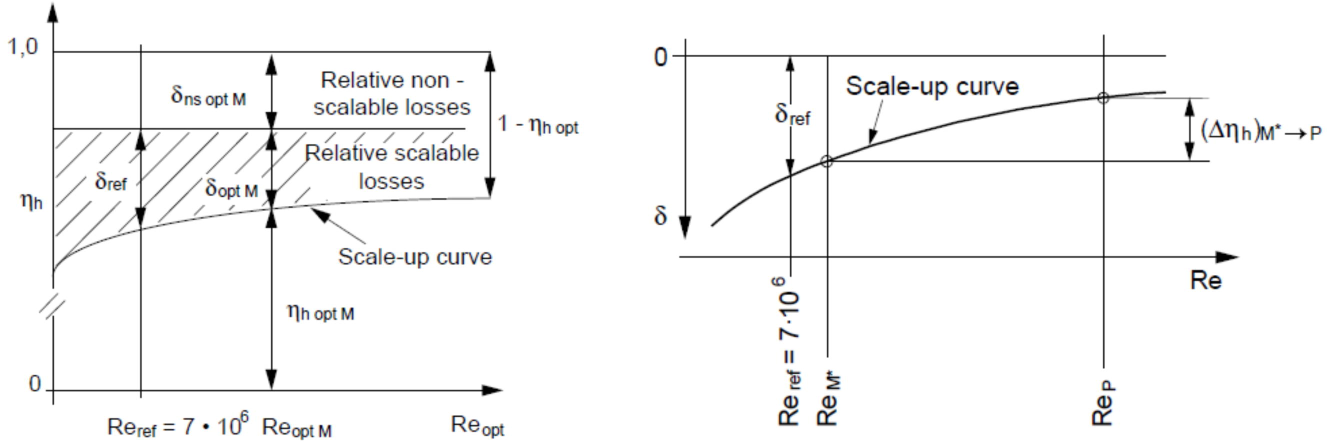
A linha contínua corresponde à curva melhor ajustada aos pontos representativos de cada máquina.



Relação modelo-protótipo

Devido, entre outras, às condições diferentes de execução, à impossibilidade de garantir semelhança completa e aos efeitos diferentes impostos pela viscosidade, tem-se o rendimento do protótipo sempre superior ao do modelo.

A necessidade de corrigir os valores de rendimento após o ensaio do modelo levou a propostas de expressões empíricas, o exemplo seguinte consta na IEC 60193 – *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*.



Relação modelo-protótipo

$$(\Delta\eta_h)_{M\to P} = \delta_{ref}\left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M}\right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P}\right)^{0,16}\right]$$

$$\delta_{ref} = \frac{100 - \eta_{h,opt,M}}{\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{opt,M}}\right)^{0,16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}}$$

$$Re_{ref} = 7 \times 10^6$$

$$V_{ref} = 0,7\ (para\ turbinas\ Francis)$$

$$\mathrm{Re} = \frac{D.u}{\nu} \qquad \mathrm{u} = \omega\frac{D}{2}$$

η_h = Rendimento

Re = Número de Reynolds

V_{ref} = Coeficiente de distribuição das perdas

D = Diâmetro externo das pás na saída

ω = Velocidade angular

ν = Viscosidade cinemática

Dúvidas?

Obrigado.

ESCOLA POLITÉCNICA
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO