

HydroSchool Turbinas Hidráulicas Projeto Hidráulico e Cavitação

São Paulo, Maio de 2023



Projeto hidráulico e cavitação

Neste módulo você vai ver:

- Conceitos principais de Valores Unitários;
- Faixa operativa da turbina;
- Cavitação;
- Aplicações de Design



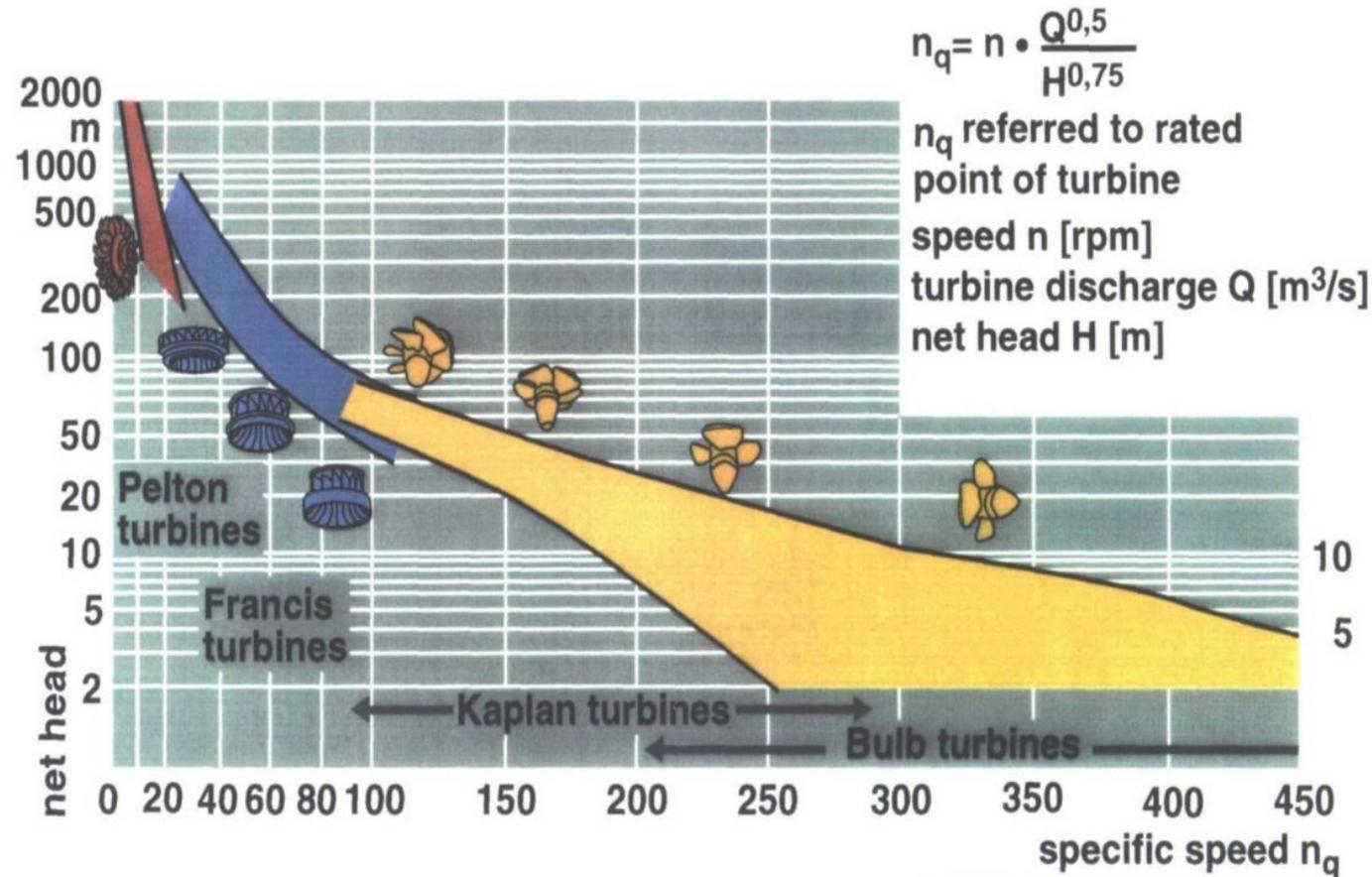
Valores unitários

Velocidade específica

Número de rotações padrão

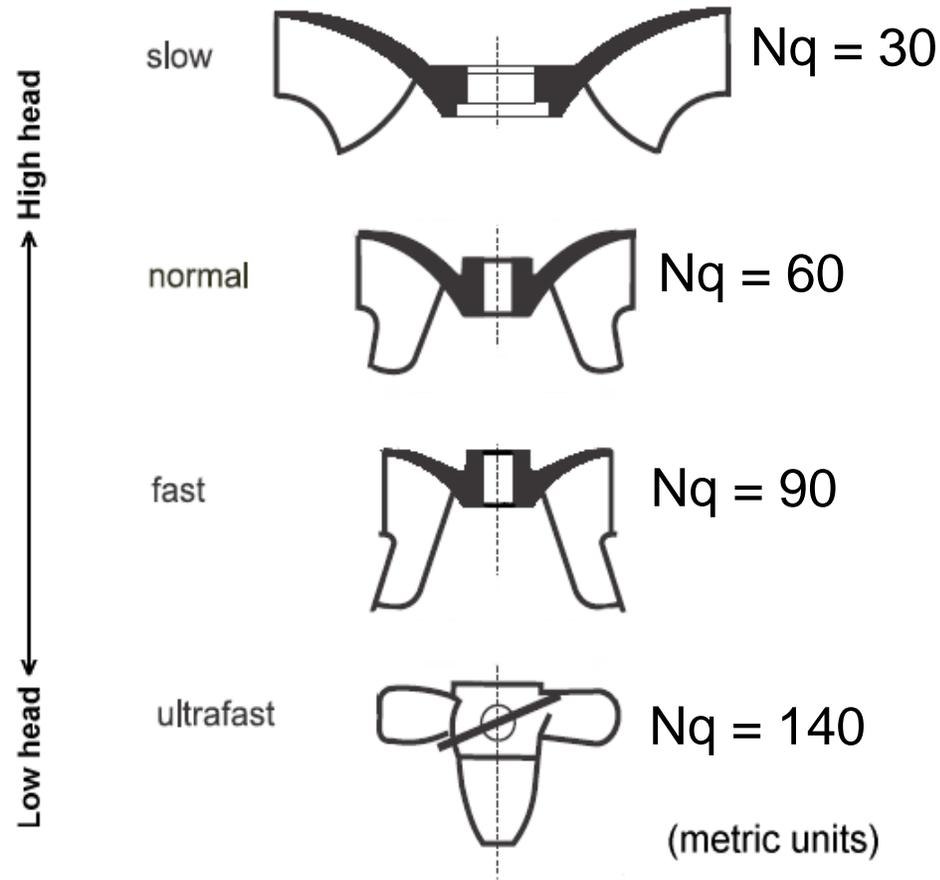
$$n_Q = \frac{n^* \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

Application ranges of different types of water turbines



Velocidade específica

Número de rotações padrão $n_Q = \frac{n^* \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$



- Turbinas Baixo n_q
(Alta Queda: fluxo mais radial)

- Turbinas Alto n_q
(baixa queda): fluxo mais axial

- Turbinas com MUITO Alto n_q : máquinas de fluxo Axial

Valores Unitários

Rotação, vazão, potência e torque de uma turbina similar de 1 m de diâmetro operando a uma queda de 1 m.

Rotação Unitária	$n1' = \frac{n * d}{\sqrt{h}}$
Vazão Unitária	$Q1' = \frac{Q}{d^2 * \sqrt{h}}$
Potencia Unitária	$P1' = \frac{P}{d^2 * \sqrt[2]{h^3}}$
Torque Unitário	$T1' = \frac{T}{d^3 * \sqrt{h}}$

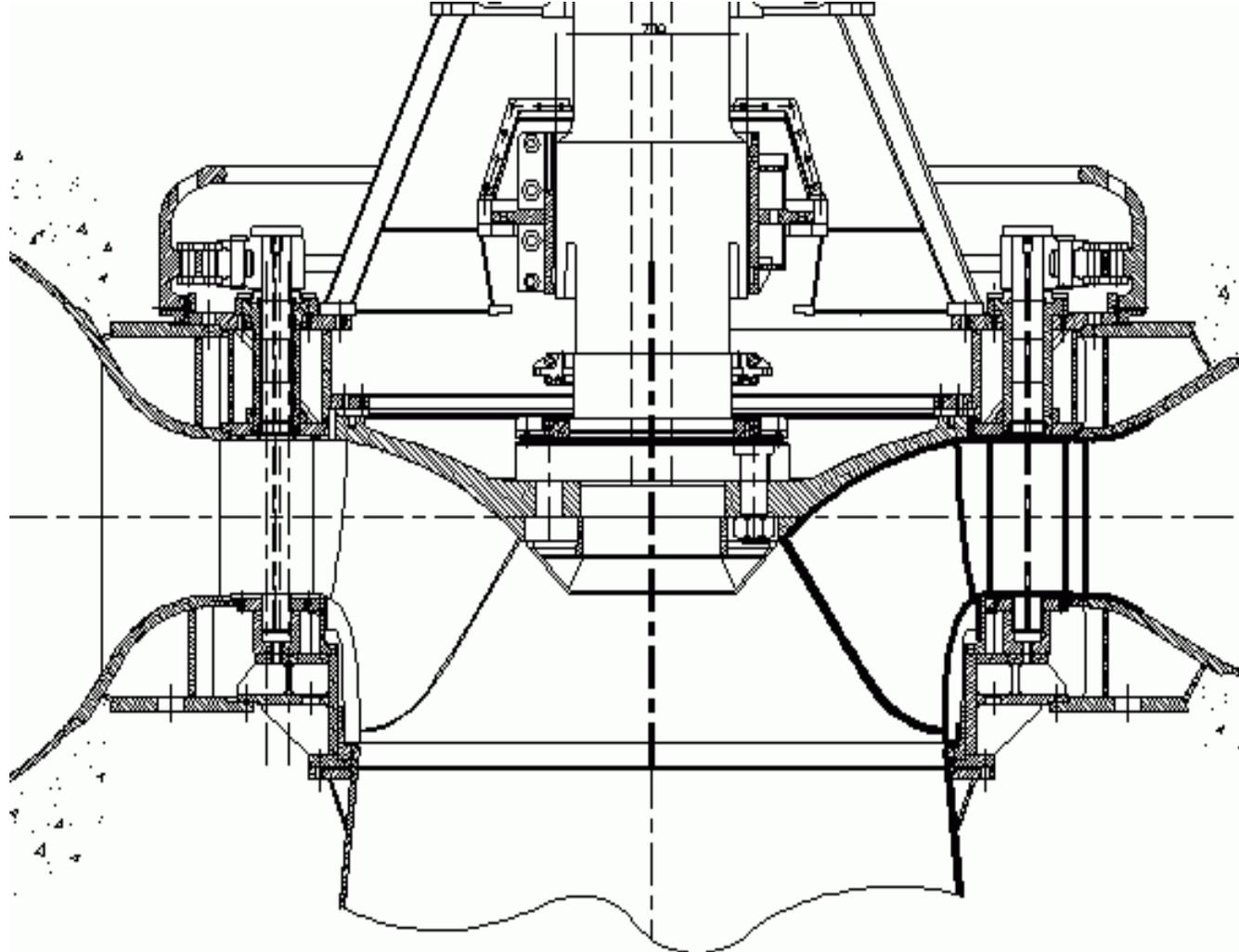
Queda Líquida: h; Vazão: Q; Rotação: n; Potência P; Torque T, Diâmetro de Referência: d

Norma IEC 60193 Anexo A

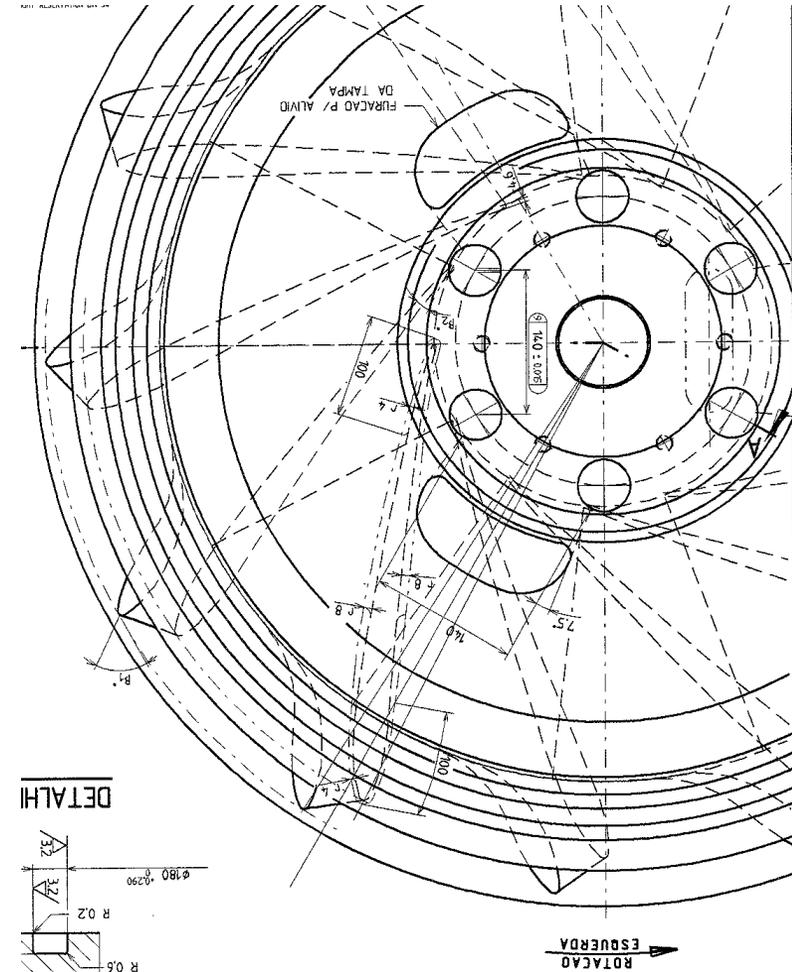
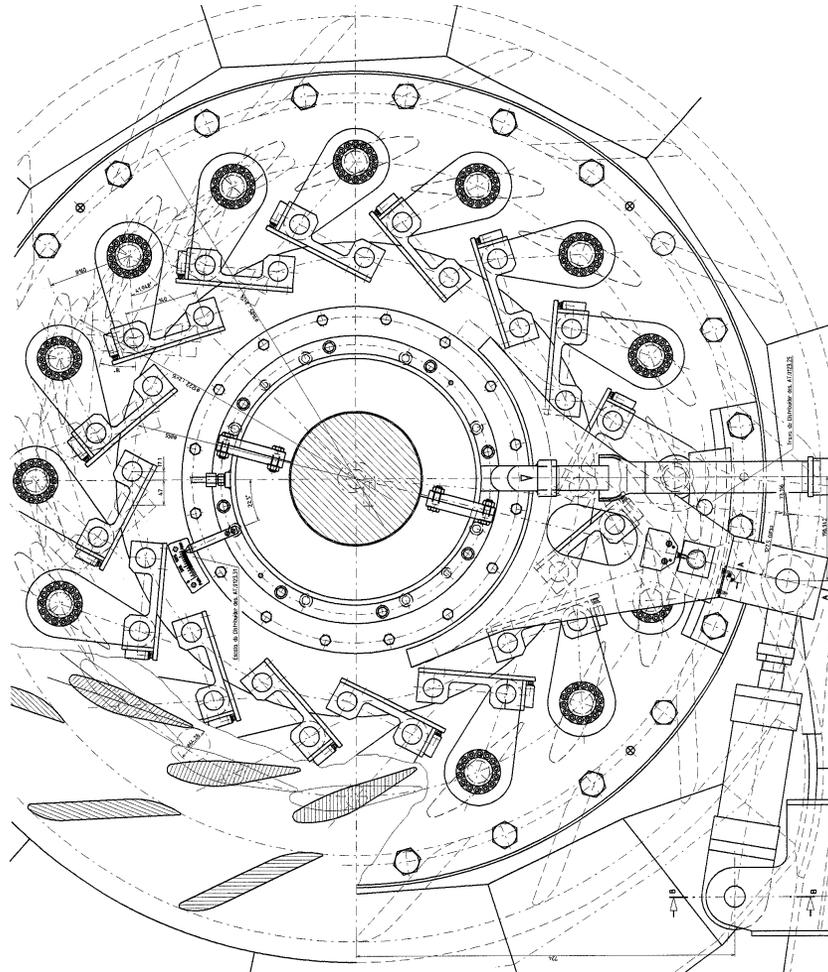
Definition in 1.3.3.12³⁾

Clause	Term	Sym- bol	Definition	Relations
1.3.3.12.1	Speed factor	η_{ED}	$\frac{nD}{E^{0.5}}$	$= \frac{1}{E_{nD}^{0.5}}$
1.3.3.12.2	Discharge factor	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0.5}}$	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0.5}}$
1.3.3.12.3	Torque factor	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho D^3 E}$	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi \eta_{ED}}$
1.3.3.12.4	Power factor	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho D^2 E^{1.5}}$ ¹⁾	$= Q_{ED} \eta_{HT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{HP}}$ (pump) $= P_{nD} / E_{nD}^{1.5} = P_{nD} \cdot n_{ED}^3$ $= 2\pi \eta_{ED} T_{ED}$
1.3.3.12.5	Energy coefficient	E_{nD}	$\frac{E}{n^2 D^2}$	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$
1.3.3.12.6	Discharge coefficient	Q_{nD}	$\frac{Q_1}{n D^3}$	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0.5}$
1.3.3.12.7	Torque coefficient	T_{nD}	$\frac{T_m}{\rho n^2 D^5}$	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$
1.3.3.12.8	Power coefficient	P_{nD}	$\frac{P_m}{\rho n^3 D^5}$ ¹⁾	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{HT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{LP}}$ (pump)

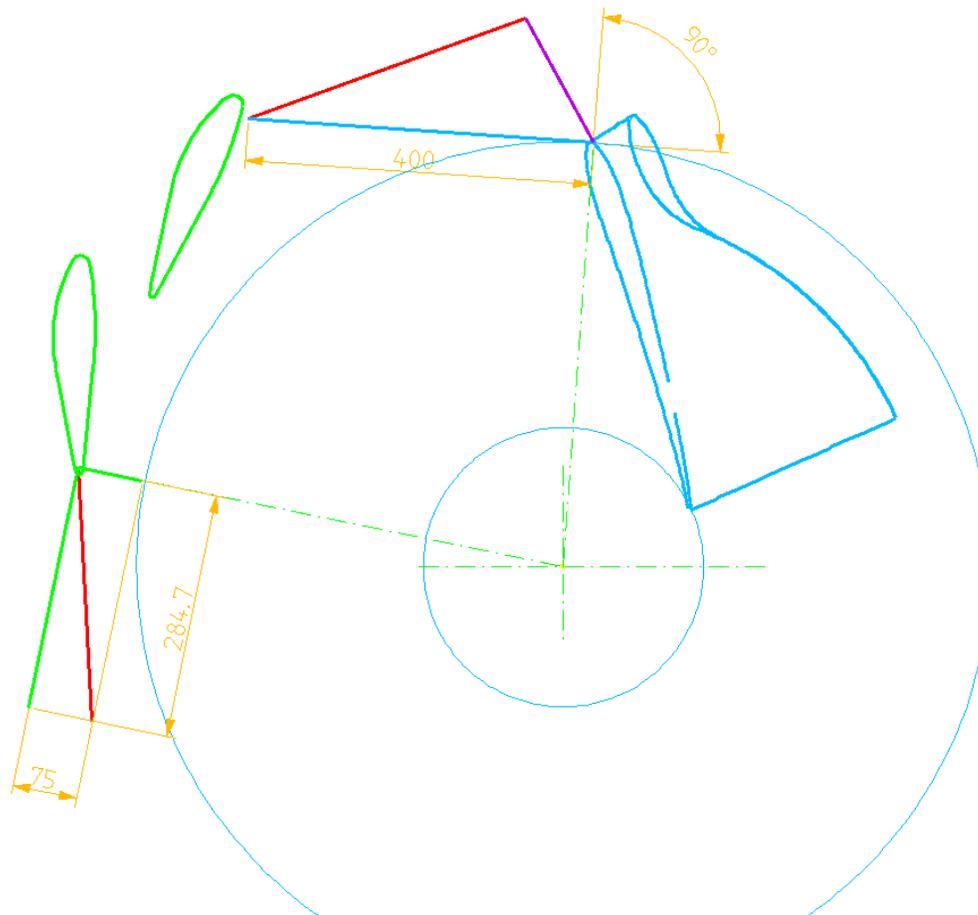
Turbina Francis



Turbina Francis



Triângulo de velocidades na entrada da turbina



Velocidade absoluta na saída do distribuidor

Velocidade absoluta (radial e tangencial)

Velocidade tangencial na pá do rotor

Velocidade do escoamento relativa à pá do rotor

Triângulo de velocidades na entrada da turbina

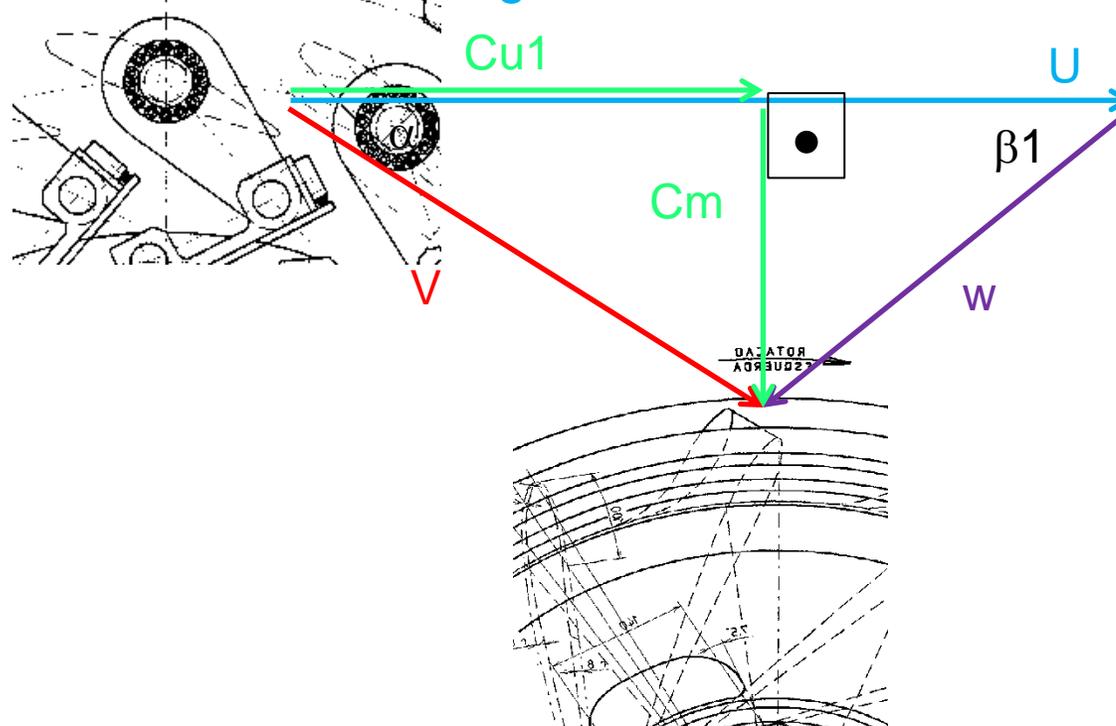
- Velocidade absoluta

$$V = \frac{Q}{B_o a_o z_o} \approx \sqrt{H}$$

- Velocidade meridional

$$C_m = \frac{Q}{B_o \pi D} \approx \frac{Q}{k D 1 a^2}$$

- Velocidade tangencial $U \cong \text{RPM} * D 1 a$



$$\beta 1 = a \tan \frac{C_m}{C_{u1} - U 1}$$

Triângulo de velocidades **absoluta** na entrada da turbina **VOITH**

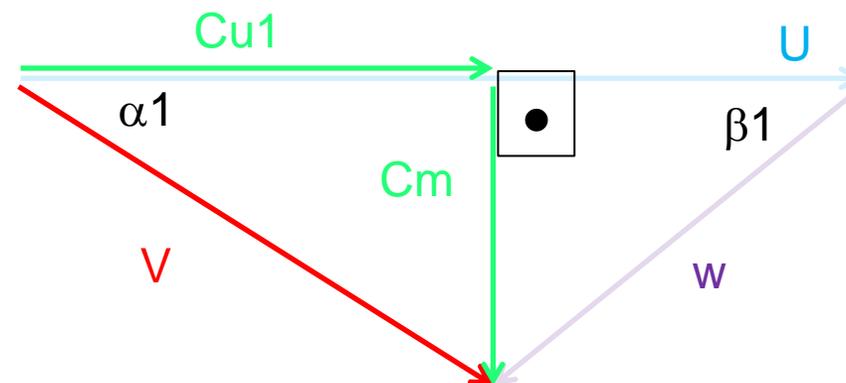
- Velocidade absoluta

$$V = \frac{Q}{B_o a_o z_o} \approx \sqrt{H}$$

- Velocidade meridional

$$C_m = \frac{Q}{B_o \pi D} \approx \frac{Q}{k D 1 a^2}$$

- Velocidade tangencial $U \cong \text{RPM} * D 1 a$



$$\beta_1 = a \tan \frac{C_m}{C_{u1} - U_1}$$

$$\sin \alpha_1 = \frac{C_m}{V} \approx \frac{Q}{D 1 a^2} \times \frac{1}{\sqrt{H}} = Q 1'$$

Triângulo de velocidades *relativa* na entrada da turbina

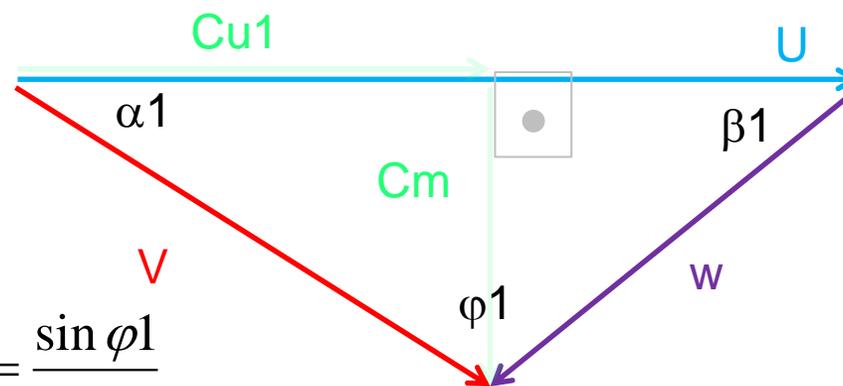
- Velocidade absoluta

$$V = \frac{Q}{B_o a_o z_o} \approx \sqrt{H}$$

- Velocidade meridional

$$C_m = \frac{Q}{B_o \pi D} \approx \frac{Q}{k D 1 a^2}$$

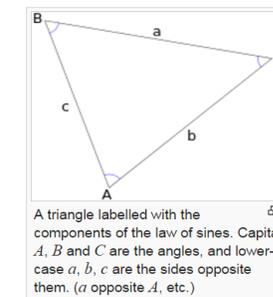
- Velocidade tangencial $U \cong \text{RPM} * D 1 a$



$$\beta1 = a \tan \frac{C_m}{C_{u1} - U}$$

$$\frac{\sin \alpha1}{W} = \frac{\sin \beta1}{V} = \frac{\sin \phi1}{U}$$

$$\frac{\sin \phi1}{\sin \beta1} = \frac{U}{V} \approx \frac{ND}{\sqrt{H}} = N1'$$

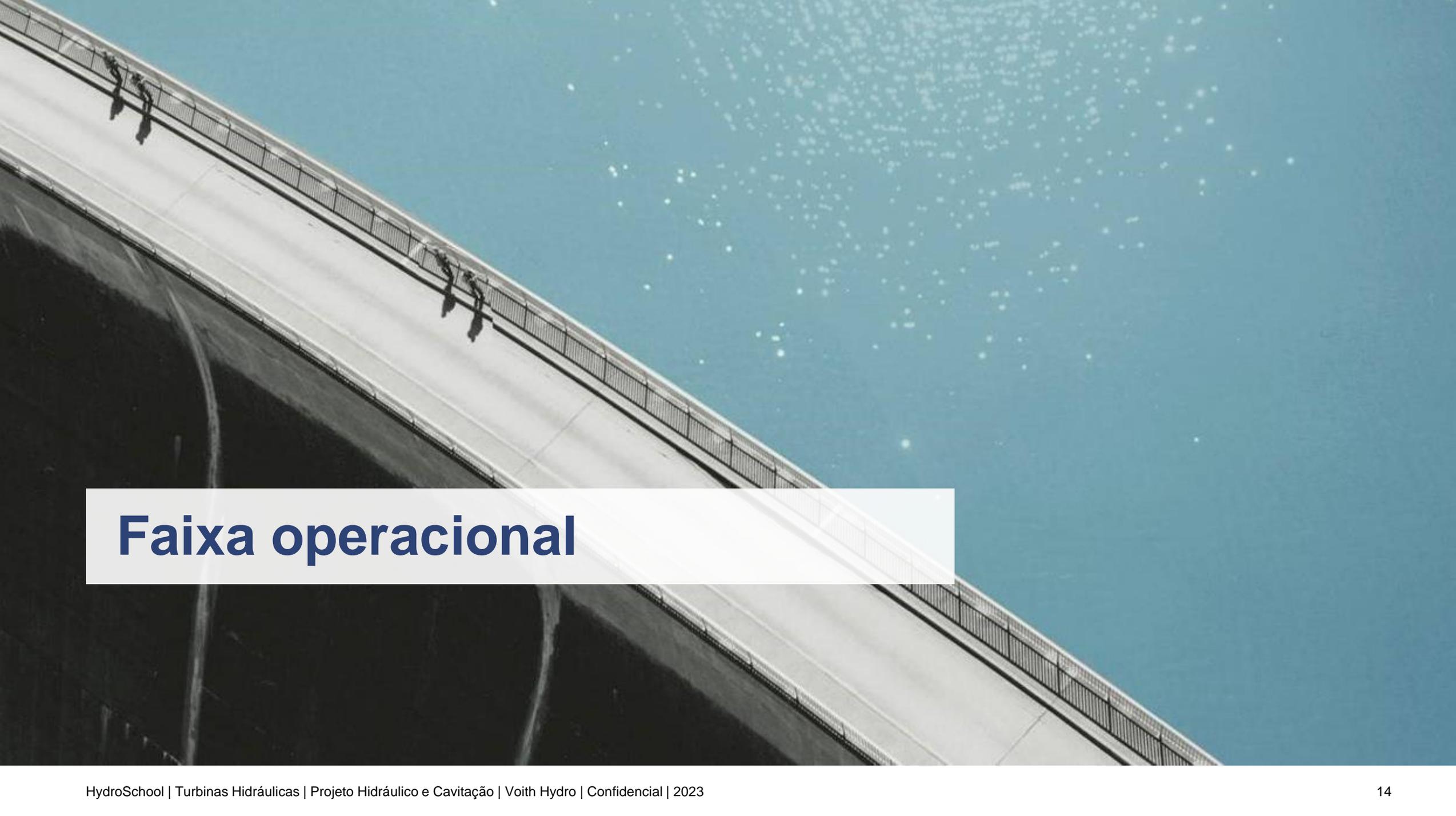


$$\frac{\sin A}{a} = \frac{\sin B}{b} = \frac{\sin C}{c}$$

https://en.wikipedia.org/wiki/Law_of_sines

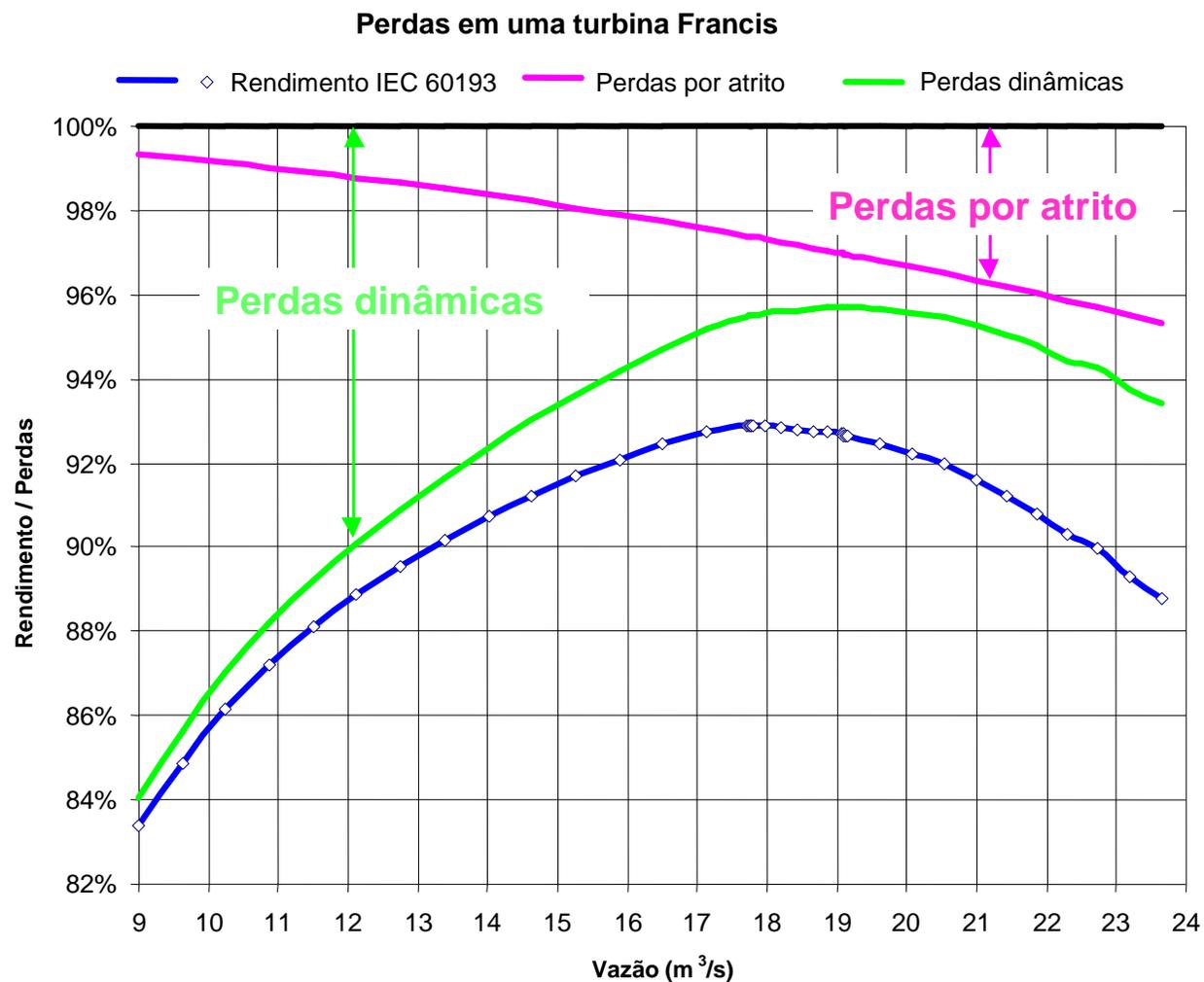
Triângulo de velocidades na entrada da turbina

- n_1 e Q_1 são uma medida indireta dos ângulos absoluto e relativo do escoamento (α_1 e β_1 , respectivamente).
- para uma geometria conhecida (palheta e pá α_1 β_1), se os ângulos absolutos e relativos do fluido α_1 β_1 forem iguais, então o ponto de operação é considerado homólogo e o nível de eficiência é o mesmo (exceto para considerações relativas ao número de Reynolds).



Faixa operacional

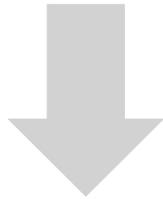
Perdas hidráulicas = perdas por atrito + perdas dinâmicas



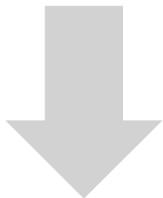
Faixa operacional Definição

Limites fixos de cavitação

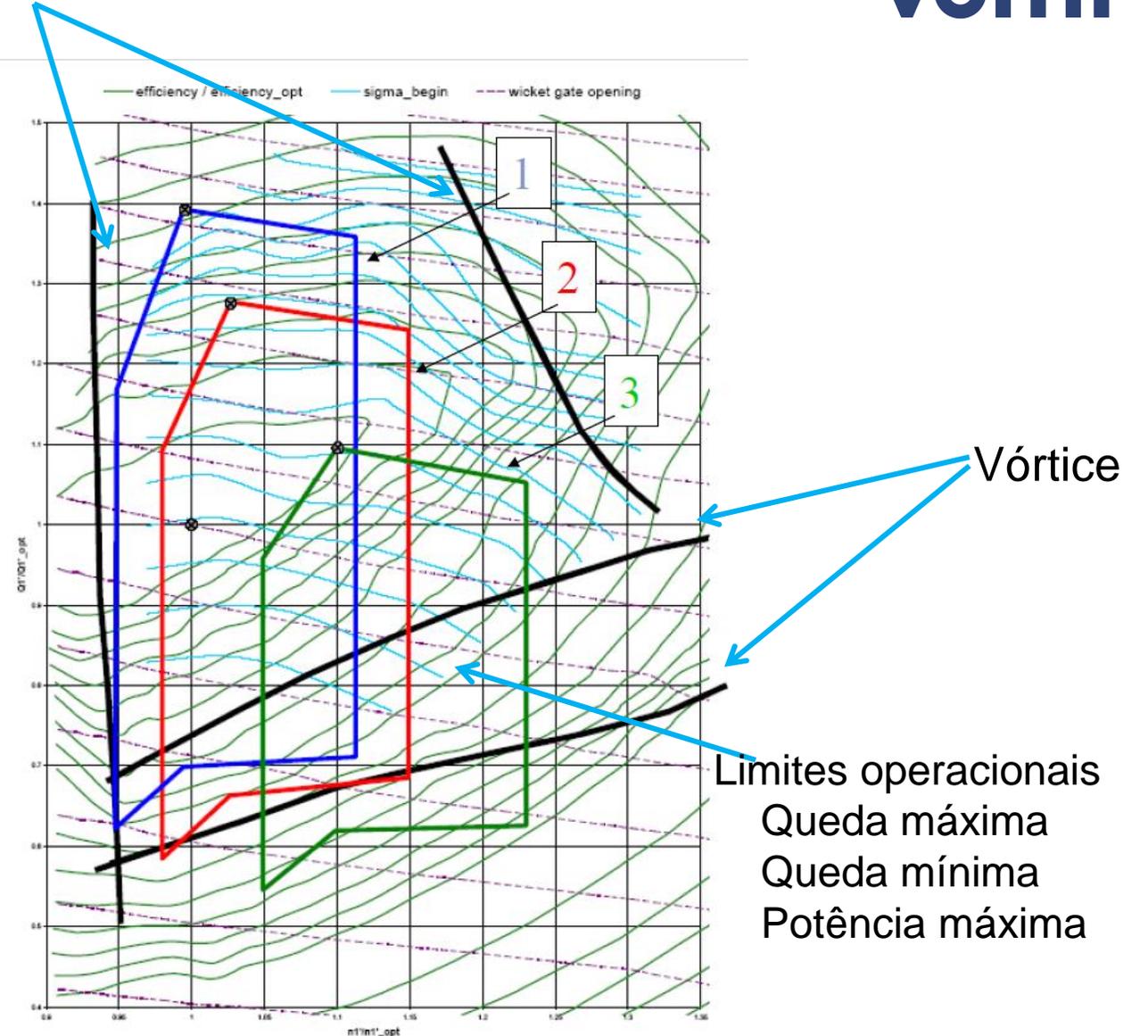
Máquinas com características diferentes (D1a, n)



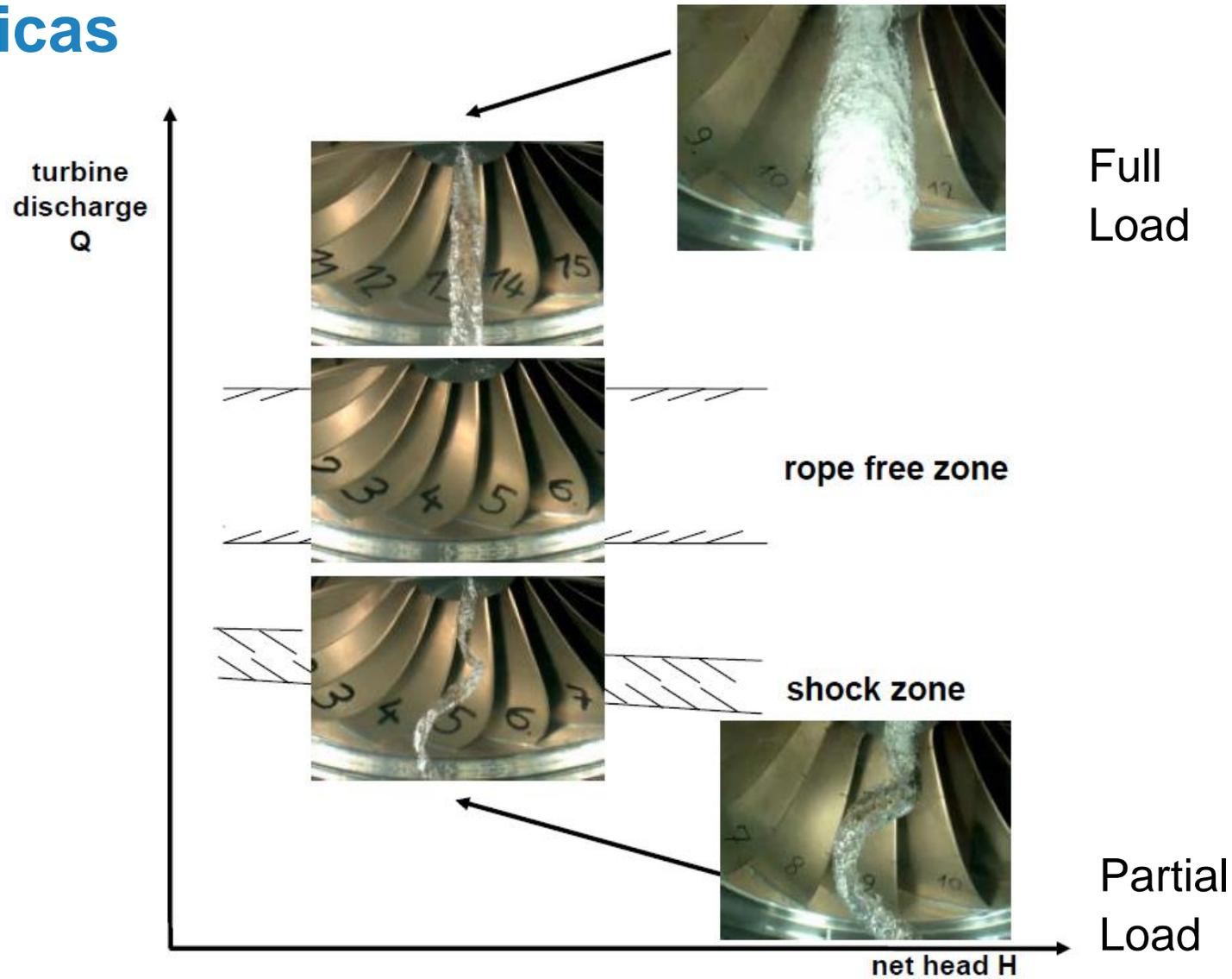
Diferentes faixas operacionais



Diferentes características operacionais

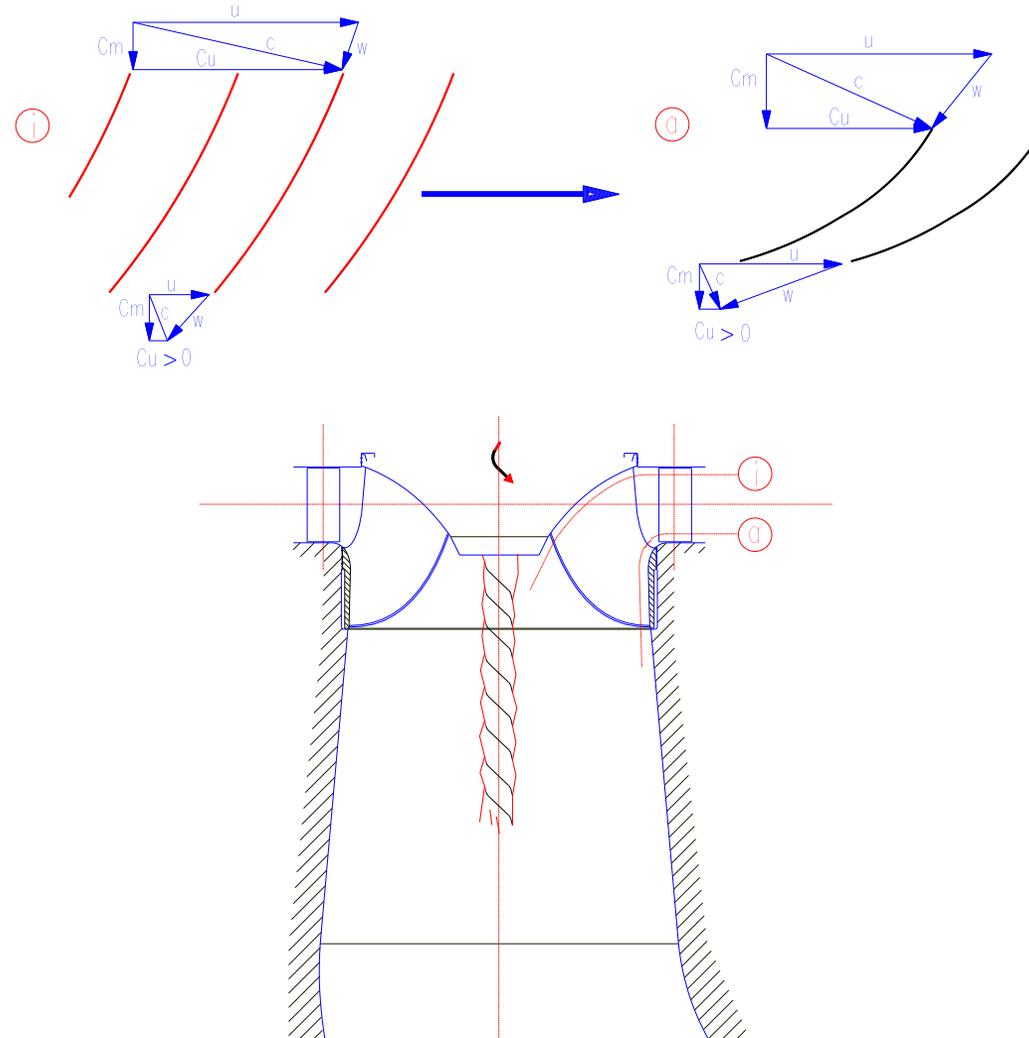


Faixa operacional Características



Próximo ao ótimo

$$U_{11} = U_{11_{opt}}$$
$$V_{11} = 1,02 \times V_{11_{opt}}$$
$$n = n_0$$
$$H = 1,0 \times H_{opt}$$
$$Q = 1,02 \times Q_{opt}$$
$$a_0 = 1,02 \times a_{0_{opt}}$$
$$\sigma = 0,14$$



Início de cavitação no lado de sucção da borda de entrada

$$U_{11} = 0,95 \times U_{11_{opt}}$$

$$V_{11} = 1,03 \times V_{11_{opt}}$$

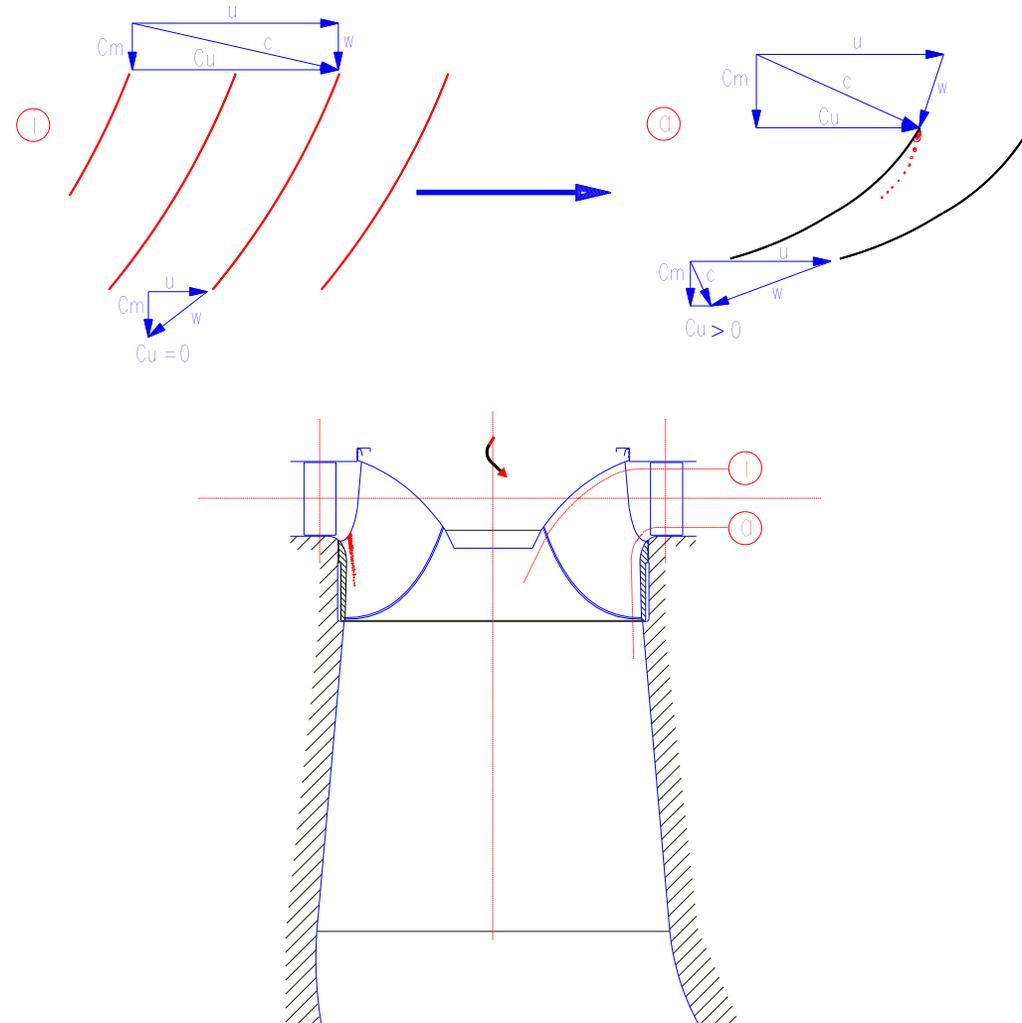
$$n = n_0$$

$$H = 1,11 \times H_{opt}$$

$$Q = 1,08 \times Q_{opt}$$

$$a_0 = 1,02 \times a_{0_{opt}}$$

$$\sigma = 0,13$$



Início de cavitação no lado de pressão da borda de entrada

$$U_{11} = 1,2 \times U_{11_{opt}}$$

$$V_{11} = 1,17 \times V_{11_{opt}}$$

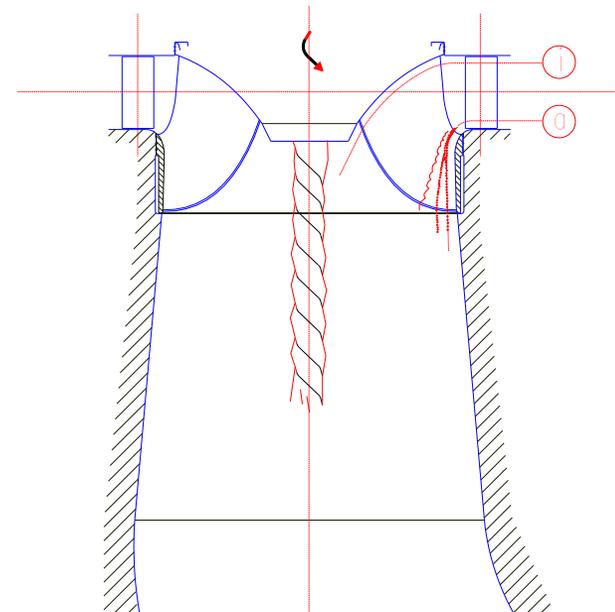
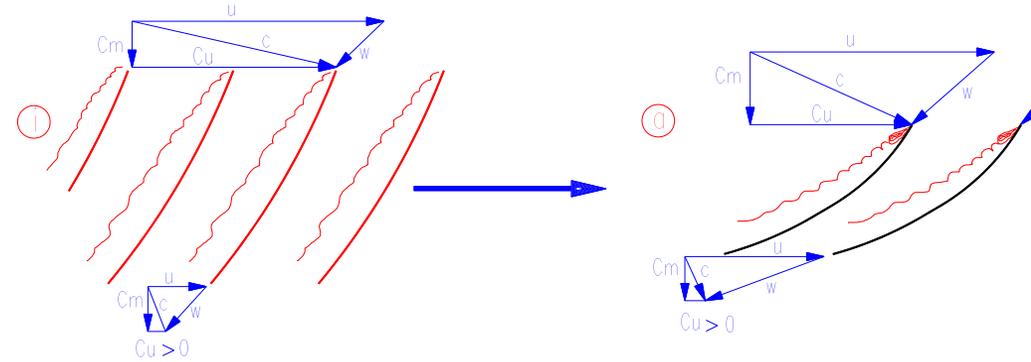
$$n = n_0$$

$$H = 0,7 \times H_{opt}$$

$$Q = 0,98 \times Q_{opt}$$

$$a_0 = 1,24 \times a_{0_{opt}}$$

$$\sigma = 0,205$$



Início de cavitação com vórtices entre canais

$$U_{11} = 1,2 \times U_{11,opt}$$

$$V_{11} = 0,6 \times V_{11,opt}$$

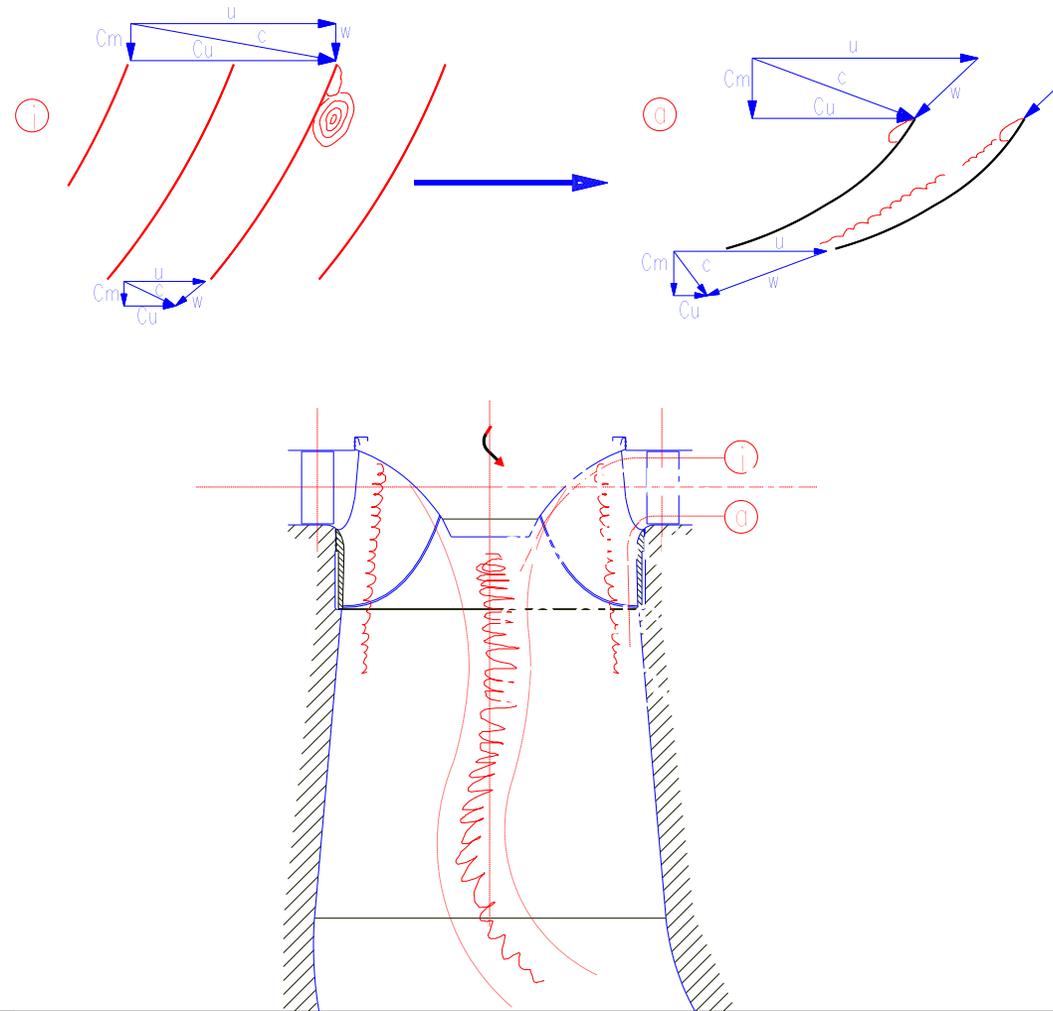
$$n = n_0$$

$$H = 0,7 \times H_{opt}$$

$$Q = 0,5 \times Q_{opt}$$

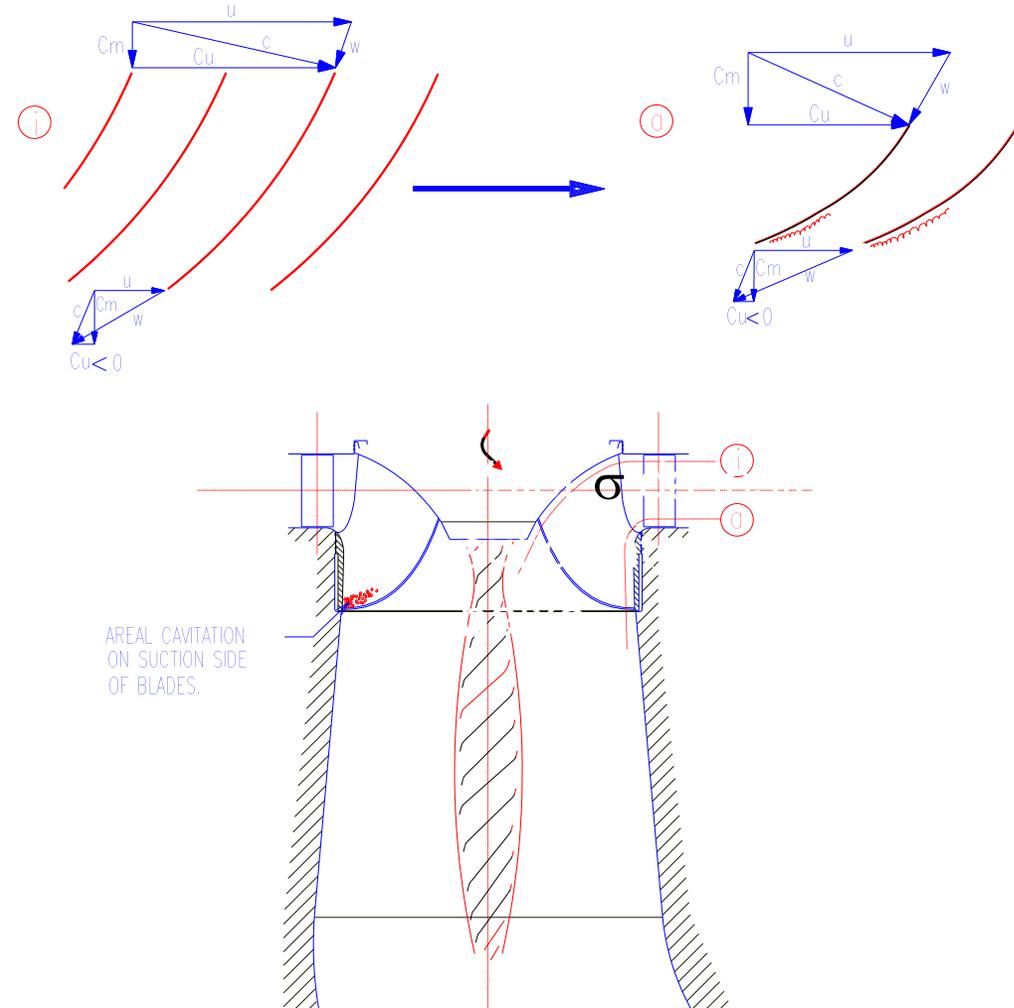
$$a_0 = 0,59 \times a_{0,opt}$$

$$\sigma = 0,205$$



Início de cavitação na superfície das pás

$$U_{11} = U_{11,opt}$$
$$V_{11} = 1,35 \times V_{11,opt}$$
$$n = n_0$$
$$H = 1,0 \times H_{opt}$$
$$Q = 1,35 \times Q_{opt}$$
$$a_0 = 1,5 \times a_{0,opt}$$
$$\sigma = 0,17$$



- n_1 e Q_1 são uma medida indireta dos ângulos absoluto e relativo do escoamento (α_1 e β_1 , respectivamente).
 - para uma geometria conhecida (palheta e pá α_1 β_1), se os ângulos absolutos e relativos do fluido α_1 β_1 forem iguais, então o ponto de operação é considerado homólogo e o nível de eficiência é o mesmo (exceto para considerações relativas ao número de Reynolds).
- A curva de colina do modelo plota o rendimento em função da incidência do escoamento sobre a pá.
 - Variando os adimensionais do escoamento n_1 ' Q_1 '(portanto variando os ângulos α_1 β_1) para um projeto de pá constante β_1 .

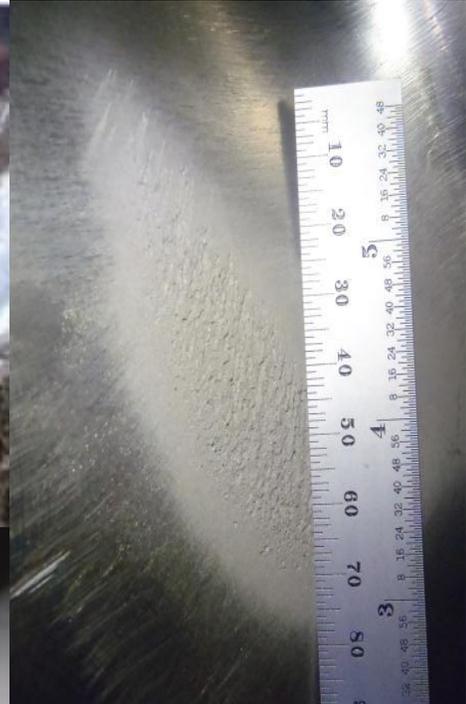


Cavitação

Cavitação

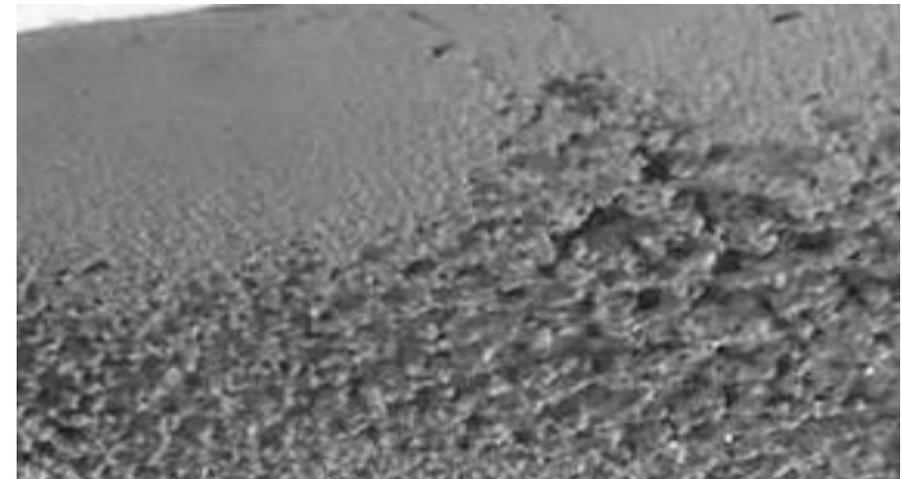
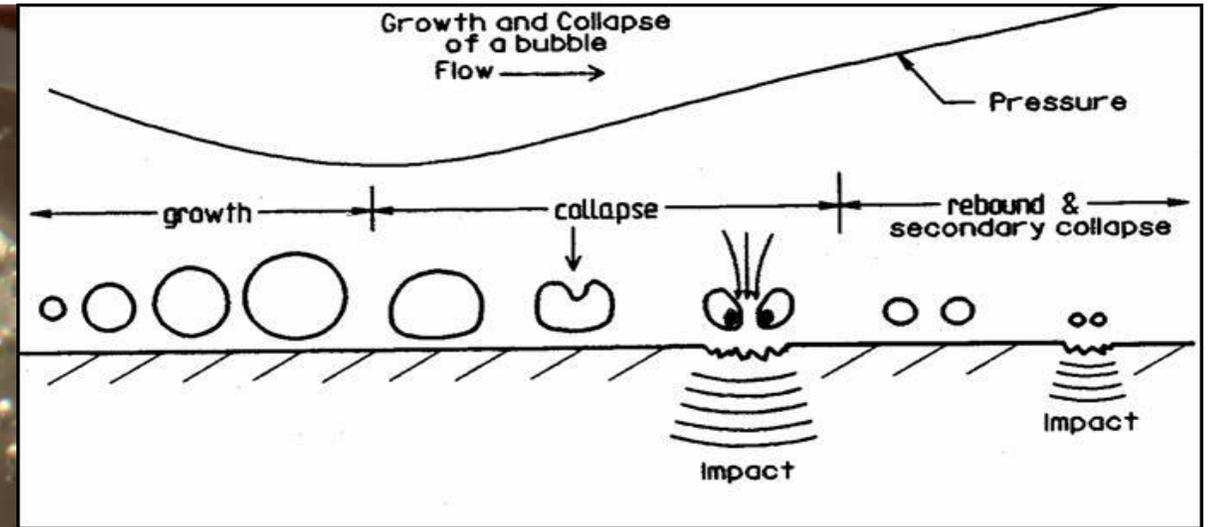
Vista em Campo

VOITH



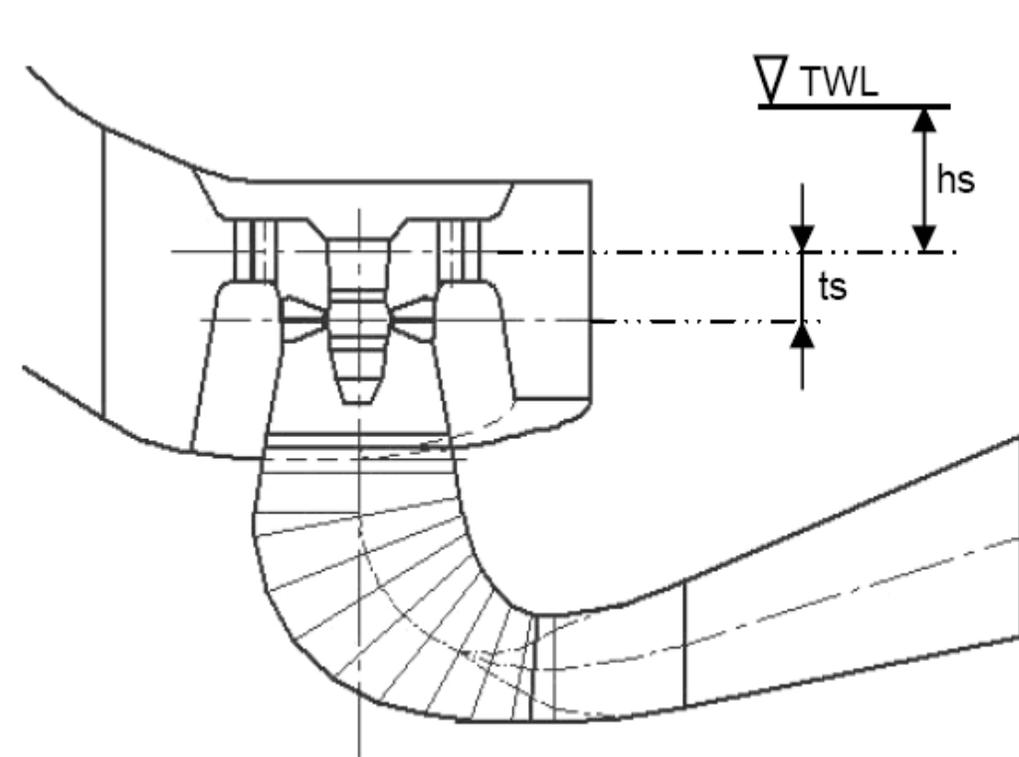
Cavitação

Fenômenos físicos



Cavitação

Coeficiente de Thoma (σ)



Elevação de referência

→ linha de centro do rotor

$$\sigma = \frac{h_b - h_{va} - (h_s + t_s)}{H} = \frac{NPSH}{H}$$

- h_b Pressão atmosférica a jusante;
- h_{va} Pressão de vapor da água;
- h_s Diferença entre nível de jusante e linha de centro do distribuidor;
- t_s Distância da referência até a linha de centro do distribuidor;
- H Queda líquida de operação;
- $NPSH$ Altura líquida positiva de sucção (*net positive suction head*).



Introdução: Aplicações de *design*

Fórmula 1

1979

Teve como campeão o sul-africano Jody Scheckter, da equipe Ferrari, e vice-campeão o canadense Gilles Villeneuve, também da Ferrari, que recuperava o título mundial.



Fotos: reprodução



2019

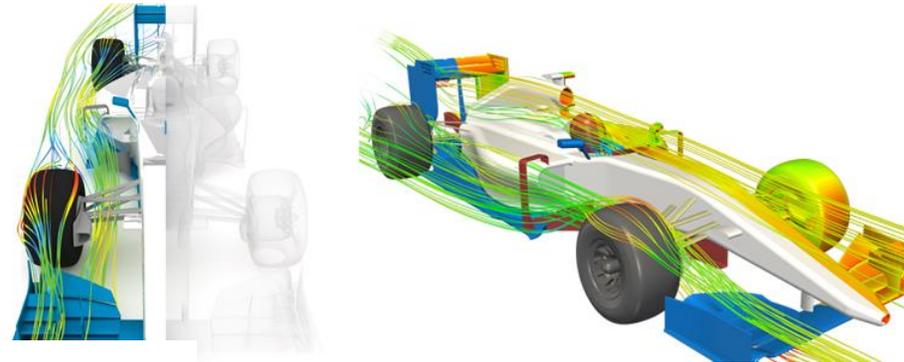
Vencida por Lewis Hamilton da Mercedes

Fotos: www.mercedesamgf1.com



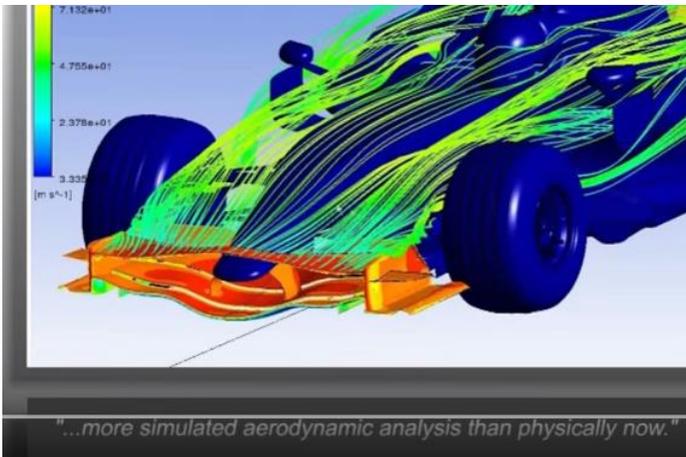
Bancada de modelo em escala

<https://www.youtube.com/watch?v=ymjSNaqZLps>

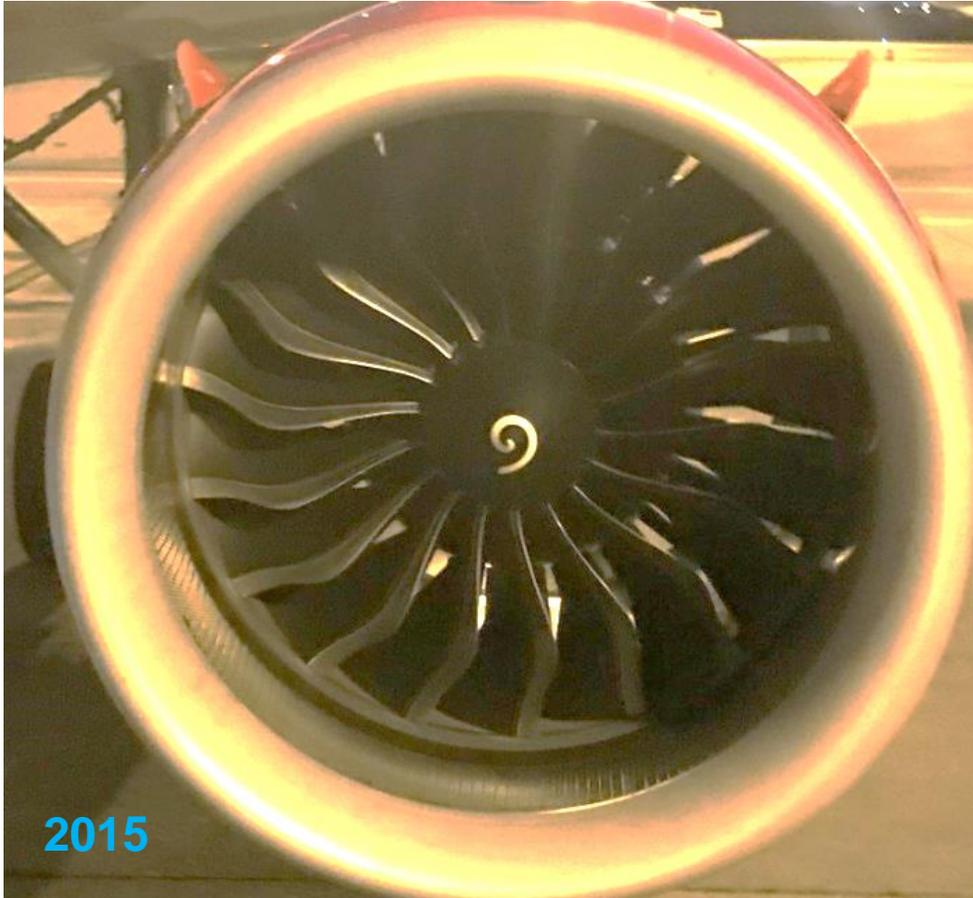


".. it helps us to reduce cost..."

"it enables us to reduce lead-times drastically..."



CF6 – 1971 x P&W1100 - 2015



A320 Neo – Avianca

https://pt.wikipedia.org/wiki/Airbus_A320neo

CFM International LEAP-X ou
Pratt & Whitney PW1100G.



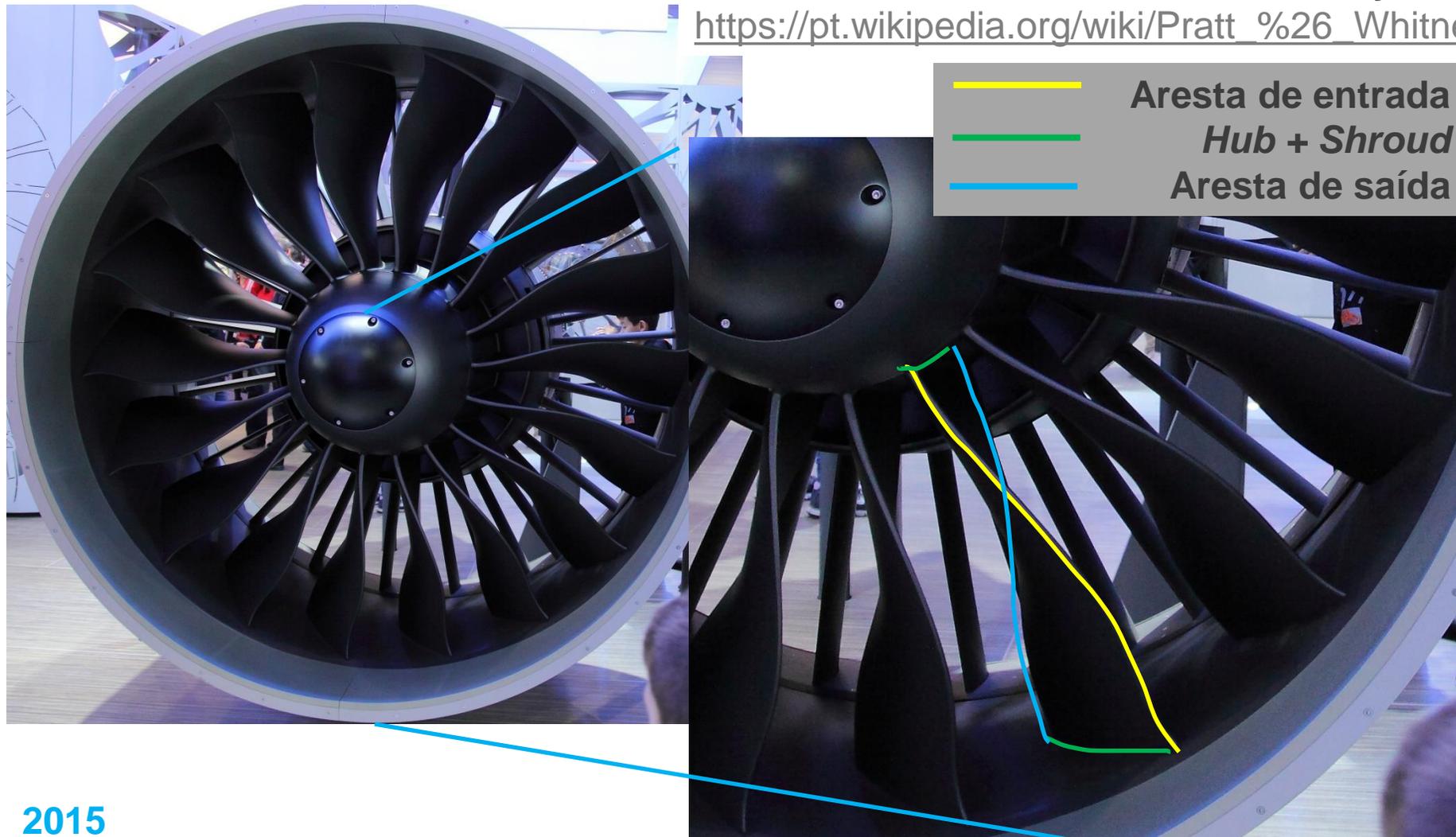
Boeing 767-400ER – United Airlines
Motor Turbo-fan GE CF6 – Primeiro teste em 1971
https://pt.wikipedia.org/wiki/General_Electric_CF6

Turbofan *design* PW1100 - 2015

VOITH

Pratt & Whitney PW1100G - 2015

https://pt.wikipedia.org/wiki/Pratt_%26_Whitney_PW1100G



2015

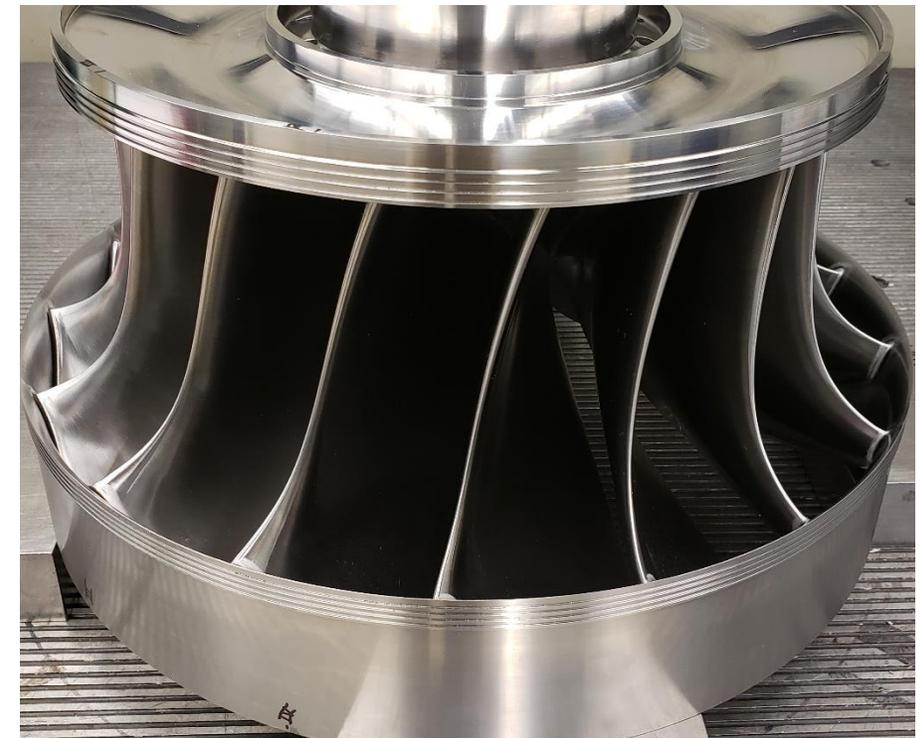
Evolução dos rotores Francis



1970



2001



2019

Referências bibliográficas



Acervo técnico Voith.

IEC 60193 (1999-11) Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests;

IEC 60609-2 (1997) Cavitation pitting evaluation in hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines;

IEC 60041 (1991) Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines;

IEC 60034-1 (2010) Rotating electrical machines.

Sergio R. Marcondes
Gerente de Projetos de Modernização
sergio.marcondes@voith.com

This document is protected by copyright. It may not be translated, mechanically or electronically duplicated or made available to third parties, whether wholly or partially, without the written consent of the publisher.

VOITH