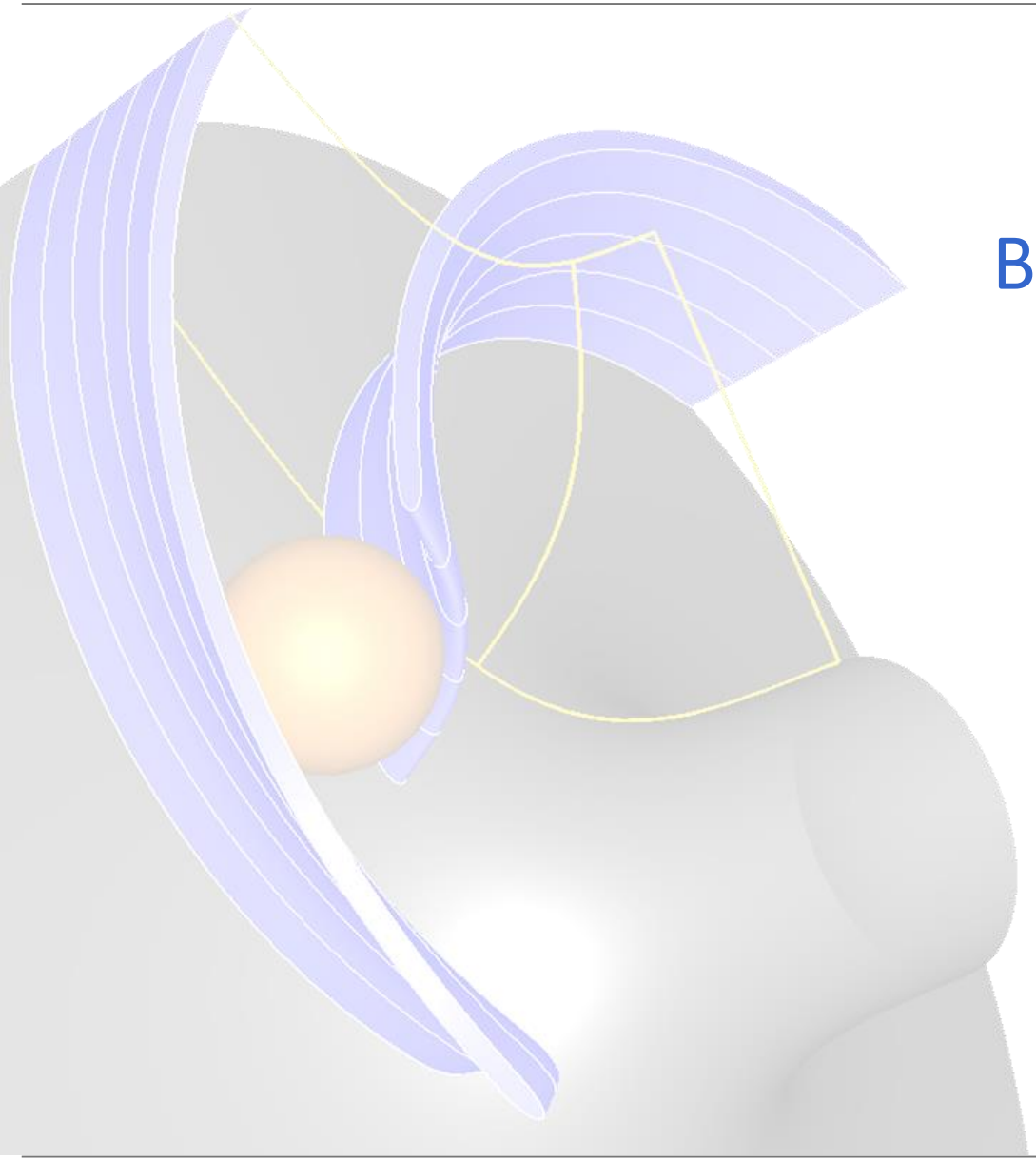


# Auslegungs- und Berechnungsverfahren für Pumpen

Dr. Gero Kreuzfeld

CFturbo Software & Engineering GmbH
Dresden, München

gero.kreuzfeld@cfturbo.de


© CFturbo Software & Engineering GmbH

# Inhalt


1. Einleitung 3
2. Entwurfsprozess 5
3. Radialpumpe 8
   - 3.1 Laufrad-Entwurf 8
   - 3.2 Radialdiffusor-Entwurf 23
   - 3.3 Spiralgehäuse-Entwurf 26
4. Axialpumpe 29
5. 3D-Modell 34
6. Wirkungsgrad 35
7. Kavitation 38



Bohl, Elmendorf
Strömungsmaschinen, Bd. 1, 2

Fister
Fluidenergiemaschinen, Bd. 1, 2

Pfleiderer, Petermann
Strömungsmaschinen

Raabe
Hydraulische Maschinen und Anlagen

Sigloch
Strömungsmaschinen

Gülich
Kreiselpumpen

Japikse, Marscher, Furst
Centrifugal Pump Design and Performance

Holzenberger, Jung
Kreiselpumpen Lexikon

Lobanoff, Ross
Centrifugal Pumps: Design & Application

Stepanoff
Radial- und Axialpumpen

Tuzson
Centrifugal Pump Design

Wagner
Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen

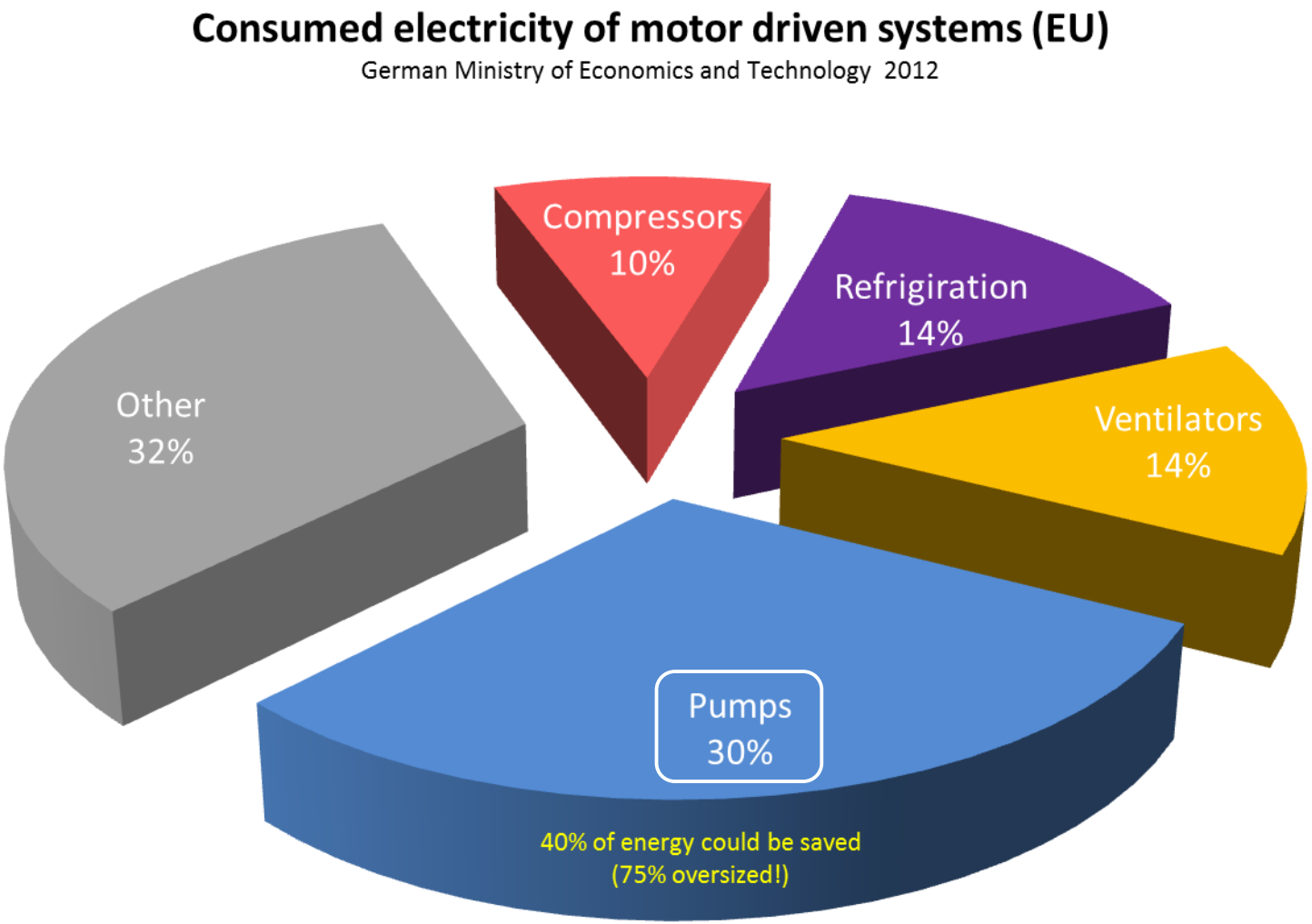
Will
Kreiselpumpen (TB Maschinenbau, Bd. 5)



© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 1. Einleitung

## Energieverbrauch

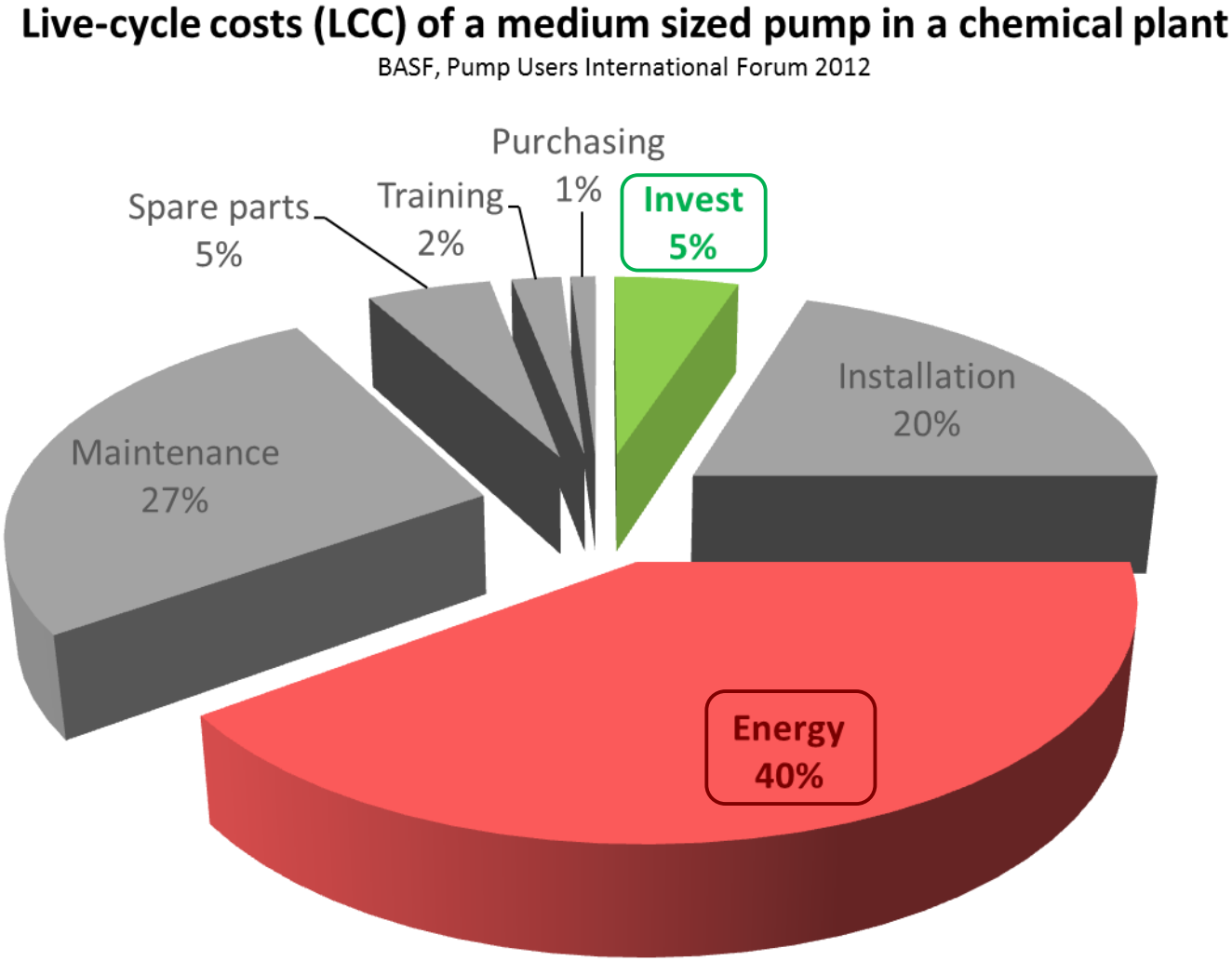




© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 1. Einleitung

## Kosten

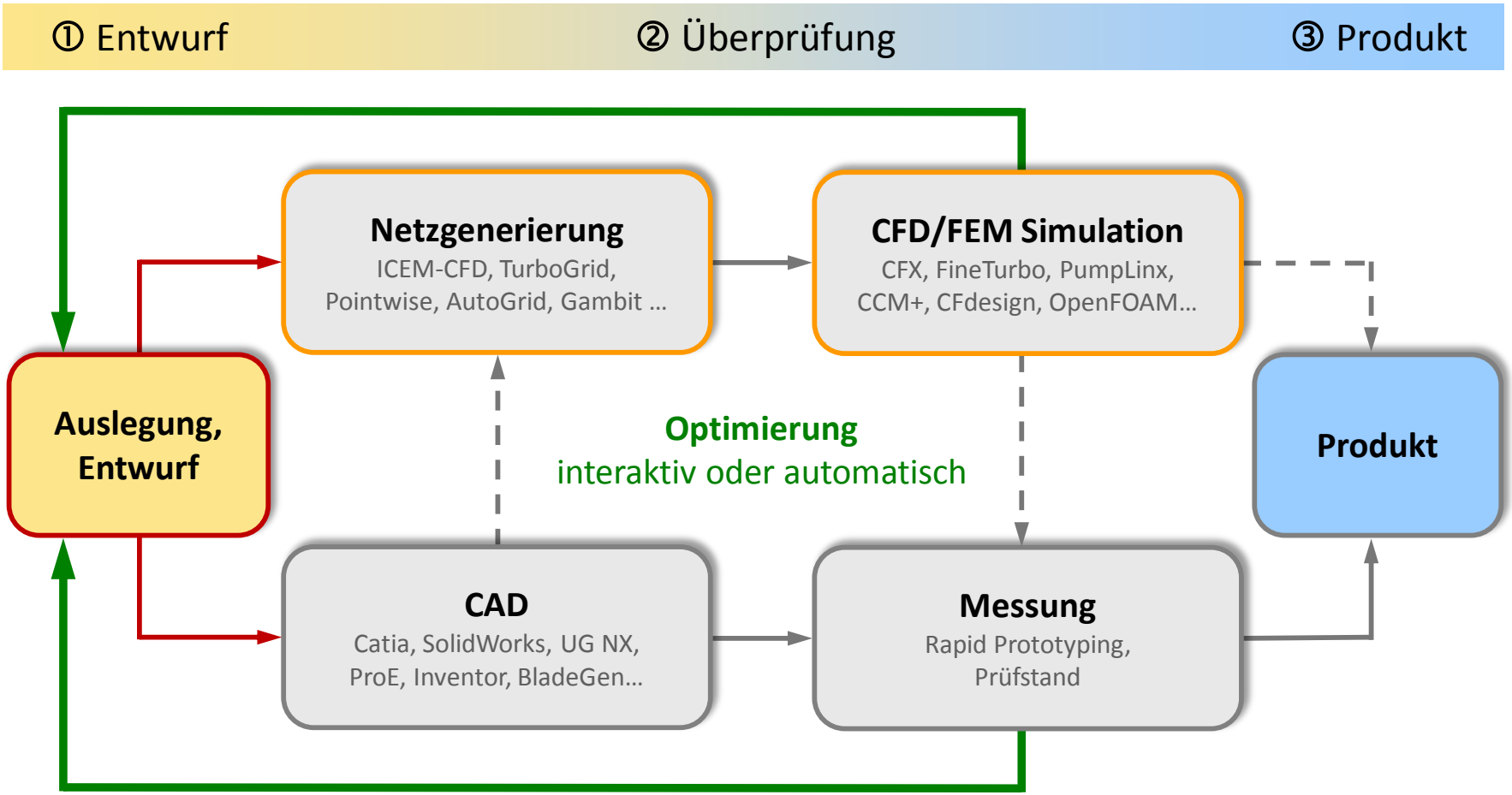




© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 2. Entwurfsprozess

## CAE – Computer Aided Engineering





© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 2. Entwurfsprozess

## Auslegungspunkt

① Förderstrom — $Q$ $\dot{m}$
(Volumenstrom; Massestrom)

② Energieübertragung — $Y$ $H$ $\Delta p_t$
(Arbeit; Förderhöhe; Totaldruckdifferenz)

③ Drehzahl — $n$

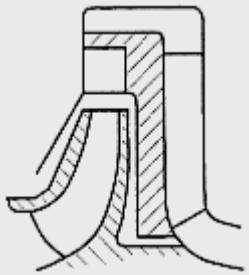
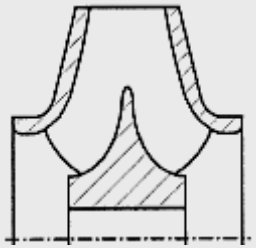
→ **Spezifische Drehzahl**

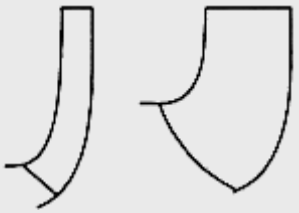
$$n_q = n[\min^{-1}]\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Fluiddichte $\rho$

Zuström-Drall $\delta_r$ $\alpha_S$

Machinentyp und allgemeine Laufradform:

| zu niedrige $n_q$ → **mehrstufig** | zu hohe $n_q$ → **doppelflutig** |
|---|---|
|  |  |

| $n_q$= 8…70 | 50…170 | 150…400 |
|---|---|---|
| **Radiales Laufrad** | **Halbaxiales Laufrad** | **Axiales Laufrad** |
|  | | |


© CFturbo Software & Engineering GmbH

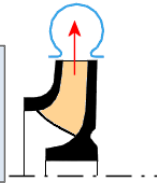
# 2. Entwurfsprozess

## Klassifizierung der Pumpen

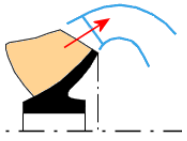
- **Strömungsmaschine**
  kontinuierliche Strömung in offenem Raum nach den Gesetzen der Fluiddynamik
- **Hydraulische Arbeitsmaschine**
  inkompressibles Fluid, mechanische Energie → Strömungsenergie

Kreiselpumpen

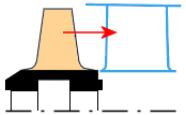
Radial ($n_q$=8…70)

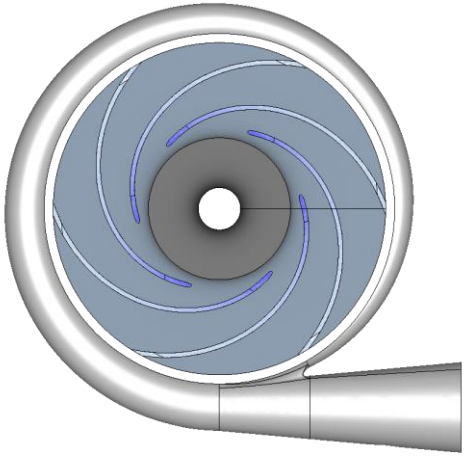


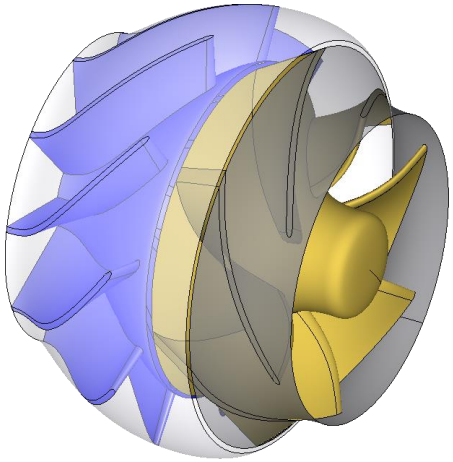
Halbaxial ($n_q$=50…170)

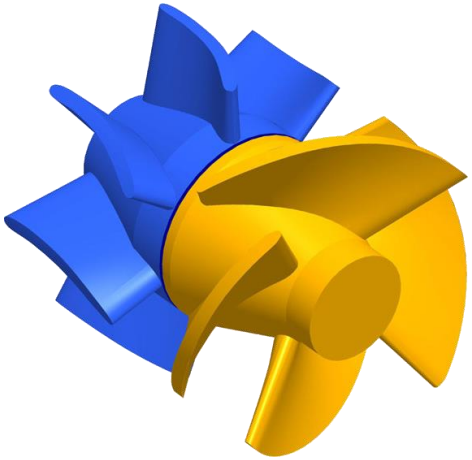


Axial ($n_q$=150…400)





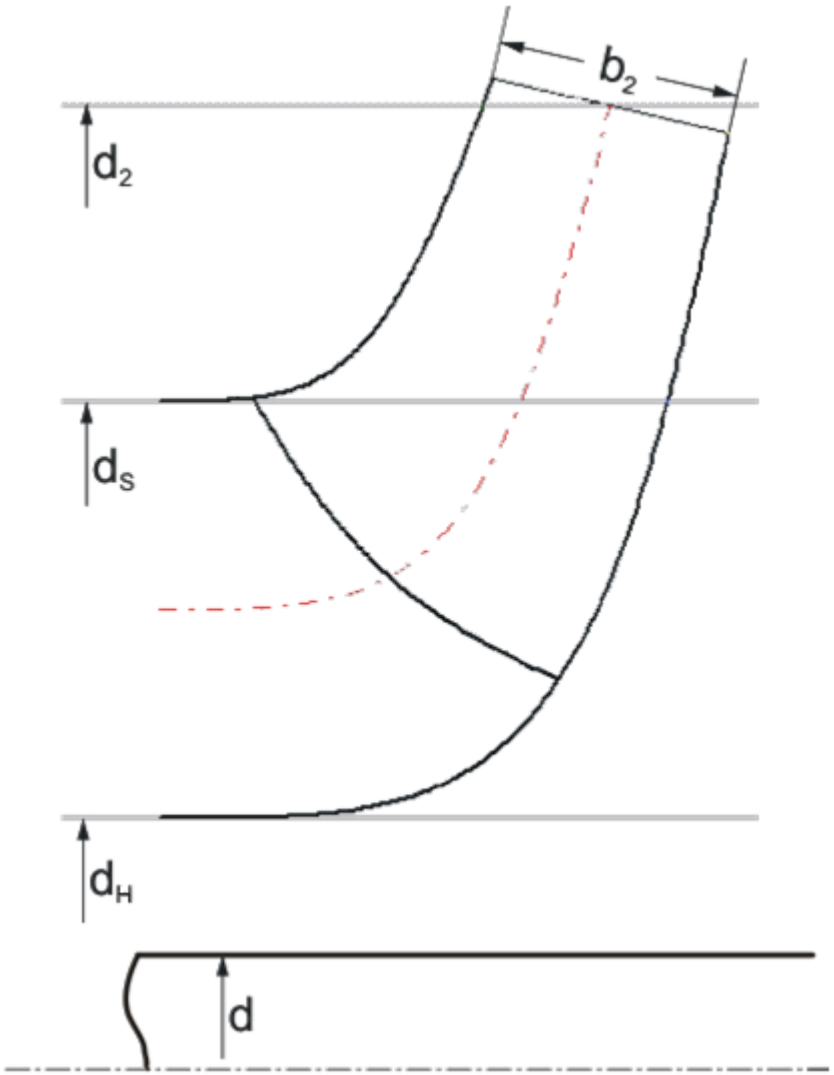





© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Hauptabmessungen

| | |
|---|---|
| Wellendurchmesser | $d$ |
| Nabendurchmesser | $d_H$ |
| **Saugmunddurchmesser** | $\mathbf{d_S}$ |
| **Laufraddurchmesser** | $\mathbf{d_2}$ |
| **Laufradbreite** | $\mathbf{b_2}$ |





© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Hauptabmessungen

Ein Nennpunkt ➞ Laufräder mit unterschiedlichen Hauptabmessungen möglich
↳ Nutzung empirischer Daten für optimale oder erreichbare Werte basierend auf CFD- oder Messergebnissen

| | | | |
|---|---|---|---|
| • Druckzahl | $\psi$ | • Saugzahl | $n_{SS}$ |
| • Durchmesserzahl | $\delta$ | • Einlaufzahl | $\varepsilon$ |
| • Lieferzahl | $\varphi$ | • Austrittszahl | $\varepsilon_2$ |
| • Breitenzahl | $b_2/d_2$ | • Strömungswinkel Eintritt | $\beta_{0A}$ |
| • Hydraulischer Wirkungsgrad | $\eta_h$ | • Strömungswinkel Austritt | $\beta_3$ |
| • Volumetrischer Wirkungsgrad | $\eta_v$ | • Saugkoeffizienten | $\lambda_c$, $\lambda_w$ |
| • Durchmesserverhältnis | $d_S/d_2$ | • Meridionale Verzögerung | $c_{m3}/c_{mS}$ |

Alternative Berechnungswege für alle Hauptabmessungen möglich, je nach:

- Zielgrößen der Auslegung (Wirkungsgrad, Kennliniensteilheit, Saugfähigkeit, …)
- Erfahrung des Bearbeiters


© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Hauptabmessungen – Laufraddurchmesser $d_2$

(1/3) **$d_2$ mit Druckzahl $\psi$**

$$\psi = \frac{gH}{u_2^2/2}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\pi^2 n^2 \Psi}}$$

(2/3) **$d_2$ mit Durchmesserzahl $\delta$**

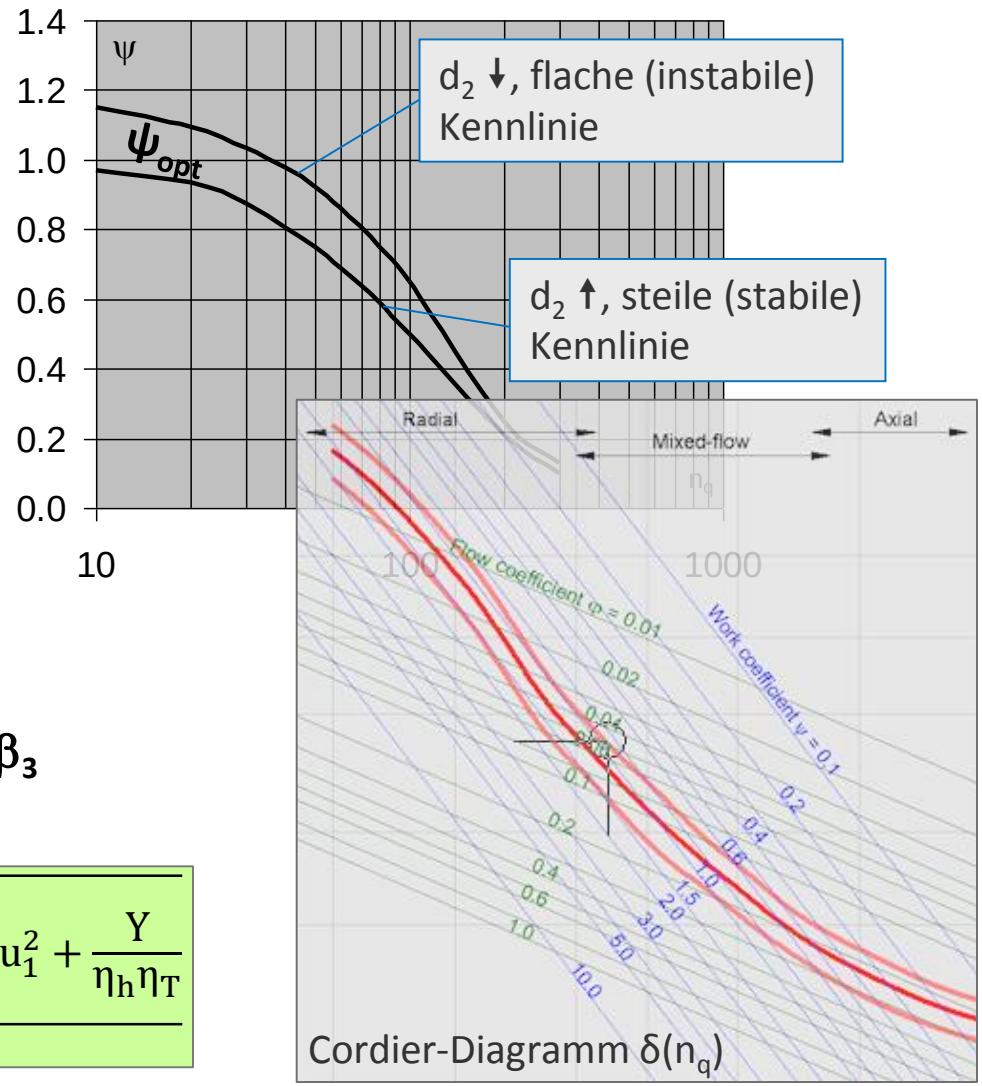
$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = 1.05 d_2 (gH/Q^2)^{1/4}$$

$$d_2 = \frac{\delta}{1.05 (Y/Q^2)^{1/4}}$$

(3/3) **$d_2$ mit Strömungswinkel am Austritt $\beta_3$**

$\beta_3$ = 6°…18° für stabile Kennlinie

$$d_2 = \frac{\frac{c_{3m}}{2\tan\beta_3} + \sqrt{\left(\frac{c_{3m}}{2\tan\beta_3}\right)^2 + (1-\delta_r)u_1^2 + \frac{Y}{\eta_h \eta_T}}}{\pi n}$$





© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Hauptabmessungen – Laufradbreite $b_2$

(1/3) **$b_2$ mit Breitenzahl $b_2/d_2$**

$b_2/d_2 = 0.04...0.30$ (mit $n_q$ steigend)

$$b_2 = (b_2/d_2)d_2$$

(2/3) **$b_2$ mit Meridionaler Verzögerung $c_{m3}/c_{mS}$**

$c_{m3}/c_{mS} = 0.60...0.95$ (mit $n_q$ steigend)

$$b_2 = \frac{d_S^2 - d_H^2}{4(c_{3m}/c_{0m})d_2}$$

(3/3) **$b_2$ mit Austrittszahl $\varepsilon_2$**

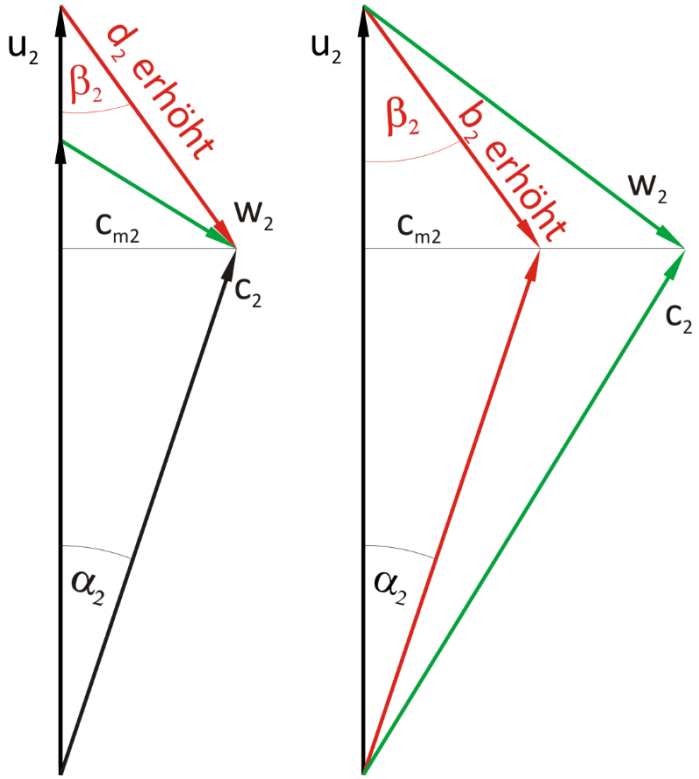
$\varepsilon_2 = \frac{c_{m2}}{\sqrt{2gH}} = 0.08...0.33$ (mit $n_q$ steigend)

$$b_2 = \frac{Q}{\varepsilon_2\sqrt{2Y}\pi d_2}$$

$d_2$ bzw. $b_2$ und $\beta_2$ sind über die Eulergleichung gekoppelt:

$d_2, b_2 \uparrow \Rightarrow \beta_2 \downarrow$

$d_2, b_2 \downarrow \Rightarrow \beta_2 \uparrow$





© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Hauptabmessungen – Saugmunddurchmesser $d_S$

### (1/6) $d_S$ für minimale Relativgeschwindigkeit w

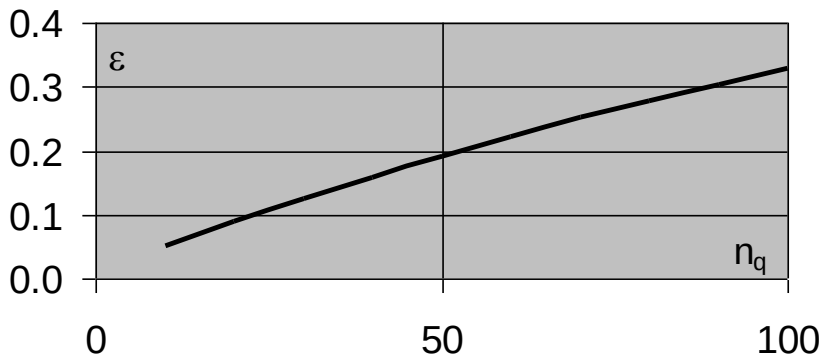
geringe Reibungs- und Stoßverluste (keine Kavitationsgefahr)

$$\frac{\partial w_1}{\partial d_S} = 0 \qquad \boxed{d_S = d_2 f \sqrt{\left(\frac{d_H}{d_2}\right)^2 + 1.5 \cdot 10^{-3} \Psi \frac{n_q^{1.33}}{(\eta_v \delta_r)^{0.67}}}}$$

### (2/6) $d_S$ mit Einlaufzahl ε

$$\varepsilon = \frac{c_0}{\sqrt{2gH}} \sim \beta_{0S}$$

$$\boxed{d_S = \sqrt{d_H^2 + \frac{4Q}{\pi \eta_v \sqrt{\varepsilon^2 2Y - (1-\delta_r)^2 \pi^2 d_S^2 n^2}}}}$$




### (3/6) $d_S$ mit Strömungswinkel am Eintritt $\beta_{0S}$

$$\boxed{d_S = \sqrt[3]{\frac{4Q}{\pi^2 \eta_v [1 - (d_H/d_S)^2] n \delta_{rS} \tan \beta_{0S}}}}$$

$\beta_{0S} \approx 12° \ldots 17°$
Große $\beta_{0S}$ (kleine $d_S$) für guten Wirkungsgrad
Kleine $\beta_{0S}$ (große $d_S$) für gute Saugfähigkeit


© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Hauptabmessungen – Saugmunddurchmesser $d_S$

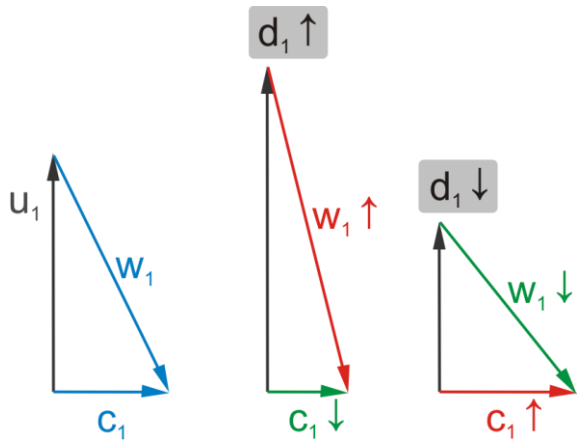
### (4/6) $d_S$ mit minimalem $NPSH_R$

$$NPSH_R = \lambda_c \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_w \frac{w_1^2}{2g}$$

$\lambda_w$ =(0.03) 0.10…0.30
$\lambda_c$ = 1.1…1.35

$$\frac{\partial NPSH_R}{\partial d_S} = 0$$

$$d_S = \sqrt{d_H^2 + 10.6\left(\frac{Q}{\eta_v n}\right)^{2/3}\left(\frac{\lambda_c + \lambda_w}{\lambda_w}\right)^{1/3}}$$



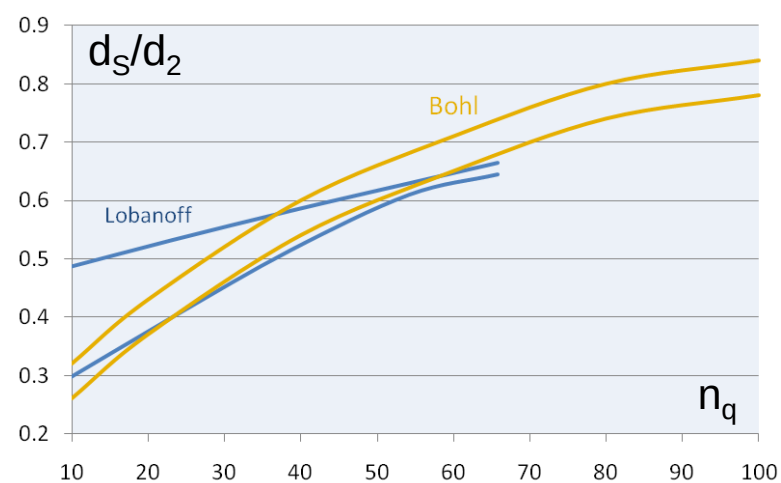

### (5/6) $d_S$ mit Saugzahl $n_{SS}$

$$n_{SS} = n[\min^{-1}] \cdot \frac{\sqrt{Q[m^3/s]}}{(NPSH_R[m])^{3/4}}$$

$$d_S = 2.9 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{\eta_v n \cdot k_n \tan\beta_{1B}(n_{SS})}\left(1 + \frac{\tan\beta_{1B,a}}{\tan\alpha_1}\right)}$$

### (6/6) $d_S$ mit Durchmesserverhältnis $d_S/d_2$

$$d_S = (d_S/d_2)d_2$$





© CFturbo Software & Engineering GmbH

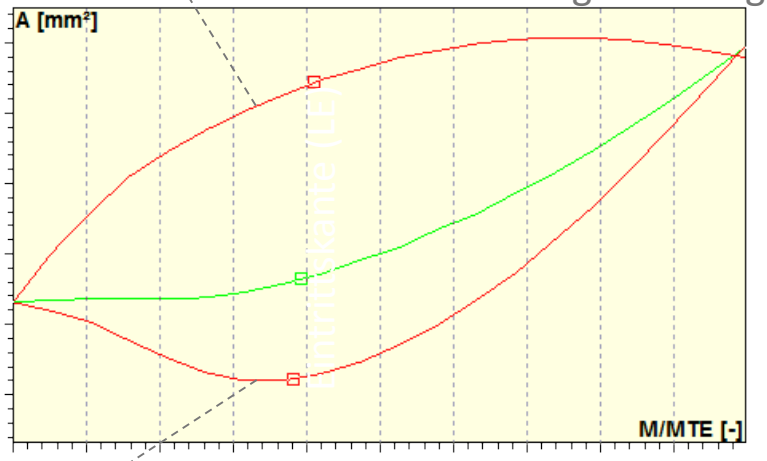
## Meridianschnitt

- Hauptabmessungen als Randbedingung: $d_H$, $d_S$, $d_2$, $b_2$
- Axiale Erstreckung $\Delta z$

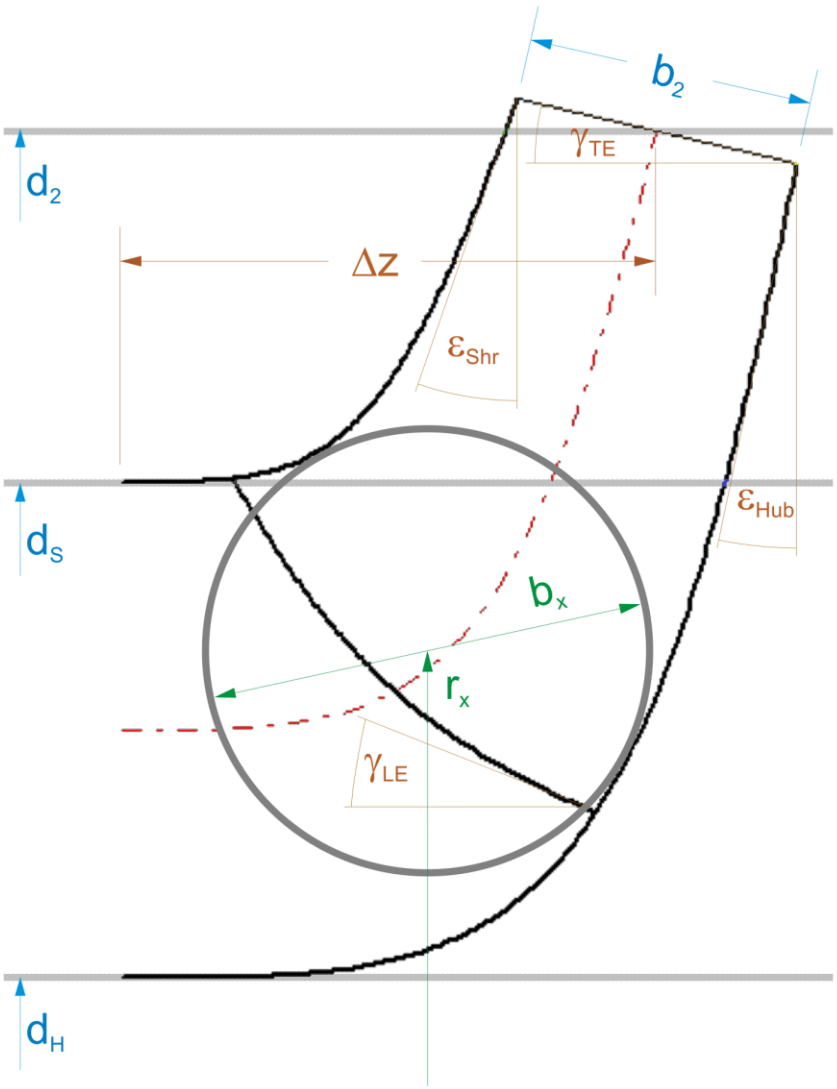
$$\Delta z = (d_{2S} - d_S)(n_q/74)^{1.07} + b_2/2\cos\gamma$$

- Gleichmäßige Querschnittsflächen-Verteilung $A = 2\pi r_x b_x$

Diffusion vor LE → Verzögerung, Risiko der Strömungsablösung




Einengung vor LE → Beschleunigung, höhere Stoßverluste, Risiko der Kavitation



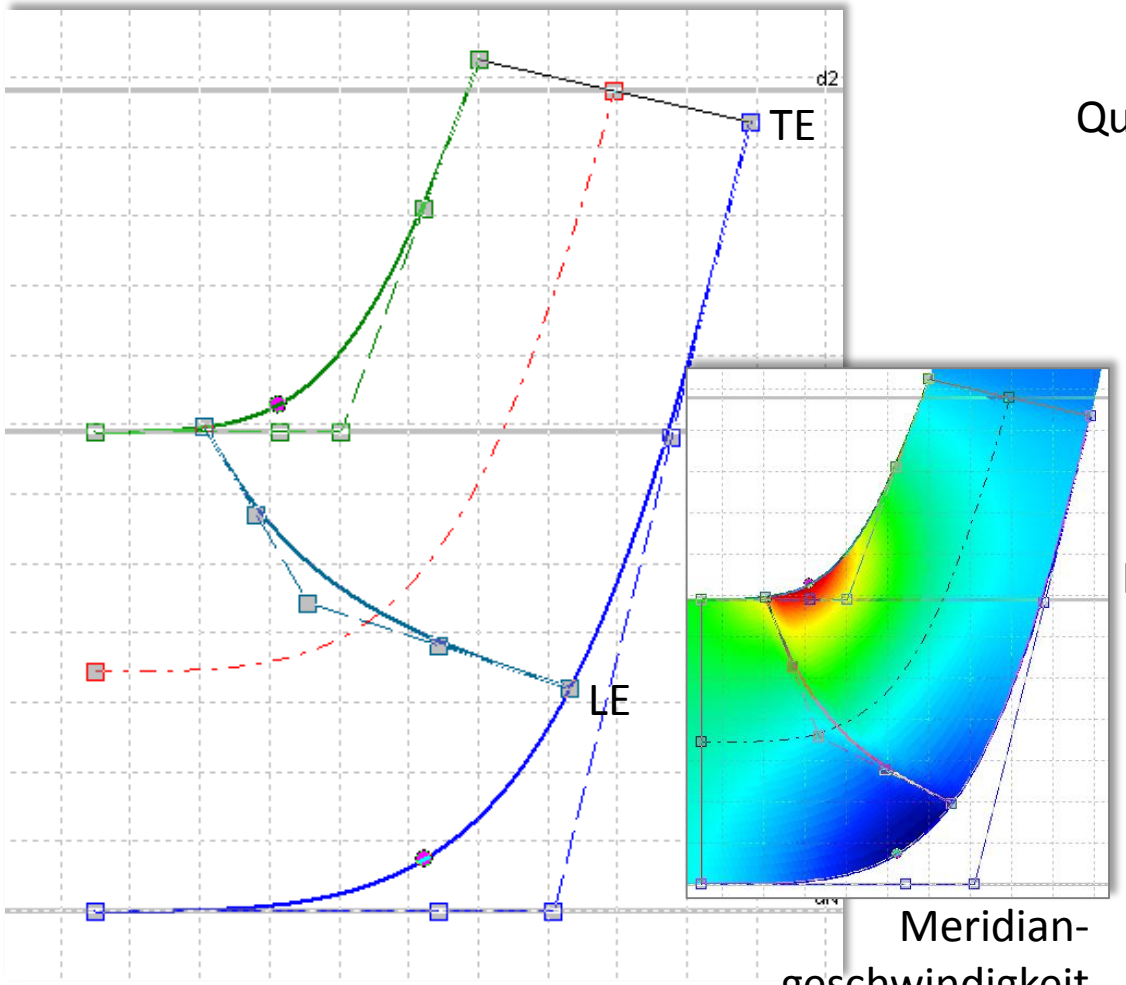


© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 3. Radialpumpe 3.1 Laufrad

## Meridianschnitt

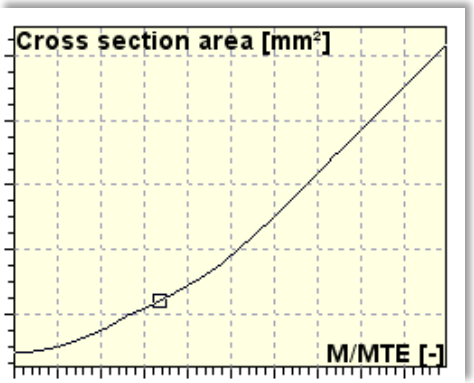
Meridiangeometrie z.B. als Bezierkurven



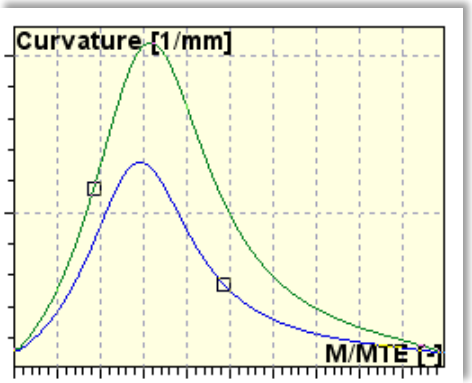

Meridian-geschwindigkeit

Überprüfung der Verteilung von

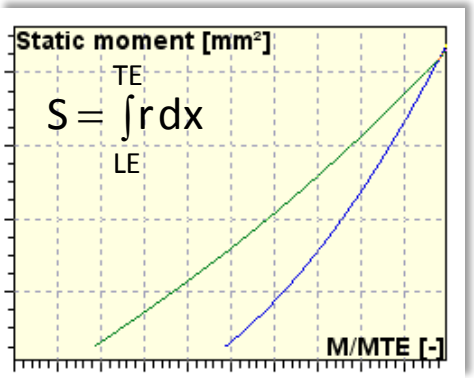
Querschnitts-fläche




Krümmung




statisches Moment





© CFturbo Software & Engineering GmbH

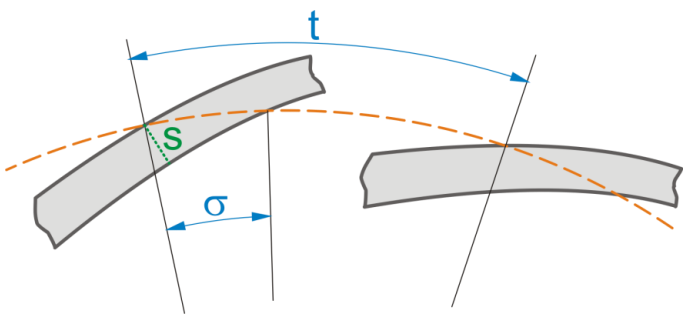
## Schaufelwinkel – $\beta_1$

- Konstanter Drall zwischen Saugmund und Eintrittskante (Energieübertragung nur im Schaufelbereich)
- Versperrung des Strömungskanals durch die Schaufeln im Querschnitt 1:

$$\tau_1 = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$$

mit $$t_1 = \frac{\pi d_1}{z}$$

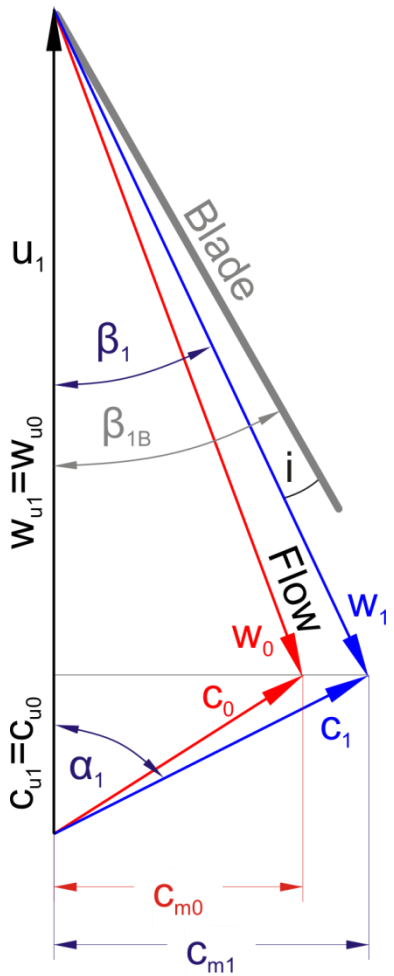
$$\sigma_1 = \frac{s_1}{\sin\beta_{1B}\,\sin\lambda_1}$$




- Differenz zwischen gewähltem Schaufelwinkel $\beta_{1B}$ und Strömungswinkel $\beta_1$ = Incidence-Winkel: $i = \beta_{1B} - \beta_1$

  i=0: Standard, stoßfreie Anströmung der Schaufeln
  i>0: $\beta_1 < \beta_{1B} \Rightarrow$ Staupunkt auf der Schaufel-Druckseite
  i<0: > $\Rightarrow$ Schaufel-Saugseite

- Radius der Vorderkante unterschiedlich zwischen Trag- und Deckscheibe → $\beta_{1B} \neq$ konst.





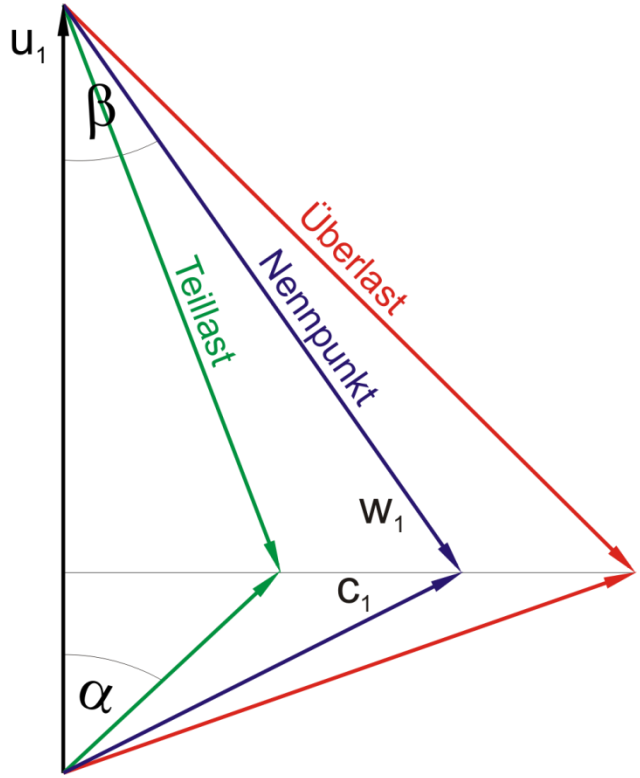
© CFturbo Software & Engineering GmbH

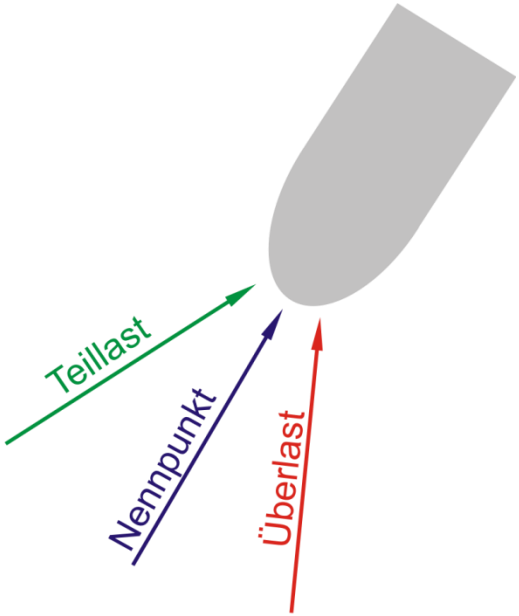
## Schaufelwinkel – $\beta_1$

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{Q/\eta_v/(\pi d_1 b_1)\tau_1}{\pi d_1 n - u_S(1-\delta_r)r_S/r_1}\right)$$

$\beta_{1B} = \beta_1 + i$

$\beta_{1B}$ so klein wie möglich (Kavitation), allerdings nicht kleiner als 15…18° (Wirkungsgrad)





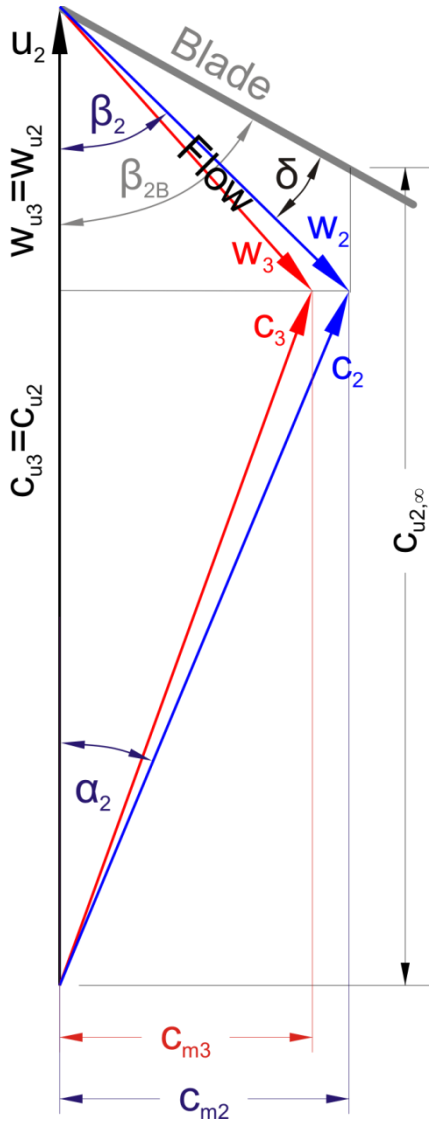
© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Schaufelwinkel – $\beta_2$

- $\beta_{2B}$ beeinflusst stark die Energieübertragung im Laufrad (Eulergleichung der Turbomaschinen)
- Versperrung des Strömungskanals durch die Schaufeln im Querschnitt 2:

$$\tau_2 = \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} \quad \text{mit} \quad t_2 = \frac{\pi d_2}{z}, \sigma_2 = \frac{s_2}{\sin\beta_{2B}\sin\lambda_2}$$

- Radialrad mit niedrigem $n_q$: $\beta_{2B}$ = konst.
  ↳ unverwundene Hinterkante
- $w_2/w_1 \geq 0.7$ (de Haller Kriterium)
  ↳ verhindert Strömungsablösung und damit Wirkungsgrad-Verringerung





© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Schaufelwinkel – $\beta_2$

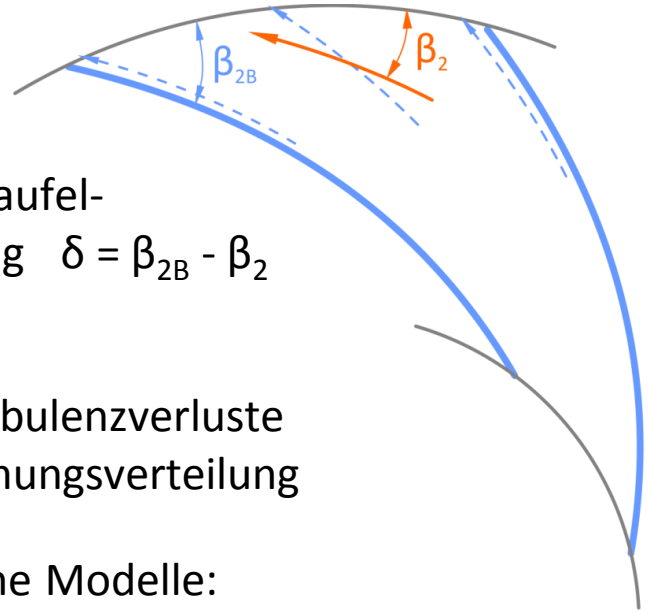
$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{\frac{Q/\eta_v}{\pi d_2 b_2}\tau_2}{\pi d_2 n - \left(gH/(\eta_h\eta_T\eta_C) - u_1^2(1-\delta_r)\right)/(\pi d_2 n)}\right)$$

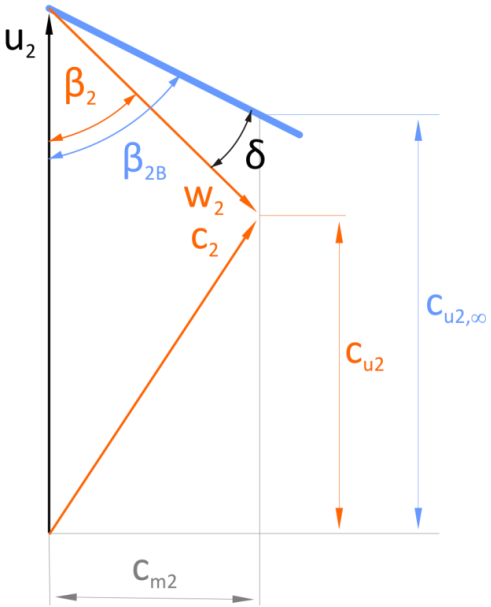
$\beta_{2B} = \beta_2 + \delta$

$\beta_{2B} = 15°...45°$,
oftmals 20°...30°

**Minderumlenkung**

Abweichung zwischen Strömungswinkel $\beta_2$ und Schaufelwinkel $\beta_{2B}$ : Minderumlenkung $\delta = \beta_{2B} - \beta_2$




$\delta \leq 10°...14°$
zur Begrenzung erhöhter Turbulenzverluste durch unsymmetrische Strömungsverteilung

Abschätzung durch empirische Modelle:

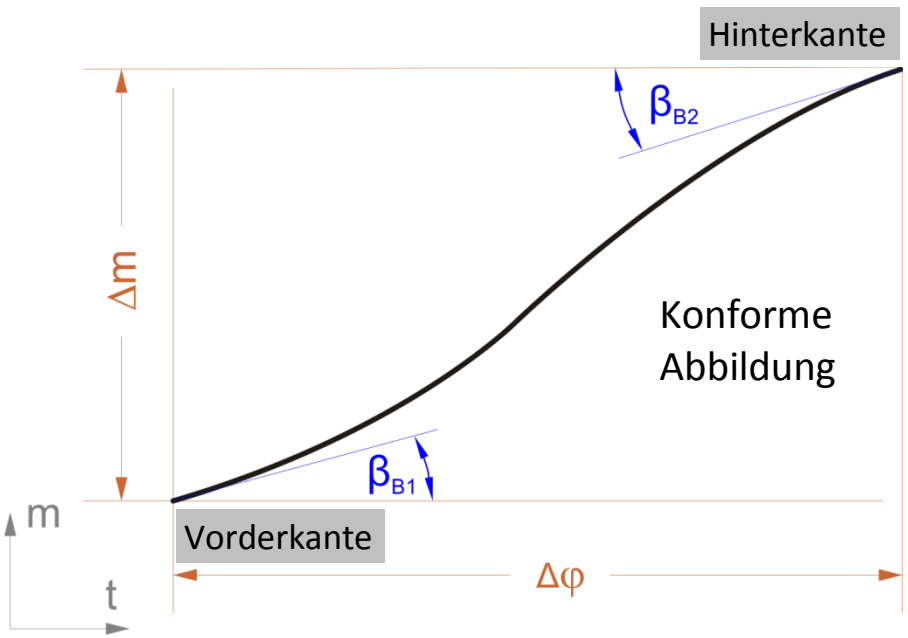
- Minderleistungs-Theorie nach PFLEIDERER
- Abströmbeiwert $\gamma$ nach GÜLICH/AUNGIER/WIESNER
  $c_{u2,\infty} - c_{u2} = (1-\gamma)u_2$ ($\gamma$=1: schaufelkongruente Strömung)


© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Skelettlinien

**Geometrische Randbedingungen:**

- Schaufelwinkel $\beta_{B1}$, $\beta_{B2}$
- Meridionale Erstreckung $\Delta m$
- Umschlingungswinkel $\Delta\varphi$ (abnehmend mit $n_q$, Schaufelzahl)
- Zwangsbedingungen durch spezielle Schaufelform, z.B. einfach gekrümmte Schaufeln (Zylinder-, 2D-Schaufeln)




2 alternative Möglichkeiten zum Entwurf der Skelettlinien:

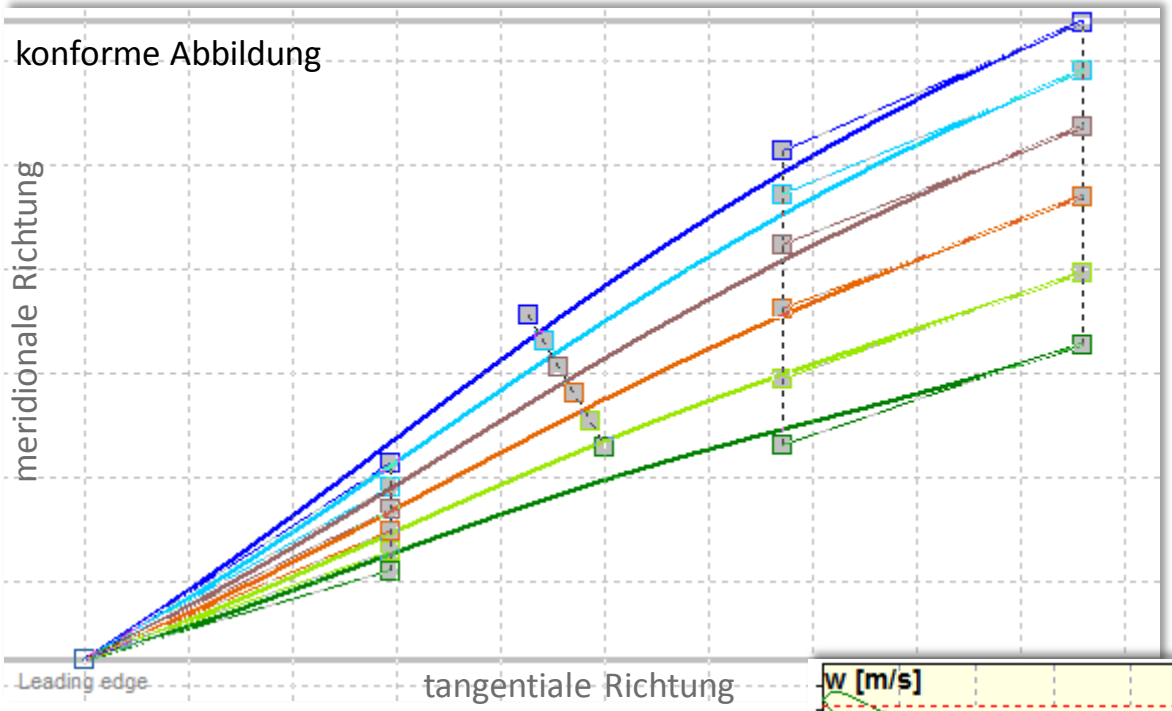
❶ $\beta_B$-Verteilung vorgeben (z.B. linear) → Umschlingungswinkel $\Delta\varphi$ berechnen

❷ Umschlingungswinkel $\Delta\varphi$ vorgeben → $\beta_B$-Verteilung berechnen


© CFturbo Software & Engineering GmbH

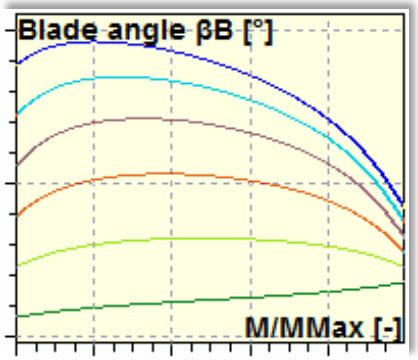
## Skelettlinien

Skelettlinien z.B. als Bezierkurven

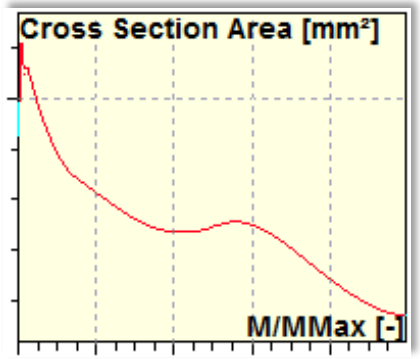



Überprüfung der Verteilung von

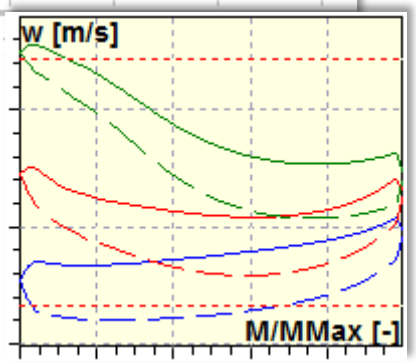
Schaufel-winkel



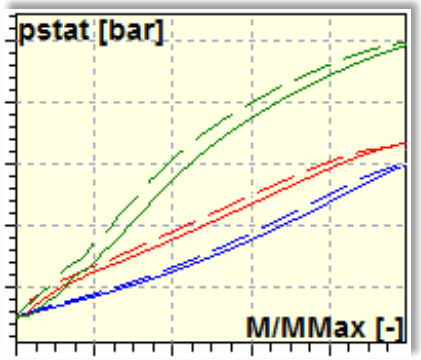

Quer-schnitts-fläche




Relativ-geschwindigkeit




stat. Druck

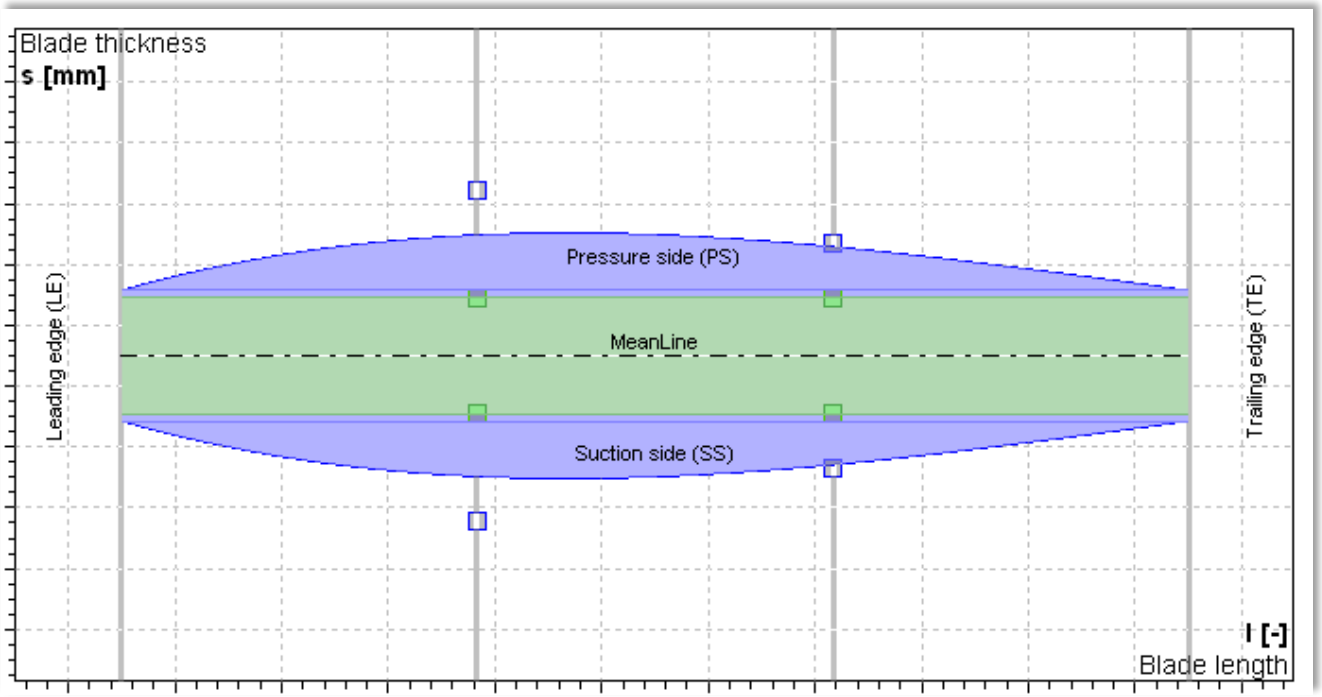


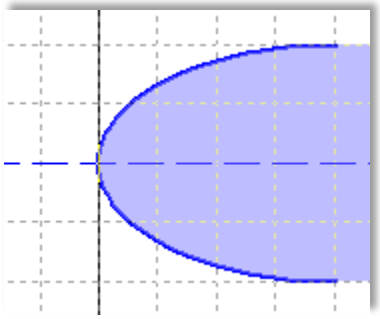


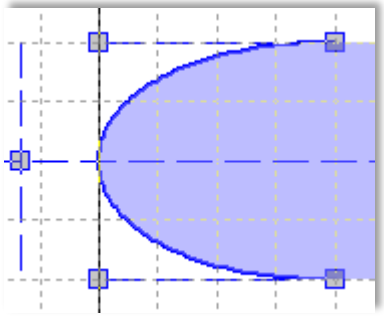
© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Schaufelprofilierung

Dickenverteilung häufig konstant oder linear;
selten echte Profilierung

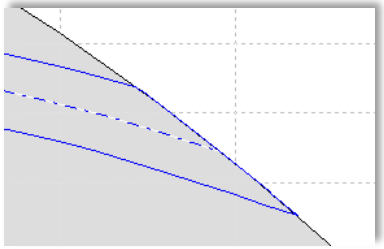




Vorderkante elliptisch oder per Bezier-Spline

Hinterkante meist überdreht




© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Hauptabmessungen

- Eintrittsdurchmesser $d_3$:

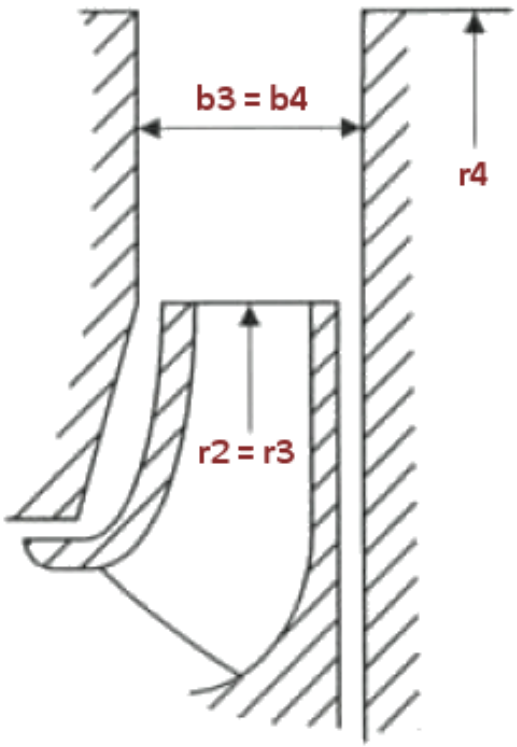
$$\frac{d_3}{d_2} = 1.01 + 0.75 \cdot 10^{-1}\left(\frac{H}{100} - 1\right)$$

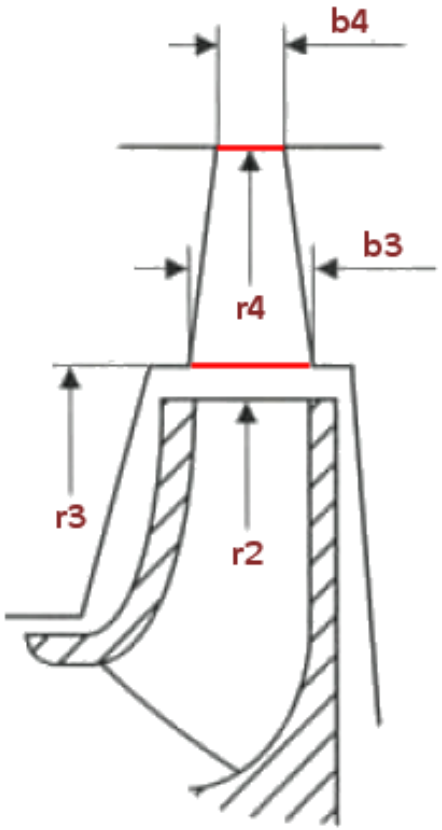
- Eintrittsbreite $b_3$:

$$\frac{b_3}{b_2} = 1.05 \ldots 1.3$$

- Austrittsdurchmesser $d_4$:

$$\frac{d_4}{d_2} = (1.05 \ldots 1.15) + 0.01 \cdot n_q$$





© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Eintrittswinkel

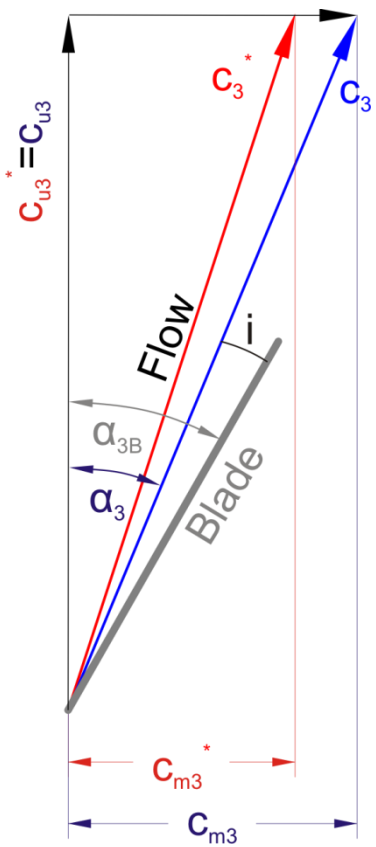
- Umfangsgeschwindigkeit $c_{u3}$: $c_{u3} = \frac{d_2}{d_3} c_{u2}$ (Drallsatz)
- Meridiangeschwindigkeit $c_{m3}$: $c_{m3} = \frac{Q\,\tau_3}{\pi d_3 b_3}$ (Kontinuität; $\tau_3$ analog Laufrad)
- Strömungswinkel $\alpha_3$: $\alpha_3 = \arctan\left(\frac{c_{m3}}{c_{u3}}\right)$
- Schaufelwinkel $\alpha_{3B}$: $\alpha_{3B} = \alpha_3 + i$ (Anstellwinkel $i \approx \pm 3°$)
- Schaufelzahl $z$ unter Berücksichtigung der Interferenz der Druckfelder von Lauf- und Leitrad:

$$m = \left|\upsilon_I z_I - \upsilon_{II} z_{II}\right|$$

Laufrad-Periodizität, Leitrad-Periodizität

m=0: nicht zulässig
m=1: nicht zulässig für v=1 und v=2
m=2: vermeiden wenn möglich

v = Ordnung der Schwingung (1, 2, 3)
z = Schaufelzahl





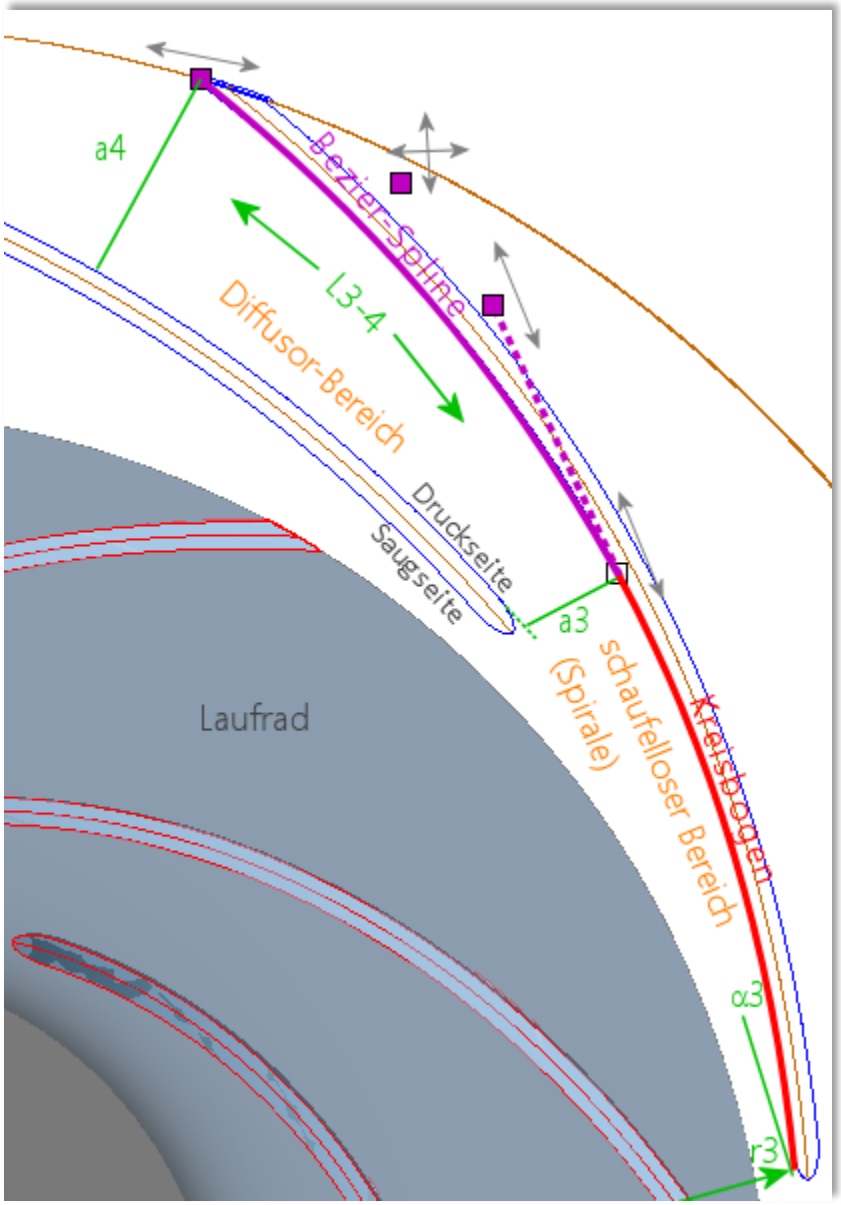
© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Schaufel

1. **Kreisbogen im Spiralen-Teil**
   - wirkungsloser Bereich (keine Schaufelüberdeckung) analog Spiralgehäuse
   - Randbedingungen: $r_3$, $\alpha_3$, $a_3$
   - Eintritts-Lichtweite $a_3$: Berechnung nach Drallsatz oder Verzögerungsverhältnis
2. **Bezier-Spline im Diffusor-Teil**
   - Diffusor bei Schaufelüberdeckung
   - Austritts-Lichtweite $a_4$ variabel

**Diffusorkriterien (Auswahl)**

- Flächenverhältnis $A_4/A_3$
- Öffnungswinkel $\vartheta$
- Druckrückgewinn-Beiwert $c_p$
- Diffusor-Wirkungsgrad $\eta_D$
- Verzögerungsverhältnis $c_3/c_2$
- Länge-Weite-Verhältnis $L_{3\text{-}4}/a_3$
- Breite-Weite-Verhältnis $b_3/a_3$





© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Eintritt

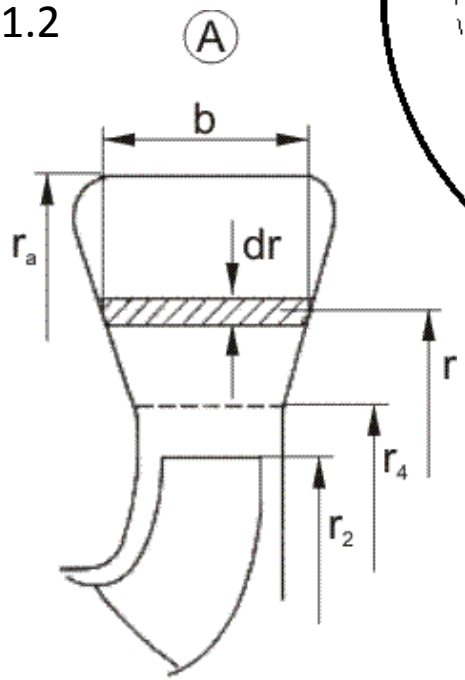
- Eintritts- (Zungen-) durchmesser $d_4$:

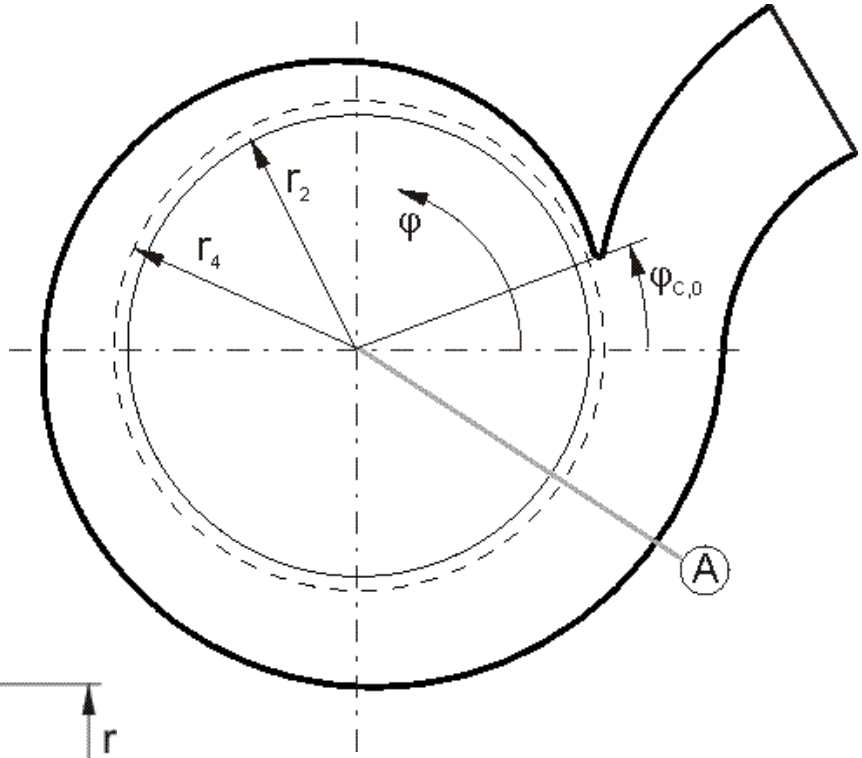
$$\frac{d_4}{d_2} \geq 1.03 + 0.1\frac{n_q}{40} + 0.07\frac{H[m]}{1000}$$

- Eintrittsbreite $b_4$:
  Radialrad: $b_4/b_2 = 1.2...2$
  Halbaxialrad: $b_4/b_2 = 1.05...1.2$

- Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt (Drallsatz) $c_{u4}$:

$$c_{u4} = \frac{d_2}{d_4} c_{u2}$$





© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Spirale

**Ziel** konstanter Druck am Spiralen-Eintritt in Umfangsrichtung
⇨ Verhinderung unstetiger Randbedingungen für rotierende Laufrad-Schaufeln

**Entwurfsgesetz**

Allgemein: $Q_\varphi = \int c_u dA = \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} c_u b(r) dr \longrightarrow \varphi = \frac{2\pi}{Q_{Sp}} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} c_u \cdot b(r) dr$

**❶ Pfleiderer:** konst. Drall $c_u \cdot r = \text{konst.}$

konst. Geschwindigkeit $c_u = \text{konst.}$

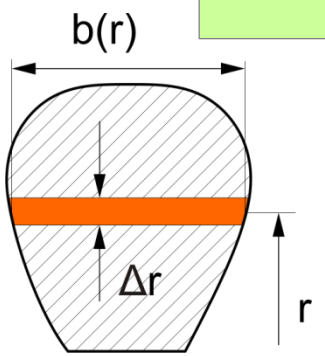
$c_u \cdot r^x = \text{konst.}$

$$\longrightarrow \boxed{\varphi = \frac{2\pi c_{u4} r_4^{\,x}}{Q_{Sp}} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} \frac{b(r)}{r^x} dr}$$

**❷ Stepanoff:** konst. Geschwindigkeit $c_u = k_s \sqrt{2Y}$

$k_s$=0.5 … 0.25
(abnehmend mit $n_q$)

$$\longrightarrow \boxed{\varphi = \frac{2\pi k_s \sqrt{2gH}}{Q_i} \underbrace{\int_{r_4}^{r_a(\varphi)} b(r) dr}_{\sum_{r_4}^{r_a(\varphi)} \ldots \Delta r \text{ (numerisch)}}}$$



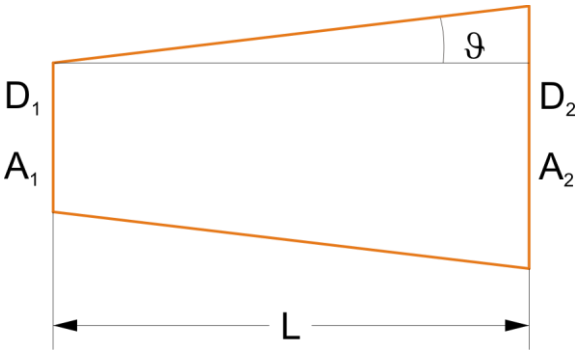


© CFturbo Software & Engineering GmbH

## Diffusor

**Flächenverhältnis**

$$A_R = \frac{A_2}{A_1} < 3$$




**Öffnungswinkel**

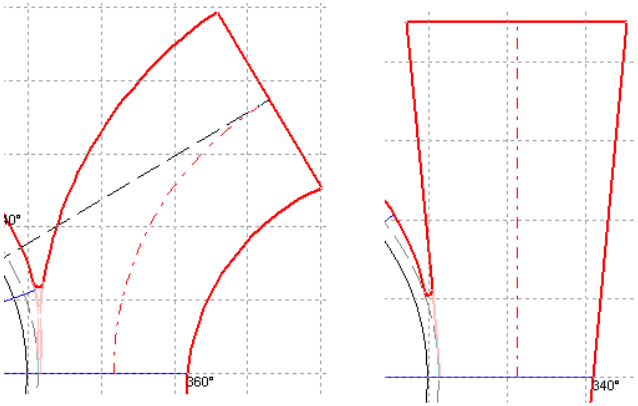
$$\vartheta_{max} \approx 5°$$

$$\vartheta_{max} = 16.5° \sqrt{\frac{D_1/2}{L}}$$

$$D_1 = \sqrt{4A_1/\pi}$$ äquivalenter Durchmesser

**Form**

- Tangential:
  kostengünstige Herstellung
- Radial:
  Minimierung der Tangentialkräfte



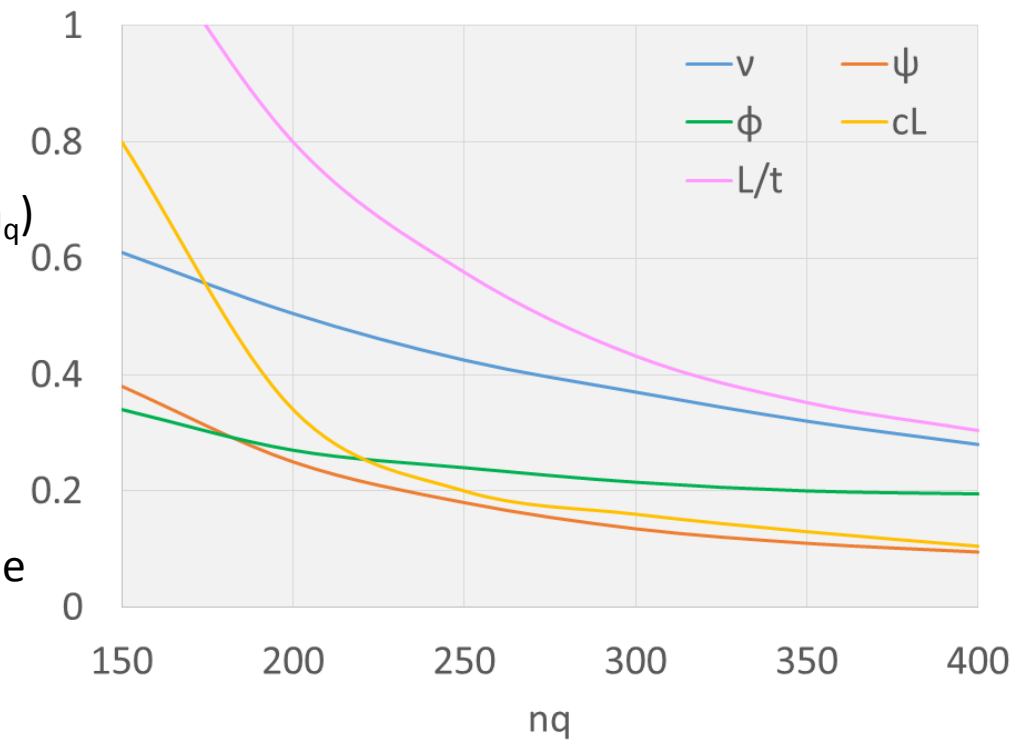


© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 4. Axialpumpe

## Grundlagen

- mangelnde Schaufelüberdeckung ➞ Tragflügeltheorie statt Minderleistungstheorie
- nq > 150 (bis 170 halbaxiale Pumpen besser)
- $u_{2,max}$ = 25 … 28 m/s (Kavitation)
- Häufig Wirbelflussbeschaufelung
  $c_u \cdot r$ = konst., $c_m$ = konst.
- Außen-∅ $d_S$ über Druckzahl $\psi(n_q)$
- Naben-∅ $d_H$ über Nabenverhältnis $\nu(n_q)$
- $\beta_{2B,Hub} < 90°$
  $(w_2/w_1)_{Hub} \geq 0.6$
  $c_m/c_{u2,Hub} \geq 1$
  $\nu = \frac{\psi}{2\eta_h\varphi}$ (für $c_u \cdot r$ = konst.)
- $\beta_{1S}$ = 10° … 12° (15°)
  wegen Kavitation und stabiler Kennlinie
- Schaufelzahl 2…8 (fallend mit $n_q$)





© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 4. Axialpumpe

## Hauptabmessungen

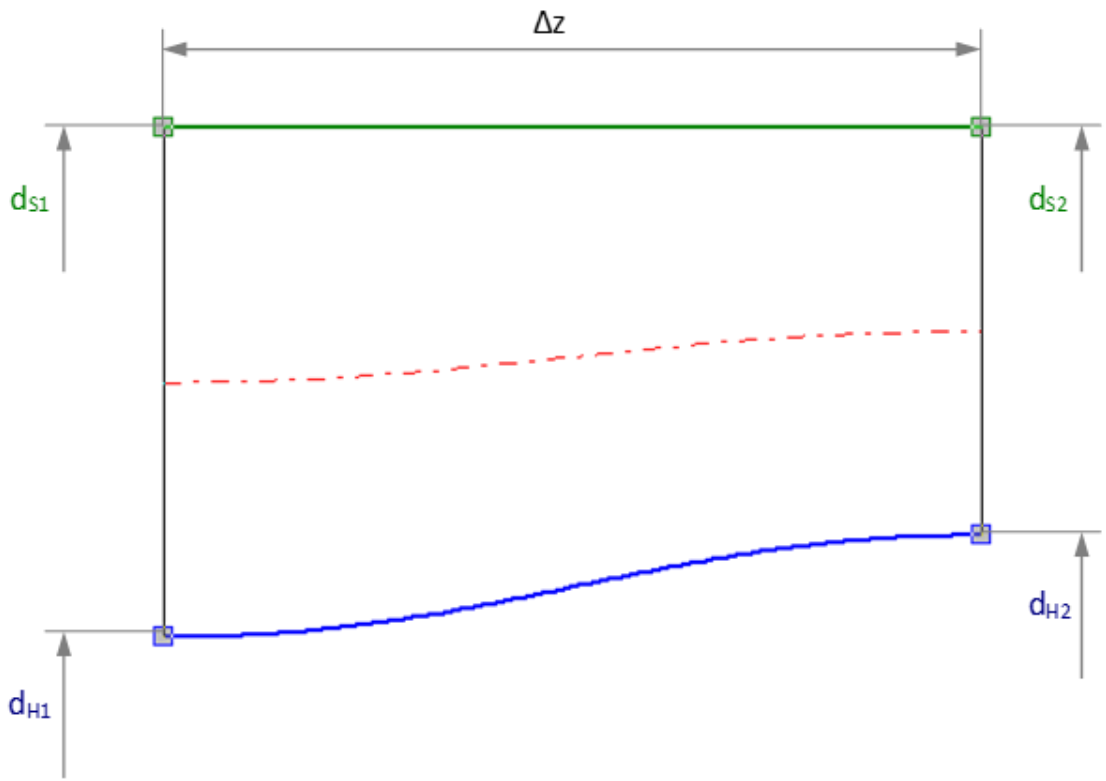
**Eintritt**

Nabendurchmesser $d_{H1}$
Außendurchmesser $d_{S1}$

**Austritt**

Nabendurchmesser $d_{H2}$
Außendurchmesser $d_{S2}$

Axiale Erstreckung $\Delta z$





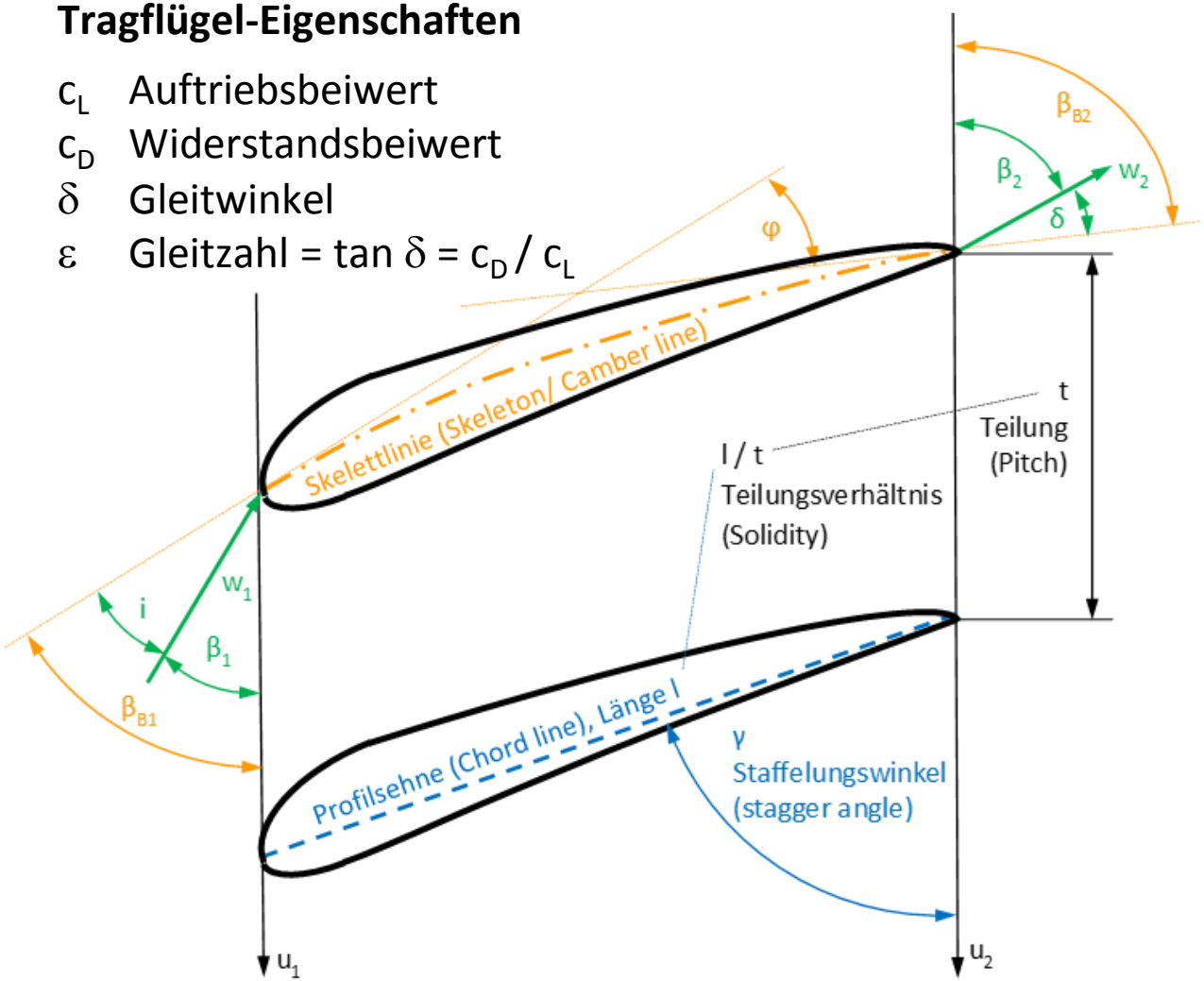
© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 4. Axialpumpe

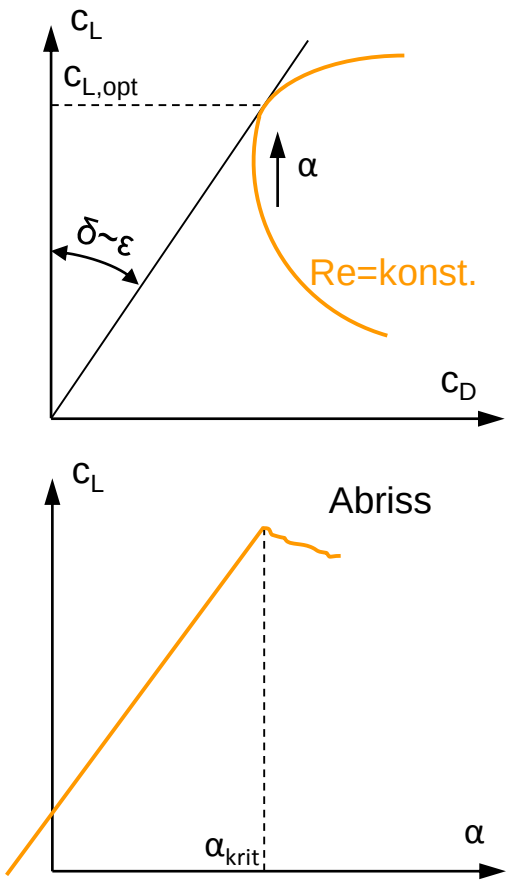
## Tragflügeltheorie

### Tragflügel-Eigenschaften

$c_L$ Auftriebsbeiwert
$c_D$ Widerstandsbeiwert
$\delta$ Gleitwinkel
$\varepsilon$ Gleitzahl = $\tan \delta = c_D / c_L$




### Profil-Polaren





© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 4. Axialpumpe

## Tragflügeltheorie

Schaufelkraft aus Impulssatz

$$F_u = \dot{m}(c_{u2} - c_{u1}) = \rho c_m t b\, gH/u$$

Schaufelkraft aus Auftrieb

$$F_u = \sin(\beta_\infty + \delta) F$$
$$\approx \sin(\beta_\infty + \delta) c_L\, \rho l b\, w_\infty{}^2/2$$

**Kräftegleichgewicht**

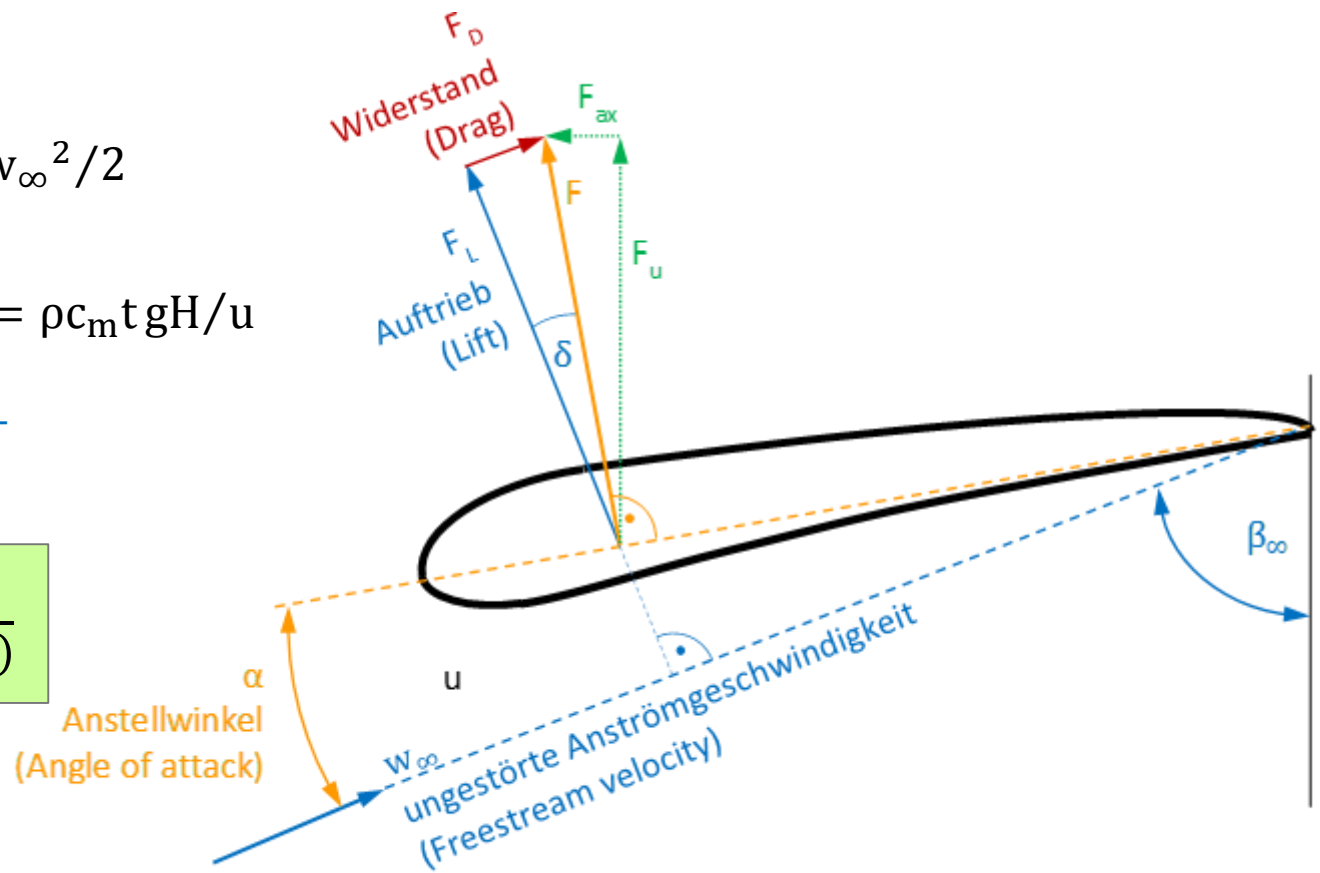
$$\sin(\beta_\infty + \delta) c_L \rho l\, w_\infty{}^2/2 = \rho c_m t\, gH/u$$

Gitterparameter (Solidity)

Auslegungs-punkt

$$\frac{l}{t} = \frac{2gH}{c_L w_\infty u(1 + \varepsilon/\tan\beta_\infty)}$$

Tragflügel-eigenschaften





© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 4. Axialpumpe

## Tragflügeltheorie

**Näherungen nach Gülich**

Umlenkziffer $c_L \frac{l}{t} \approx \frac{\psi}{\sqrt{\varphi^2+(1-0.25\psi)^2}} \approx \frac{2\Delta c_u}{w_\infty}$ $\rightarrow \left(c_L \frac{l}{t}\right)_{max} = 1{,}5$

mit

$c_L \approx (1{,}2\ldots1{,}35)\cdot\psi \approx 0{,}2\ldots0{,}8$

$c_{L,max} = 1{,}25$

oder

$l/t \approx 3{,}2\cdot\psi \approx 0{,}4\ldots1{,}2$

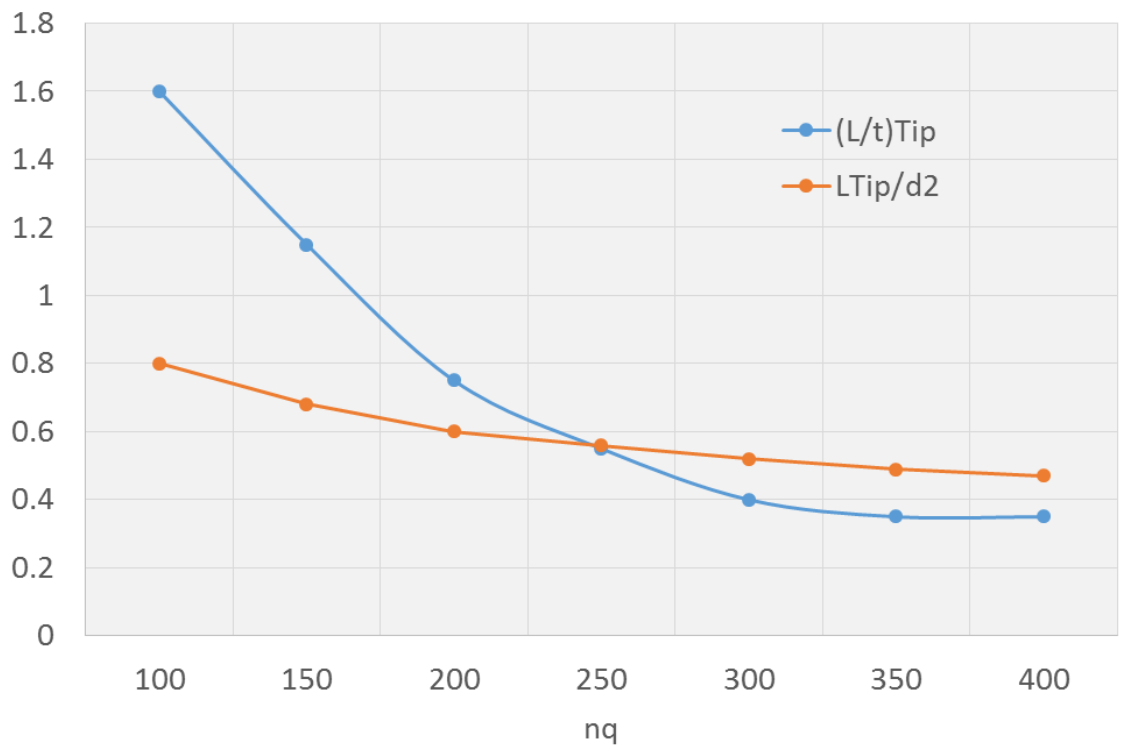
**Relativ-Verzögerung nach Lieblein**

Diffusionszahl

$$D_{fz} = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{1}{2}\frac{w_{1u} - w_{2u}}{w_1}\frac{t}{L}$$

$D_{fz,Tip} \leq 0{,}45\ (0{,}35)$

$D_{fz,Hub} \leq 0{,}60$



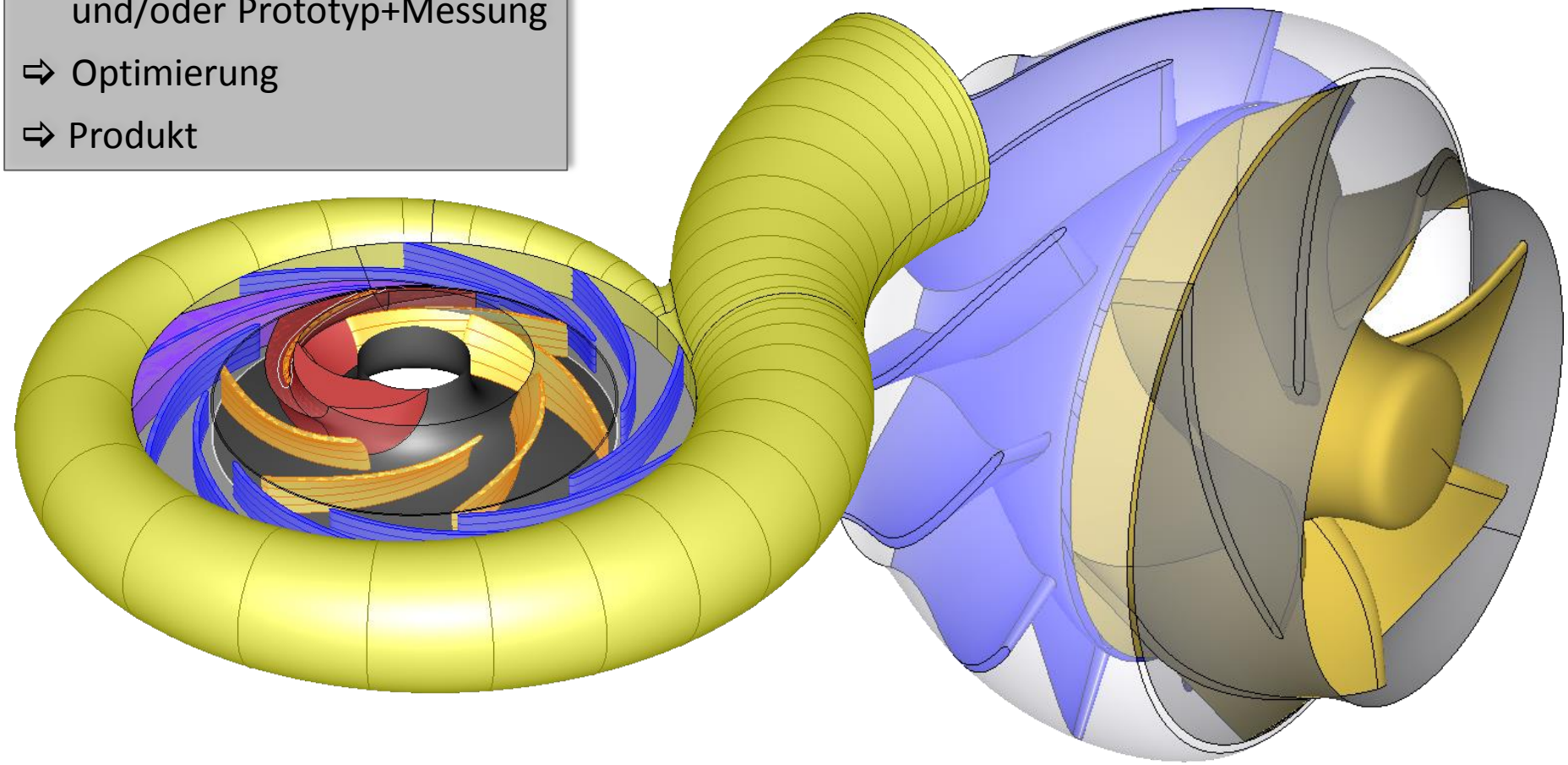


© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 5. 3D-Modell

**nach dem Entwurf der Pumpe:**

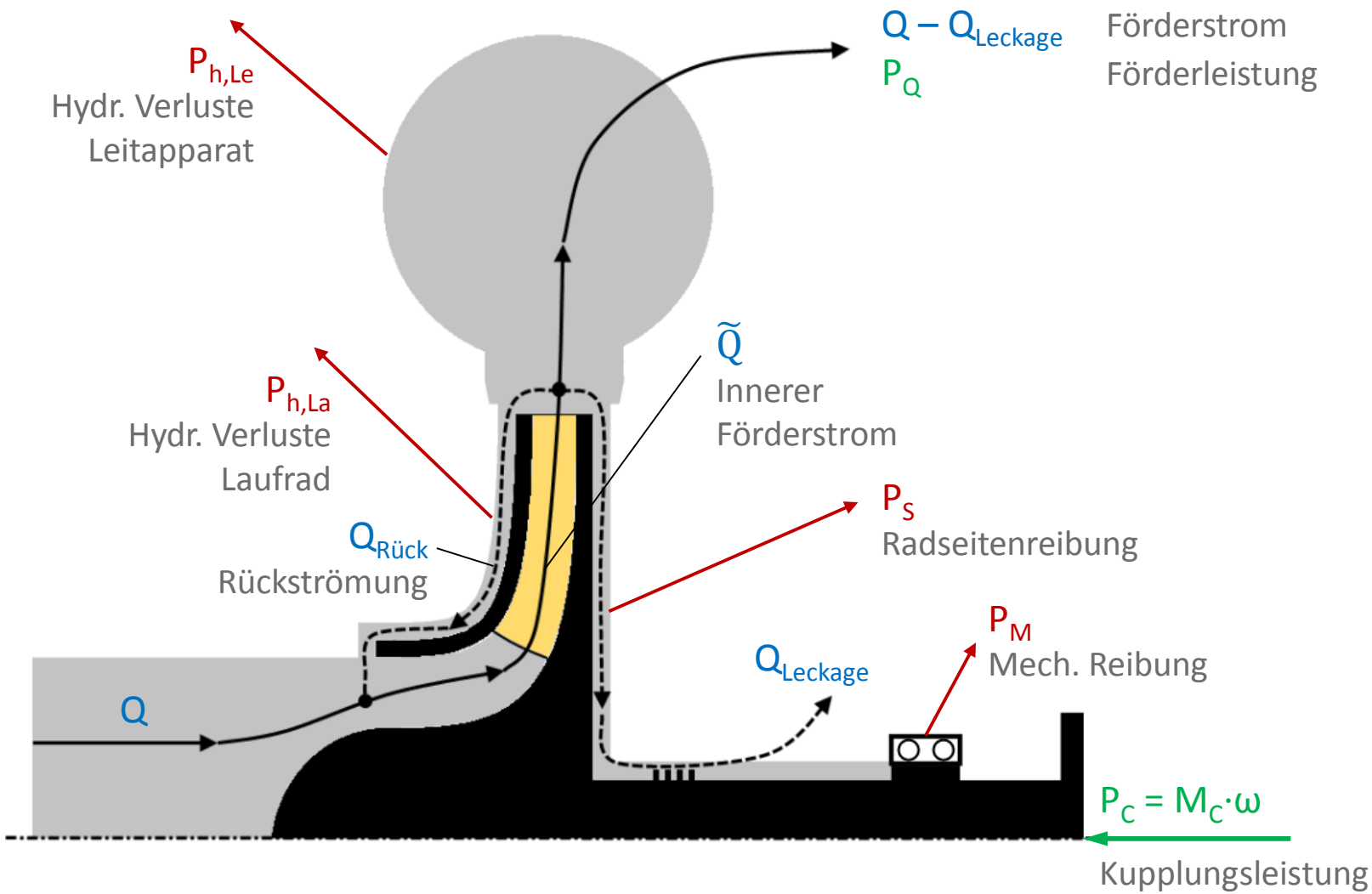
- ⇨ CAD-Flächen-/ Solidmodell
- ⇨ CFD-/FEM-Simulation und/oder Prototyp+Messung
- ⇨ Optimierung
- ⇨ Produkt




© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 6. Wirkungsgrad

## Verluste





© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 6. Wirkungsgrad

## Teilwirkungsgrade

Gesamtwirkungsgrad $\eta = \frac{P_Q}{P_C} = \frac{\text{Förderleistung (Nutzen)}}{\text{Kupplungsleistung (Aufwand)}}$

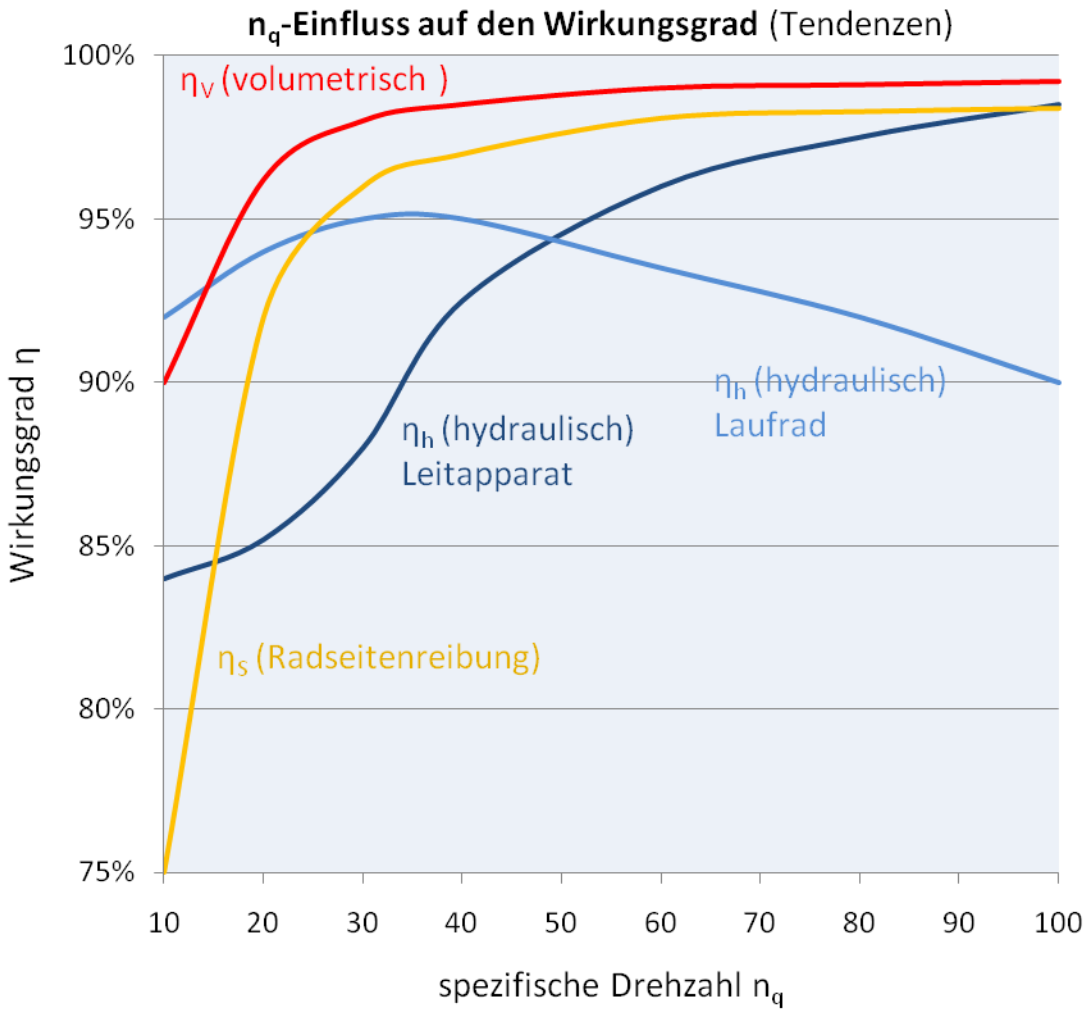
- mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m$
  95…99,5%
- innerer Wirkungsgrad $\eta_i$
  - Radseitenreibungs-Wirkungsgrad $\eta_s$
    65…99%
  - volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_v$
    93…99%
  - hydraulischer Wirkungsgrad Laufrad $\eta_{h,La}$
    60…95%
  - hydraulischer Wirkungsgrad Leitapparat $\eta_{h,Le}$
    60…95%


© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 6. Wirkungsgrad

## $n_q$-Einfluss

- kleine spezifische Drehzahl $n_q$ :
  - ↳ volumetrische Verluste (Rückströmung) steigen wegen hoher Druckdifferenz
  - ↳ Radseitenreibung steigt wegen großer Reibungsfläche
  - ↳ steigende Leitapparat-Verluste wegen hoher Absolutgeschwindigkeit
  - → **$n_q \geq 10$ (8)**
- bei kleineren $n_q$: sorgfältige Auslegung des Leitapparates wichtig
- bei höheren $n_q$: Laufrad-Auslegung entscheidend





© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 7. Saugfähigkeit

## NPSH-Definition

Problem: Unterschreiten des Dampfdruckes der Förderflüssigkeit führt zu Kavitation
- → Dampfblasen beeinflussen Strömung
- → Kondensation (Implosion) bei ansteigendem Druck
- → Einfluss auf Förderhöhe und Wirkungsgrad
- → Lärm, Schwingungen, Erosion

**Haltedruckhöhe**
(Net Positive Suction Head)

$$NPSH = H_S - p_V/(\rho g)$$

Abstand zur Verdampfung

$p_V$: Dampfdruck des Fluids

$H_S$: Energiehöhe am Saugstutzen

**Verfügbare Haltedruckhöhe**
(NPSH Available ) Anlage

$$NPSH_A = \frac{p_{In,abs} - p_V}{\rho g} + \frac{c_{In}^2}{2g} + z_{In} - H_{V,S}$$

Energie am Zulauf (Bernoulli)

**Erforderliche Haltedruckhöhe**
(NPSH Required) Pumpe

$$NPSH_R = \left(\frac{p_{t,S} - p_V}{\rho g}\right)_{min}$$

Druckabsenkung Eintritt → Schaufel (Reibung, Stoß, Beschleunigung, Überwindung Höhendifferenz)


© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 7. Saugfähigkeit

## Kavitations-Kriterium

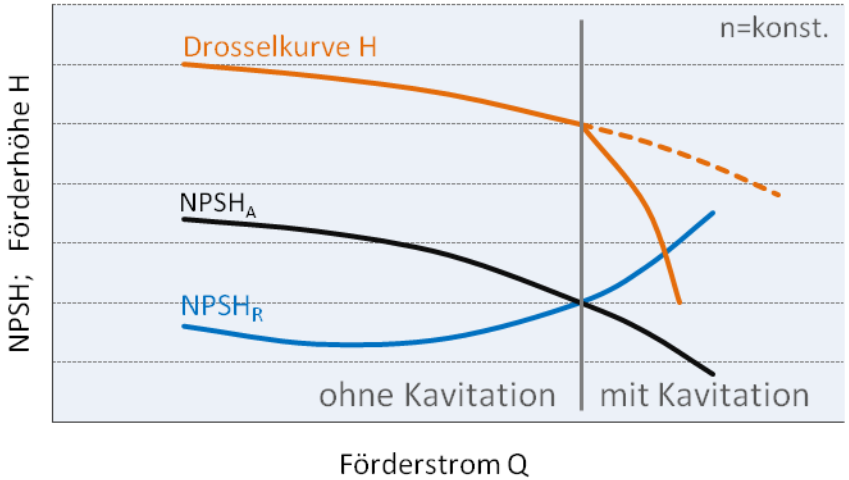
Vermeidung von Kavitation:

$NPSH_A > NPSH_R$

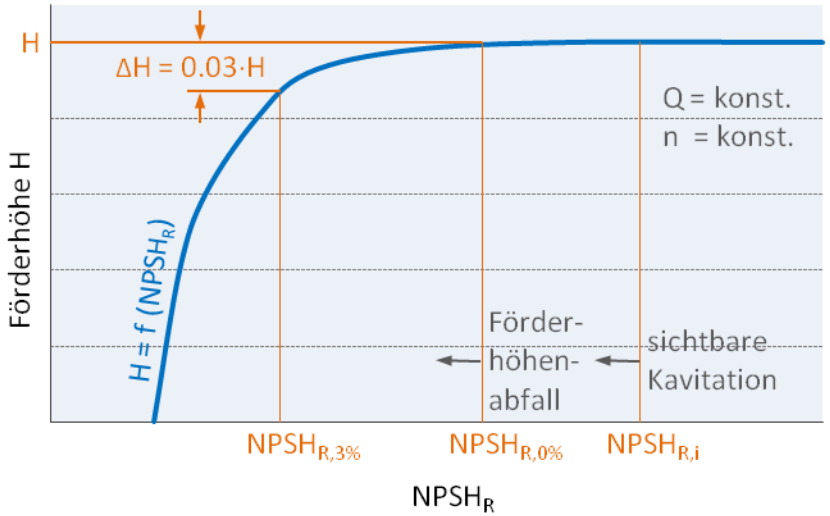
übliches Kavitationskriterium:

$NPSH_{R,3\%} = NPSH_A$ bei 3% Förderhöhenabfall

**NPSH-Einfluss auf die Drosselkurve**




**Kavitationskriterien**




**Verbesserung der Saugfähigkeit**

- Vergrößerung Saugmunddurchmesser $d_S$
- Verringerung Schaufelzahl
- Doppelflutige Laufräder
- vorgezogene Schaufel-Eintrittskante
- vorgeschalteter Inducer


© CFturbo Software & Engineering GmbH

# 7. Saugfähigkeit

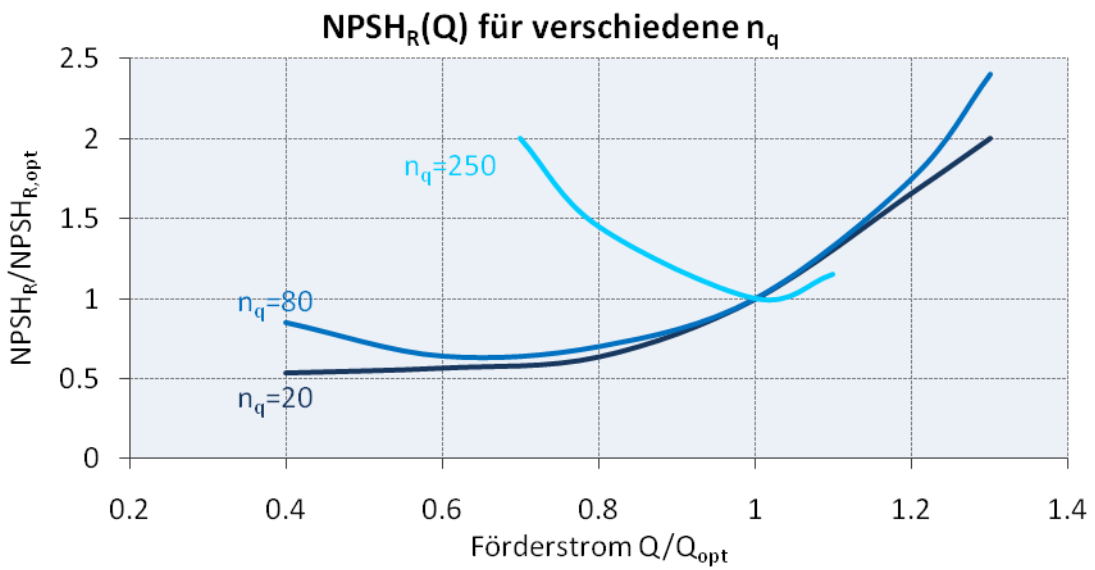
## Berechnung

Kavitation abhängig von:

- Laufradgeometrie
- Zuströmbedingungen

⇨ empirische Berechnung kaum möglich

⇨ experimentelle/ numerische Ermittlung notwendig




**Empirische Ansätze für NPSH$_R$**

| | | | |
|---|---|---|---|
| Pfleiderer: | $NPSH_R = \lambda_c \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_w \frac{w_1^2}{2g}$ | Verlustkoeffizienten | $\lambda_c$ = 1.1 … 1.35; $\lambda_w$ = 0.1 … 0.3 |
| Petermann: | $NPSH_R = 1/g\left(n\sqrt{Q}/S_q\right)^{4/3}$ | Saugkennzahl | $S_q$ = 0.4…0.45 |
| Stepanoff: | $NPSH_R = Th \cdot H$ | Thoma-Zahl | $Th = 1.22 \cdot 10^{-3} \cdot n_q^{4/3}$ |
| Gülich: | $NPSH_R = \left(n\sqrt{Q}/n_{SS}\right)^{4/3}$ | Spezifische Saugzahl | $n_{SS}$ = 160…260 |
| Europump : | $NPSH_R = (0.3\ldots0.5)n\sqrt{Q}$ | | |


© CFturbo Software & Engineering GmbH