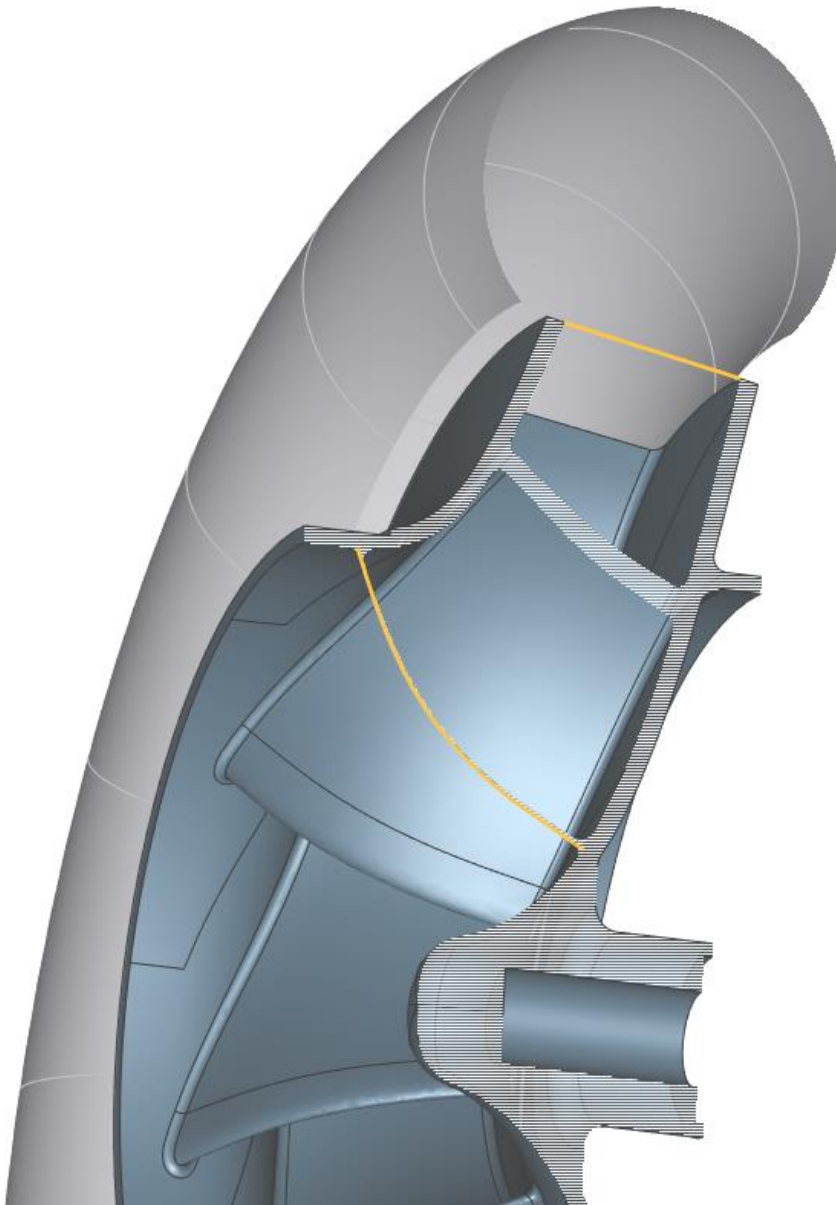


Auslegungs- und Berechnungsverfahren für Pumpen

Dr. Gero Kreuzfeld

CFturbo GmbH
Dresden, München

gero.kreuzfeld@cfturbo.de



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
Kreispumpen

Japikse, Marscher, Furst
Centrifugal Pump Design and Performance

Holzenberger, Jung
Kreispumpen Lexikon

Lobanoff, Ross
Centrifugal Pumps: Design & Application

Stepanoff
Radial- und Axialpumpen

Tuzson
Centrifugal Pump Design

Wagner
Kreispumpen und Kreispumpenanlagen

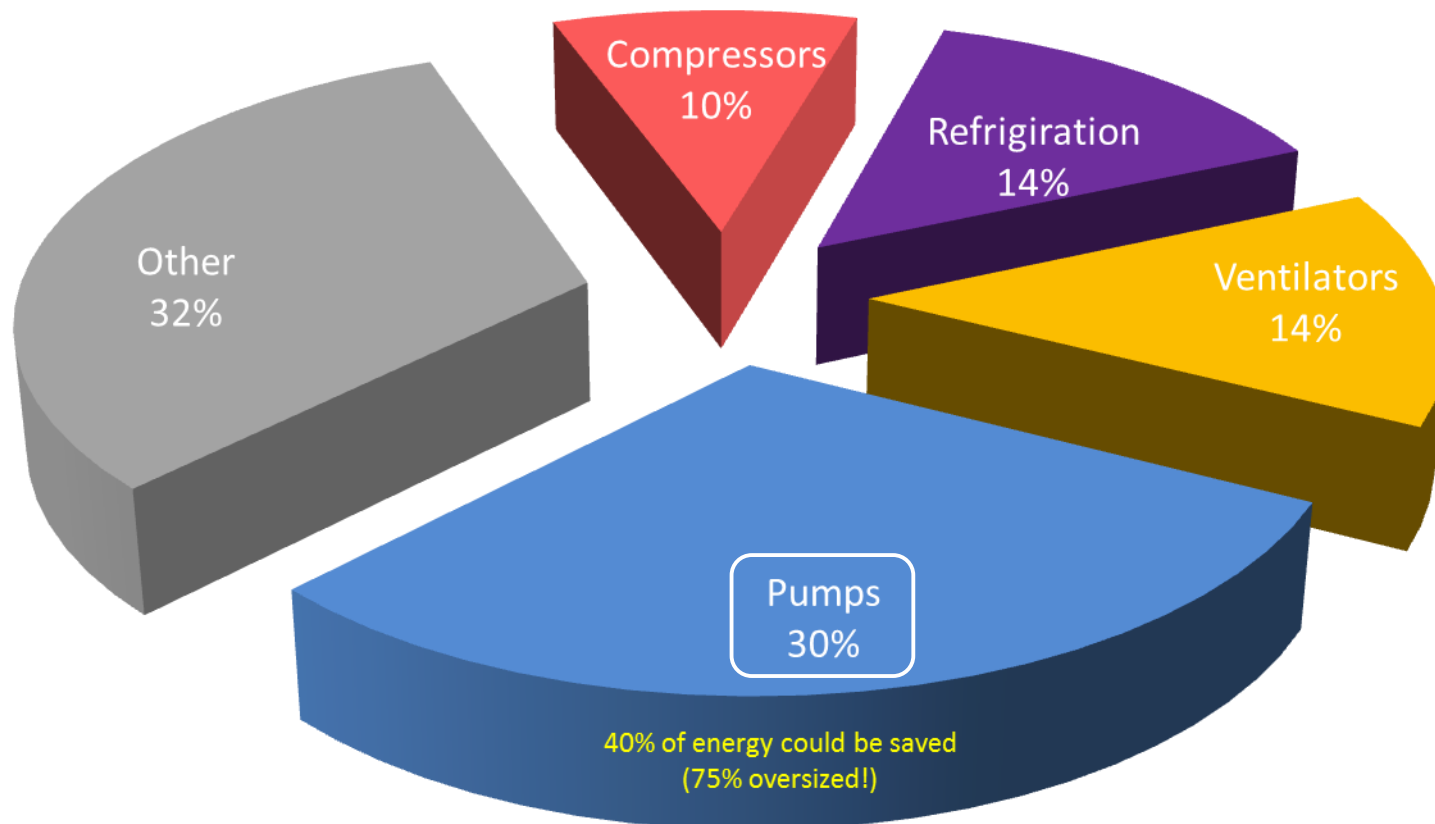
Will
Kreispumpen (TB Maschinenbau, Bd. 5)

1. Einleitung

Energieverbrauch

Consumed electricity of motor driven systems (EU)

German Ministry of Economics and Technology 2012

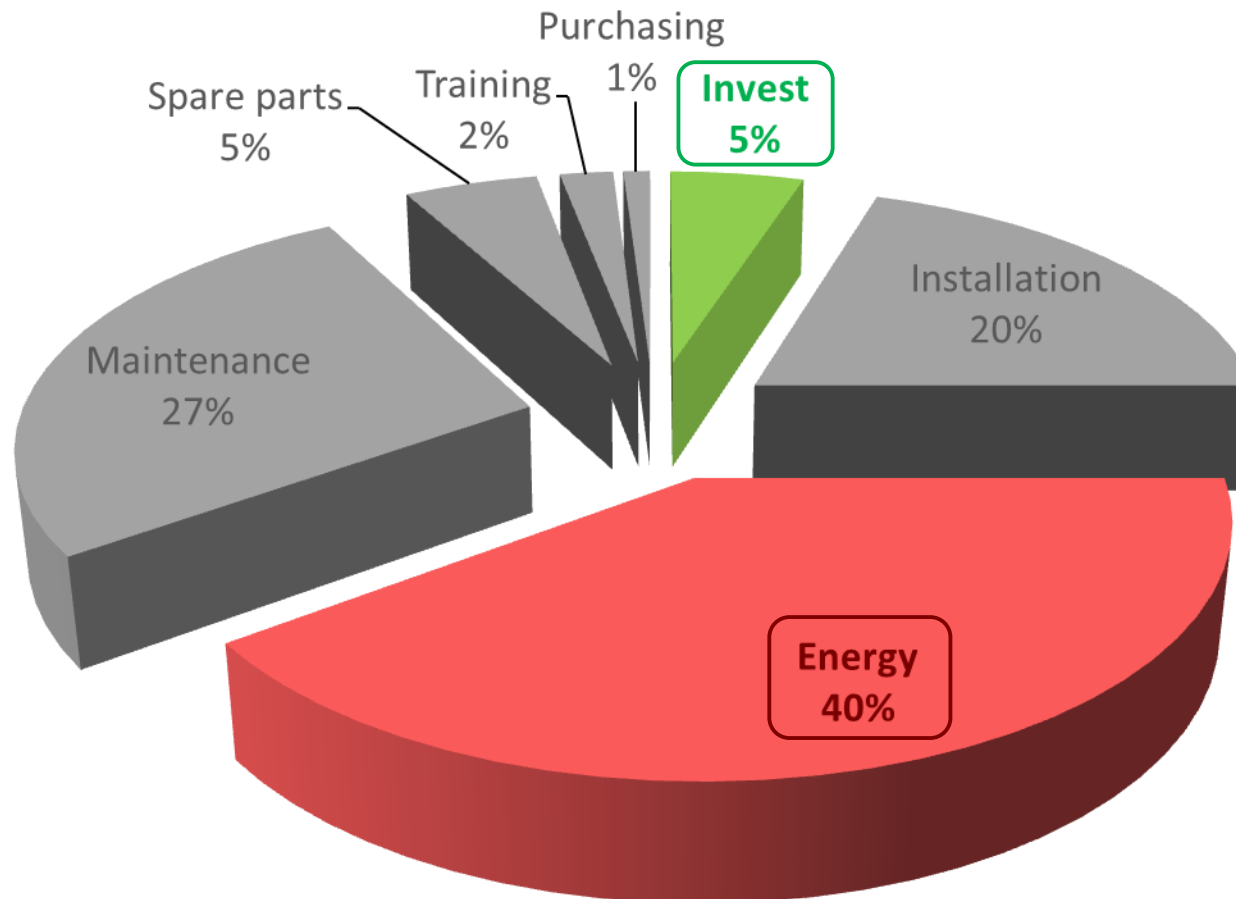


1. Einleitung

Kosten

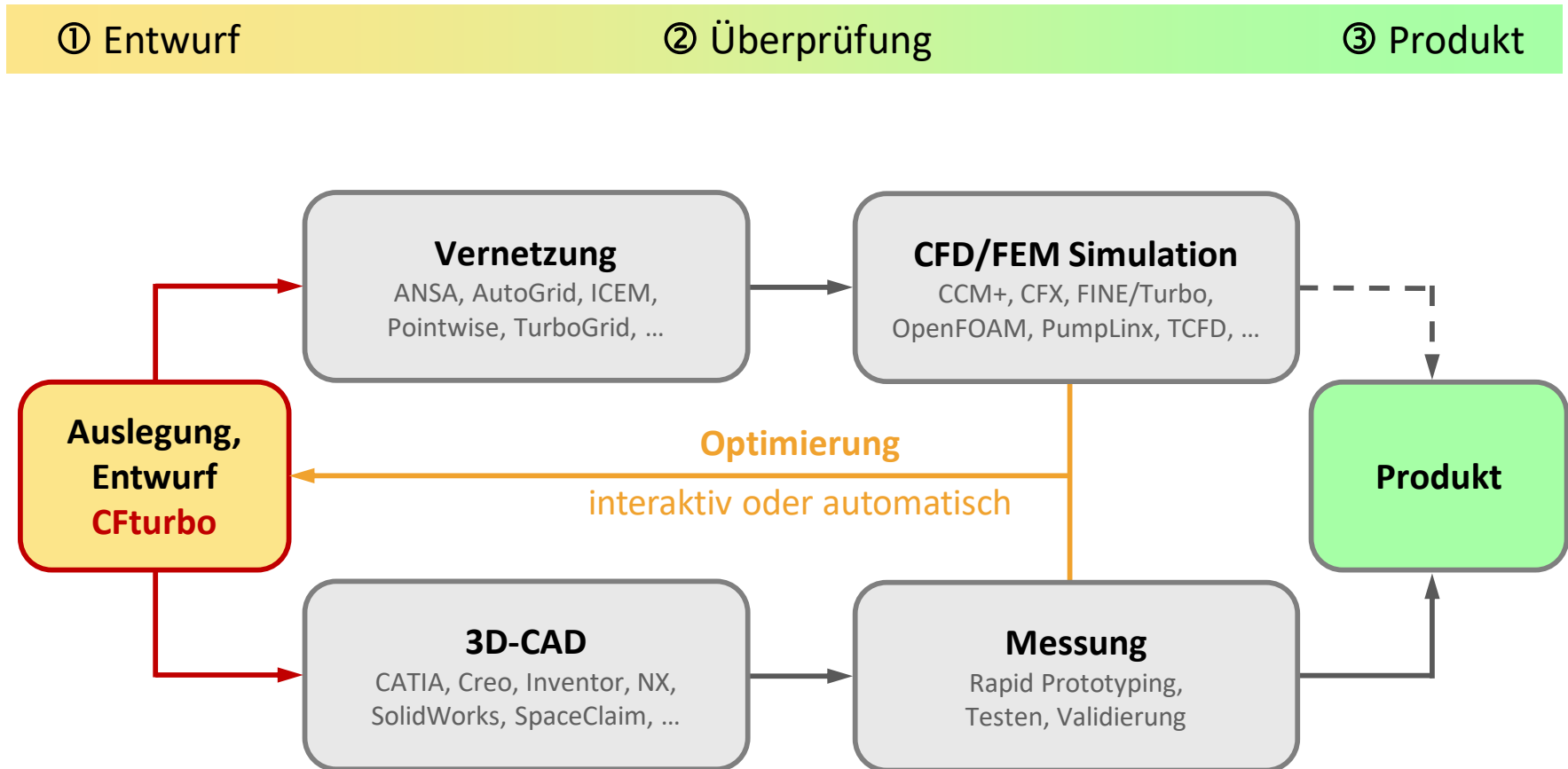
Live-cycle costs (LCC) of a medium sized pump in a chemical plant

BASF, Pump Users International Forum 2012



2. Entwurfsprozess

CAE – Computer Aided Engineering



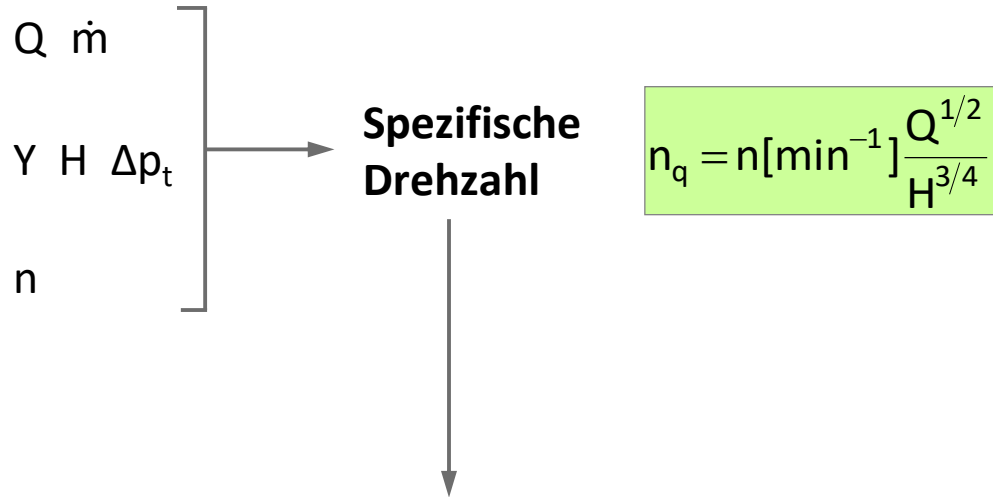
2. Entwurfsprozess

Auslegungspunkt

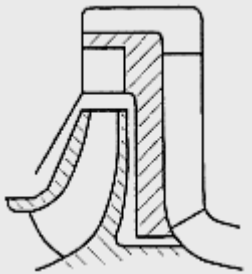
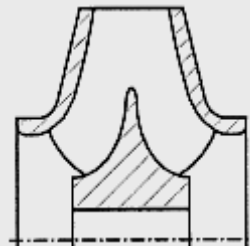
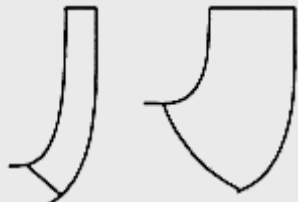


- ① Förderstrom
(Volumenstrom; Massestrom)
- ② Energieübertragung
(Arbeit; Förderhöhe; Totaldruckdifferenz)
- ③ Drehzahl

Fluidichte ρ

Zuström-Drall $\delta_r \alpha_s$



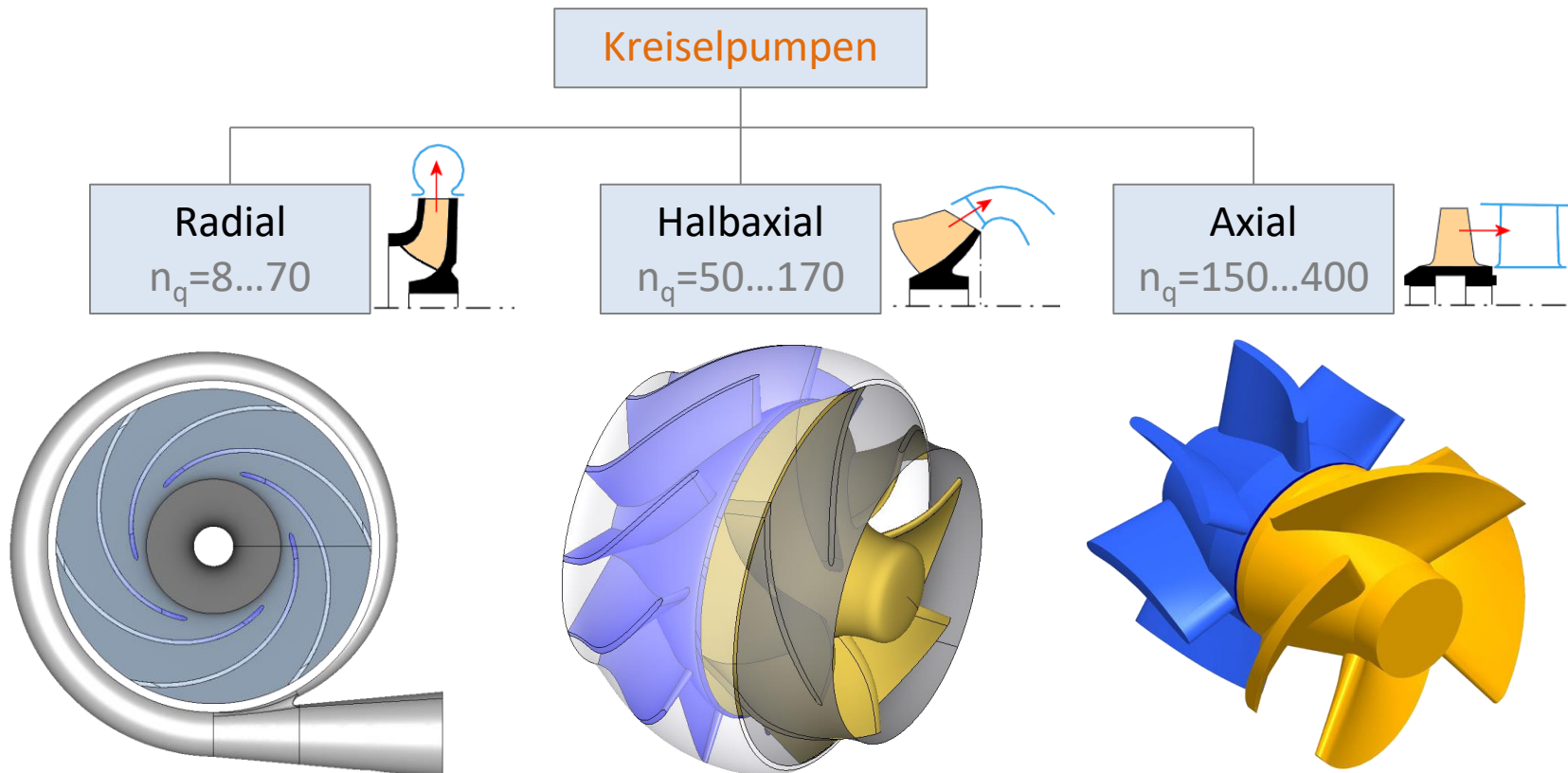
Machinentyp und allgemeine Laufradform:

zu niedrige n_q → mehrstufig	zu hohe n_q → doppelflutig	$n_q = 8 \dots 70$ Radiales Laufrad	$50 \dots 170$ Halbaxiales Laufrad	$150 \dots 400$ Axiales Laufrad
				

2. Entwurfsprozess

Klassifizierung der Pumpen

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

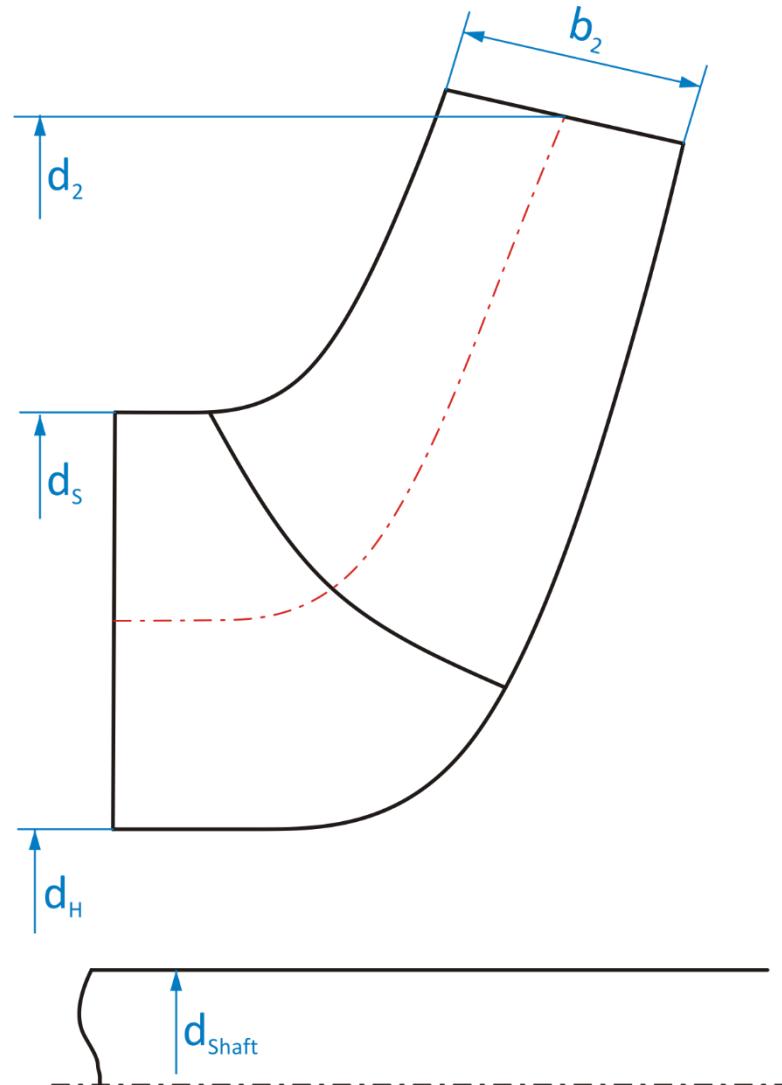


3. Radialpumpe

3.1 Laufrad

Hauptabmessungen

Wellendurchmesser	d_{Shaft}
Nabendurchmesser	d_H
Saugmunddurchmesser	d_s
Laufraddurchmesser	d_2
Laufradbreite	b_2



3. Radialpumpe

3.1 Laufrad

Hauptabmessungen

Ein Nennpunkt → Laufräder mit unterschiedlichen Hauptabmessungen möglich

↳ Nutzung empirischer Daten für optimale oder erreichbare Werte basierend auf CFD- oder Messergebnissen

• Druckzahl	ψ	• Saugzahl	n_{SS}
• Durchmesserzahl	δ	• Einlaufzahl	ε
• Lieferzahl	φ	• Austrittszahl	ε_2
• Breitenzahl	b_2/d_2	• Strömungswinkel Eintritt	β_{0A}
• Hydraulischer Wirkungsgrad	η_h	• Strömungswinkel Austritt	β_3
• Volumetrischer Wirkungsgrad	η_v	• Saugkoeffizienten	λ_c, λ_w
• Durchmesser Verhältnis	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

3. Radialpumpe 3.1 Laufrad

Hauptabmessungen – Laufraddurchmesser d_2

(1/3) d_2 mit Druckzahl ψ

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

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

(2/3) d_2 mit Durchmesserzahl δ

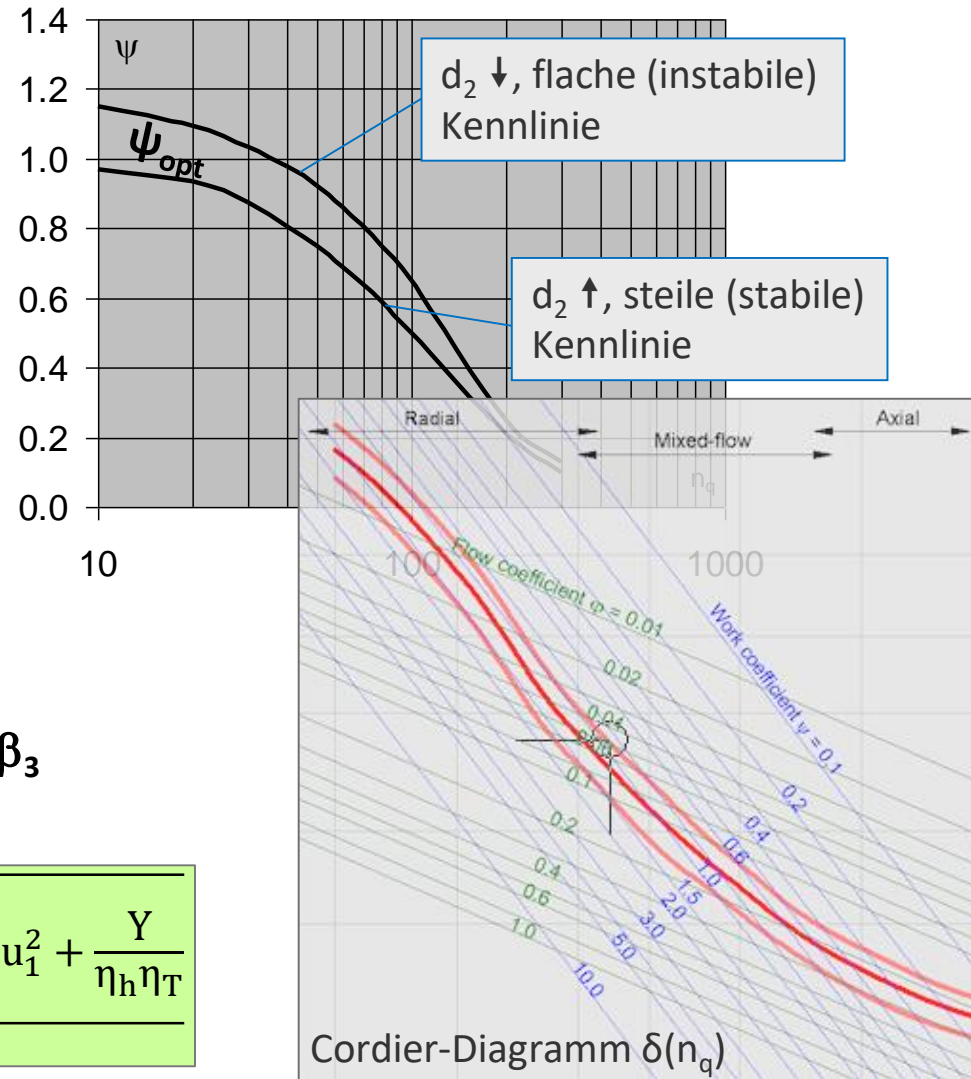
$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = 1.05 d_2 (gH/Q^2)^{1/4}$$

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

(3/3) d_2 mit Strömungswinkel am Austritt β_3

$\beta_3 = 6^\circ \dots 18^\circ$ für stabile Kennlinie

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



3. Radialpumpe

3.1 Laufrad

Hauptabmessungen – Laufradbreite b_2

(1/3) b_2 mit Breitenzahl b_2/d_2

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

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

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

$c_{m3}/c_{mS} = 0.60 \dots 0.95$ (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 ε_2

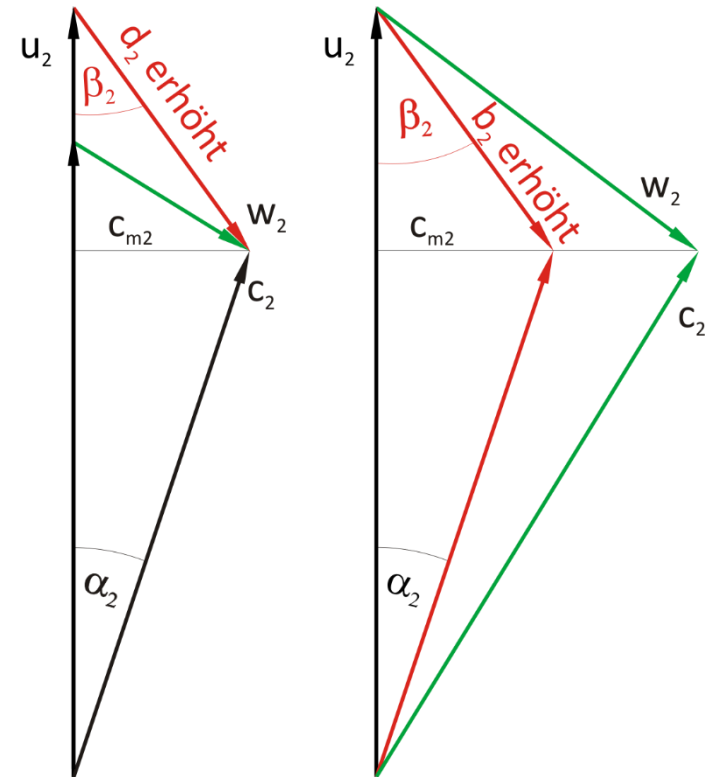
$\varepsilon_2 = \frac{c_{m2}}{\sqrt{2gH}} = 0.08 \dots 0.33$ (mit n_q steigend)

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

d_2 bzw. b_2 und β_2 sind über die Eulergleichung gekoppelt:

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

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



3. Radialpumpe 3.1 Laufrad

Hauptabmessungen – Saugmunddurchmesser d_s

(1/6) d_s für minimale Relativgeschwindigkeit w

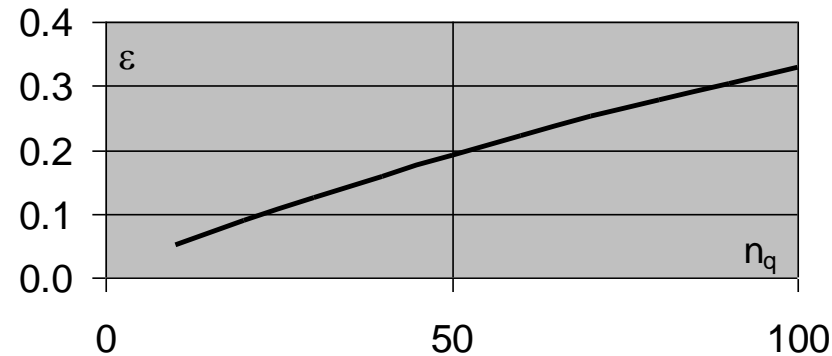
geringe Reibungs- und Stoßverluste (keine Kavitationsgefahr)

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

(2/6) d_s mit Einlaufzahl ε

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

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



(3/6) d_s mit Strömungswinkel am Eintritt β_{0s}

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{4Q}{\pi^2 \eta_v [1 - (d_H/d_s)^2] n \delta_{rs} \tan \beta_{0s}}}$$

$$\beta_{0s} \approx 12^\circ \dots 17^\circ$$

Große β_{0s} (kleine d_s) für guten Wirkungsgrad
 Kleine β_{0s} (große d_s) für gute Saugfähigkeit

3. Radialpumpe 3.1 Laufrad

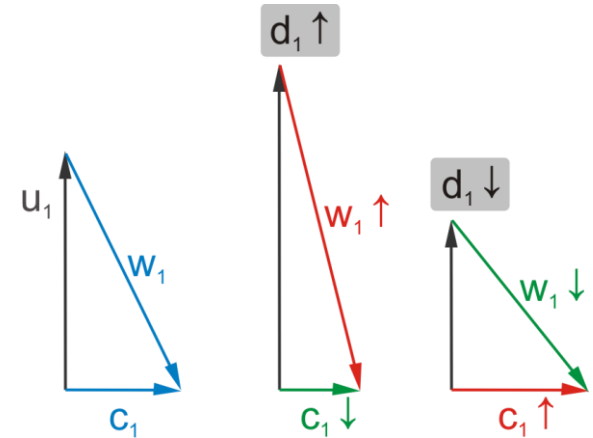
Hauptabmessungen – Saugmünddurchmesser d_s

(4/6) d_s mit minimalem $NPSH_R$

$$NPSH_R = \lambda_c \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_w \frac{w_1^2}{2g} \quad \lambda_w = (0.03) 0.10 \dots 0.30$$

$$\lambda_c = 1.1 \dots 1.35$$

$$\frac{\partial NPSH_R}{\partial d_s} = 0 \quad d_s = \sqrt{d_H^2 + 10.6 \left(\frac{Q}{\eta_v n} \right)^{2/3} \left(\frac{\lambda_c + \lambda_w}{\lambda_w} \right)^{1/3}}$$



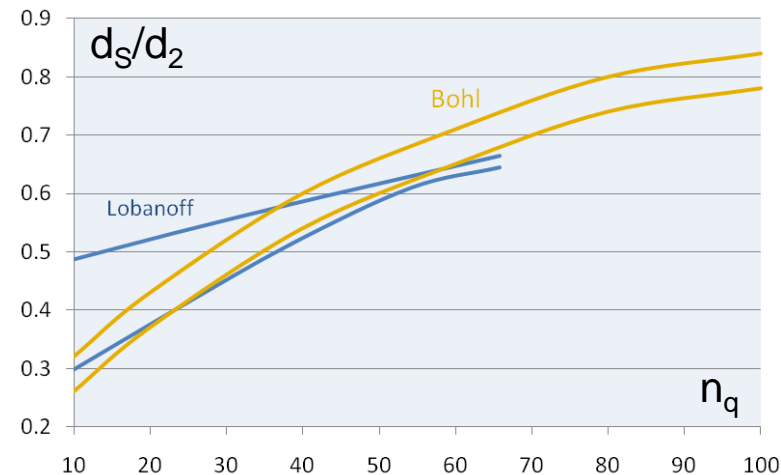
(5/6) d_s mit Saugzahl n_{SS}

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

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

(6/6) d_s mit Durchmesser Verhältnis d_s/d_2

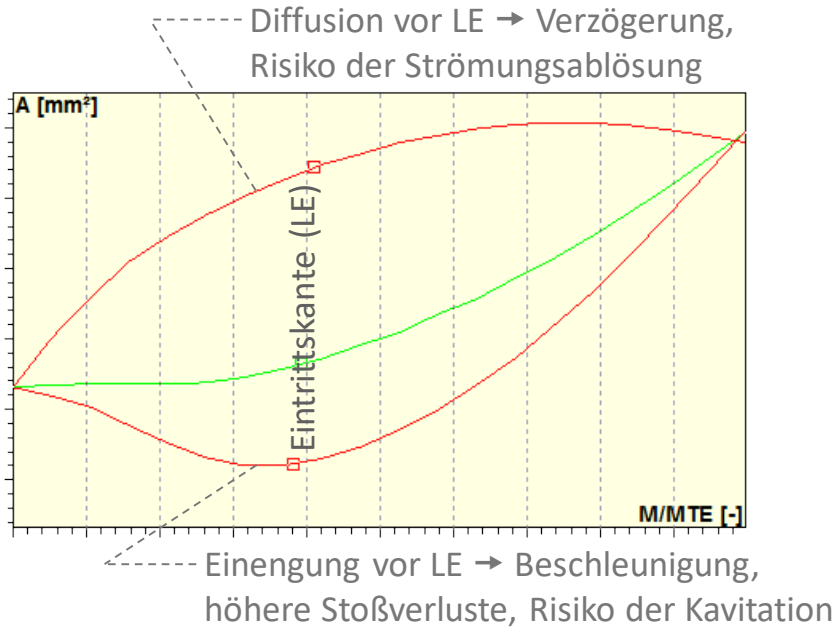
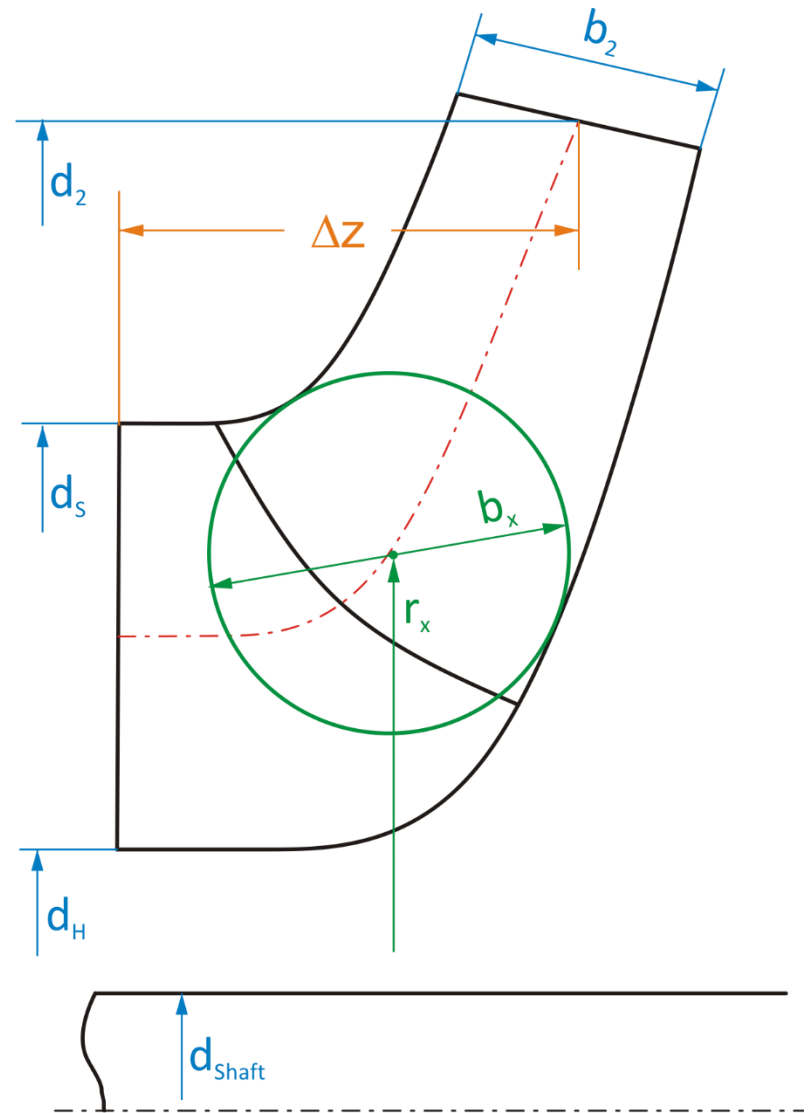
$$d_s = (d_s/d_2) d_2$$



3. Radialpumpe 3.1 Laufrad

Meridianschnitt

- Hauptabmessungen als Randbedingung:
 d_H, d_S, d_2, b_2
- Axiale Erstreckung Δz
$$\Delta z = (d_{2S} - d_S)(n_q/74)^{1.07} + b_2/2 \cos \gamma$$
- Gleichmäßige Querschnittsflächen-Verteilung $A = 2\pi r_x b_x$

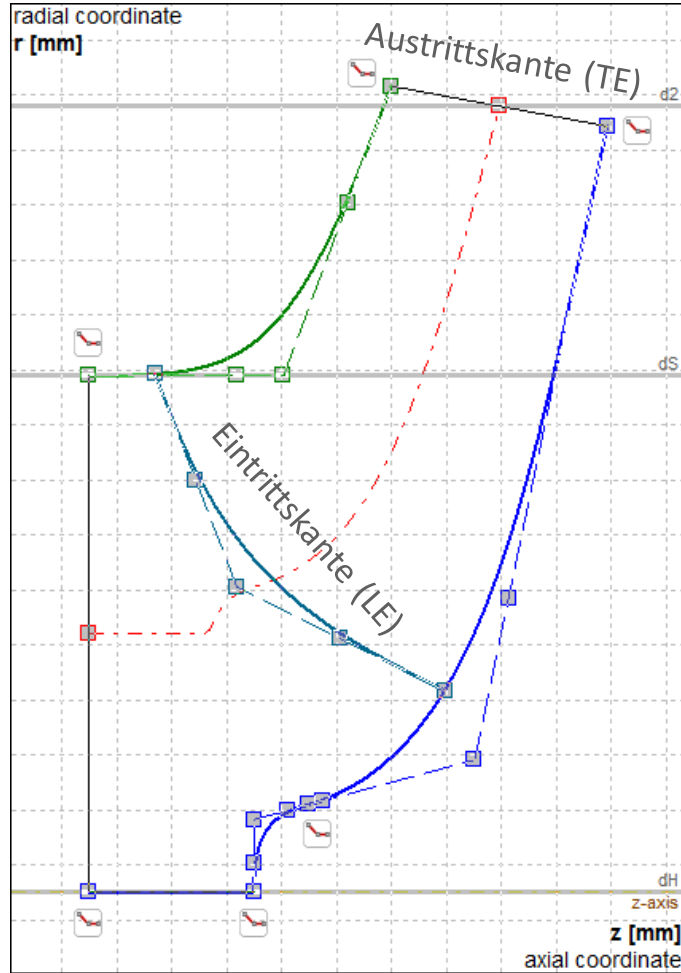


3. Radialpumpe

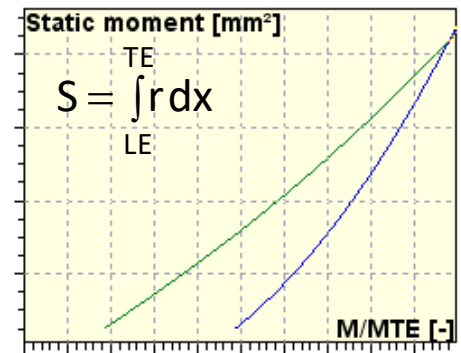
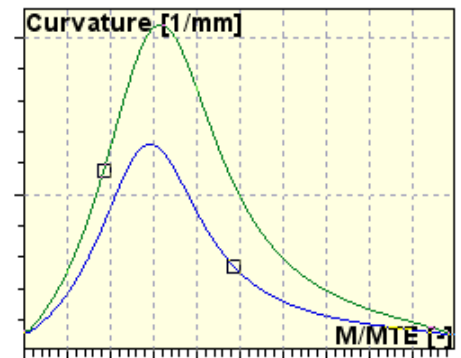
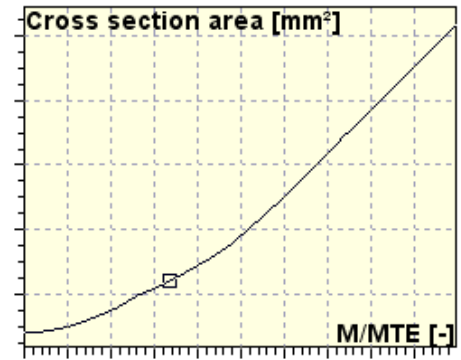
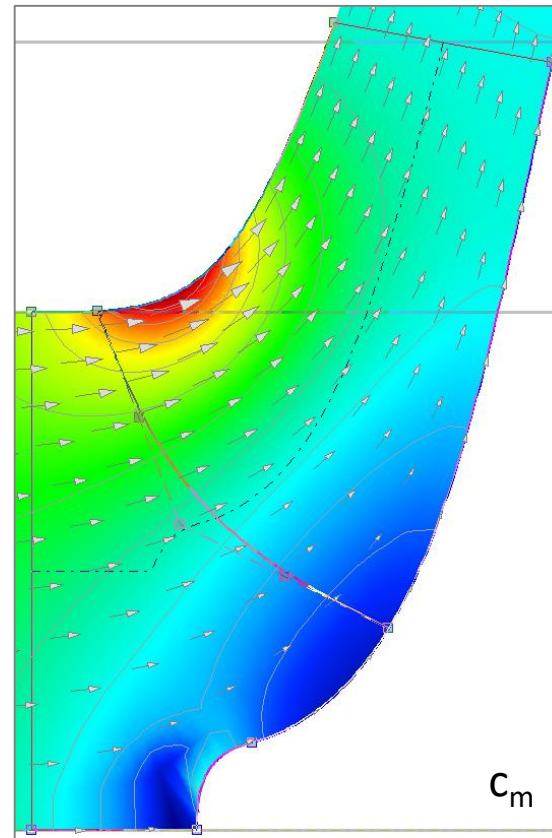
3.1 Laufrad

Meridianschnitt

Meridiangeometrie z.B. als Bezierkurven



Überprüfung der Verteilungen



3. Radialpumpe

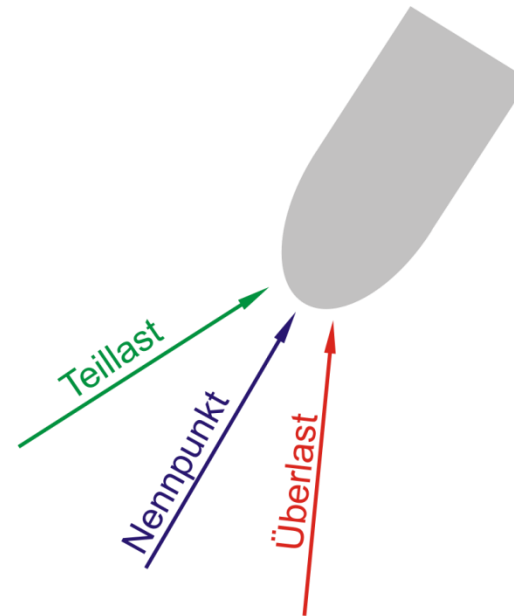
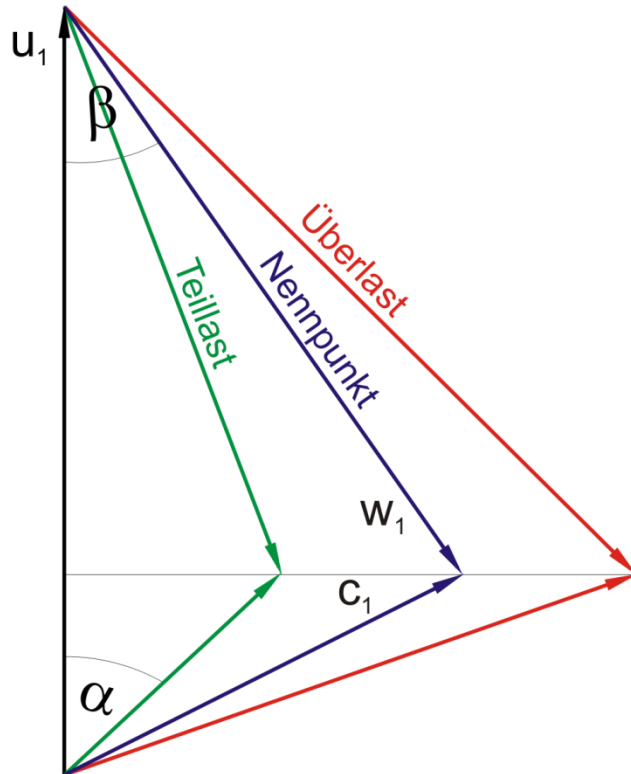
3.1 Laufrad

Schaufelwinkel – β_{1B}

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

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

β_{1B} so klein wie möglich (Kavitation), allerdings nicht kleiner als 15...18° (Wirkungsgrad)

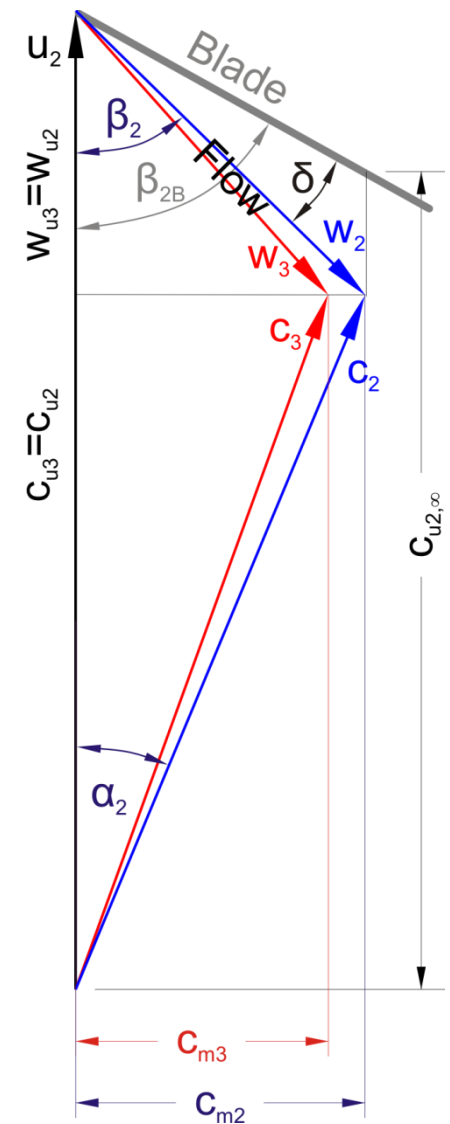


Schaufelwinkel – β_{2B}

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

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

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



3. Radialpumpe

3.1 Laufrad

Schaufelwinkel – β_{2B}

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

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

$\beta_{2B} = 15^\circ \dots 45^\circ$,
oftmals $20^\circ \dots 30^\circ$

Minderumlenkung

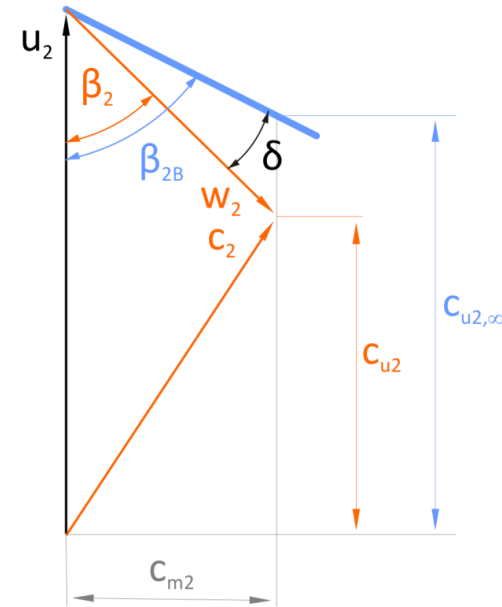
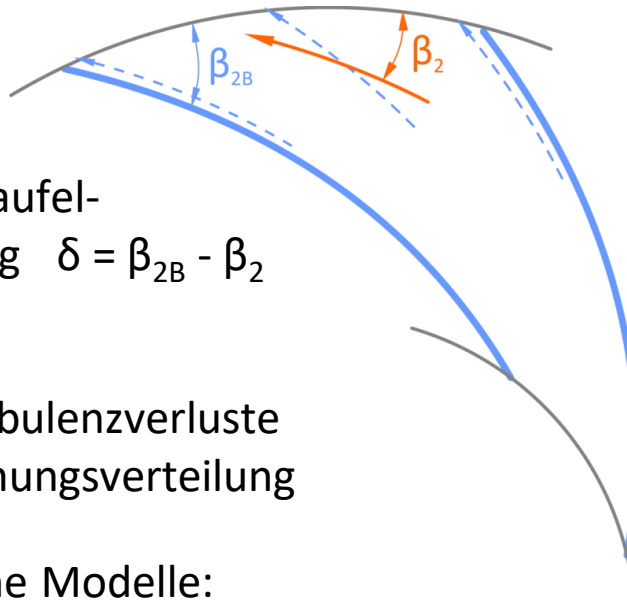
Abweichung zwischen Strömungswinkel β_2 und Schaufelwinkel β_{2B} : Minderumlenkung $\delta = \beta_{2B} - \beta_2$

$$\delta \leq 10^\circ \dots 14^\circ$$

zur Begrenzung erhöhter Turbulenzverluste durch unsymmetrische Strömungsverteilung

Abschätzung durch empirische Modelle:

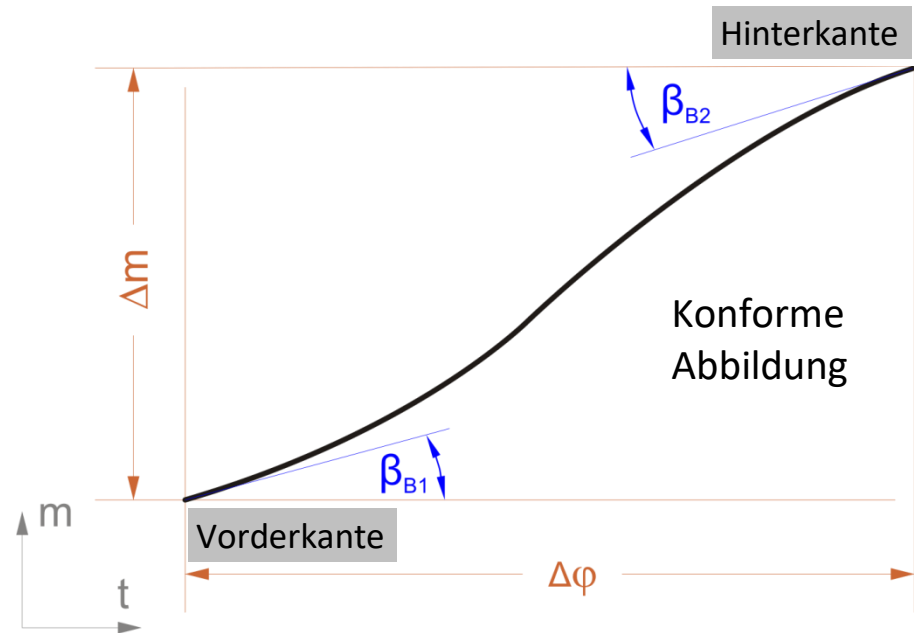
- Minderleistungs-Theorie nach **PFLEIDERER**
- Abströmbeiwert γ nach **GÜLICH/AUNGIER/WIESNER**
 $c_{u2,\infty} - c_{u2} = (1 - \gamma)u_2$ ($\gamma=1$: schaufelkongruente Strömung)



Skelettlinien

Geometrische Randbedingungen:

- Schaufelwinkel β_{1B} , β_{2B}
- Meridionale Erstreckung Δm
- Umschlingungswinkel $\Delta\varphi \approx 70...150^\circ$
(abnehmend mit n_q , Schaufelzahl)
- Zwangsbedingungen durch spezielle Schaufelform, z.B. einfach gekrümmte Schaufeln (Zylinder-, 2D-Schaufeln)

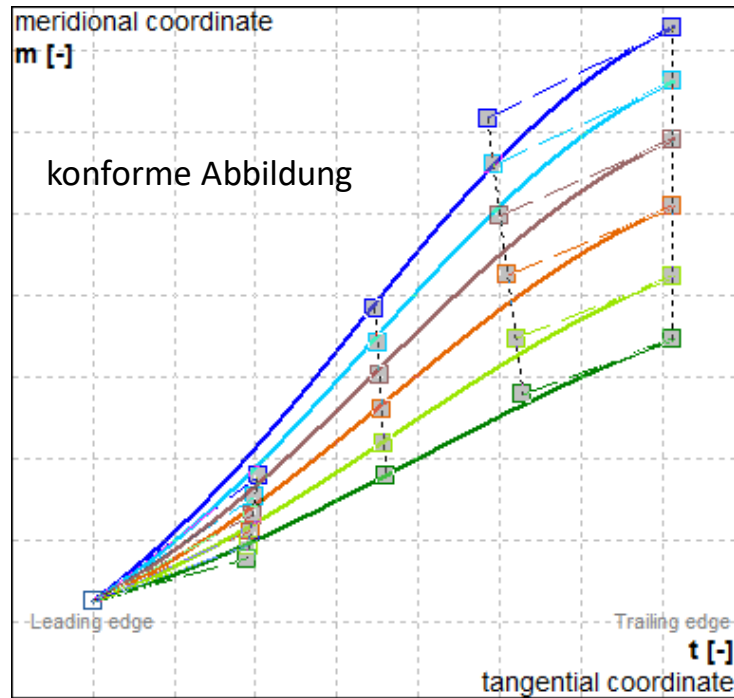


2 alternative Möglichkeiten zum Entwurf der Skelettlinien:

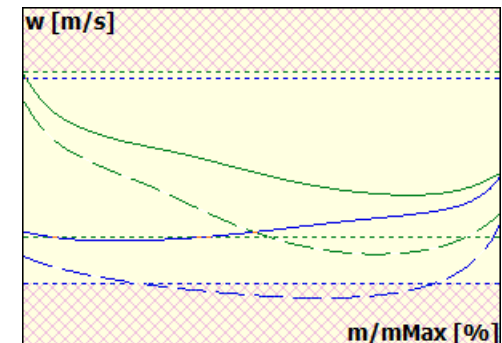
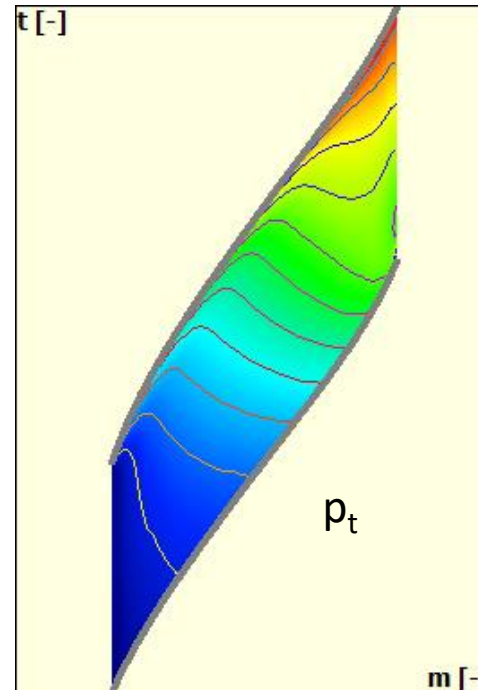
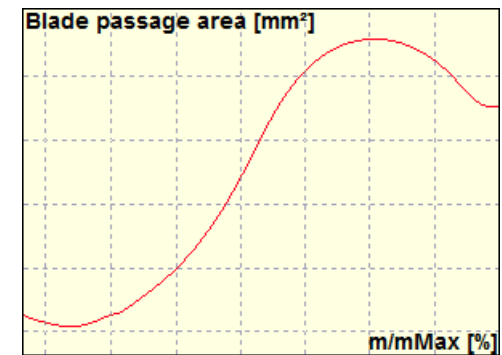
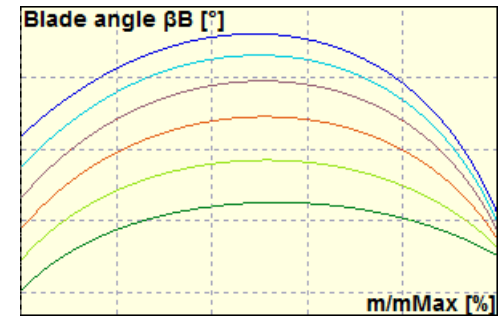
- ➊ β_B -Verteilung vorgeben (z.B. linear) \rightarrow Umschlingungswinkel $\Delta\varphi$ berechnen
- ➋ Umschlingungswinkel $\Delta\varphi$ vorgeben \rightarrow β_B -Verteilung berechnen

Skelettlinien

Skelettlinien je Schaufelschnitt
z.B. als Bezierkurven



Überprüfung der Verteilungen

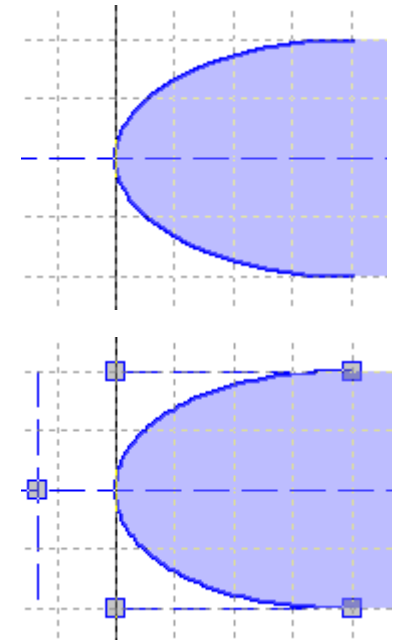
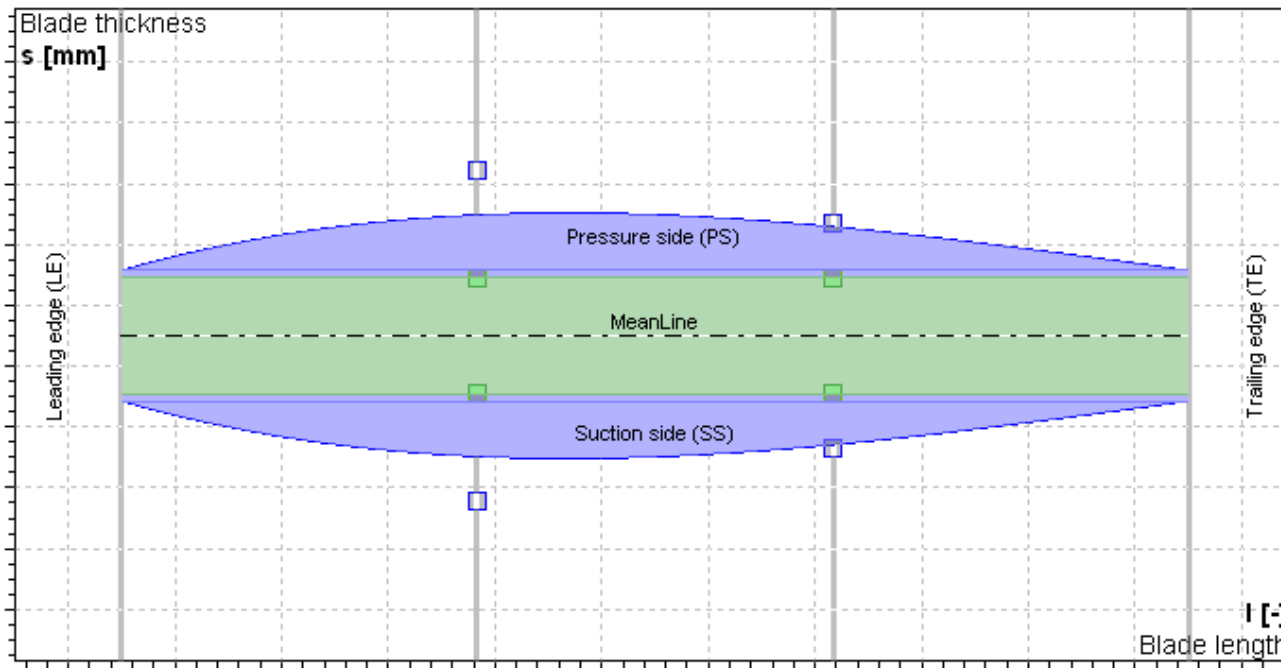


3. Radialpumpe

3.1 Laufrad

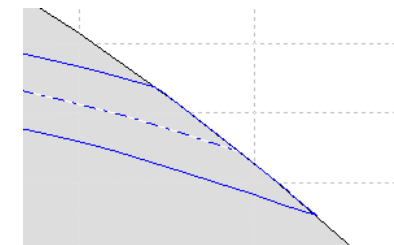
Schaufelprofilierung

Dickenverteilung häufig konstant oder linear;
selten echte Profilierung



Vorderkante
elliptisch oder per
Bezier-Spline

Hinterkante
meist
überdreht



Hauptabmessungen

- Eintrittsdurchmesser d_3 :

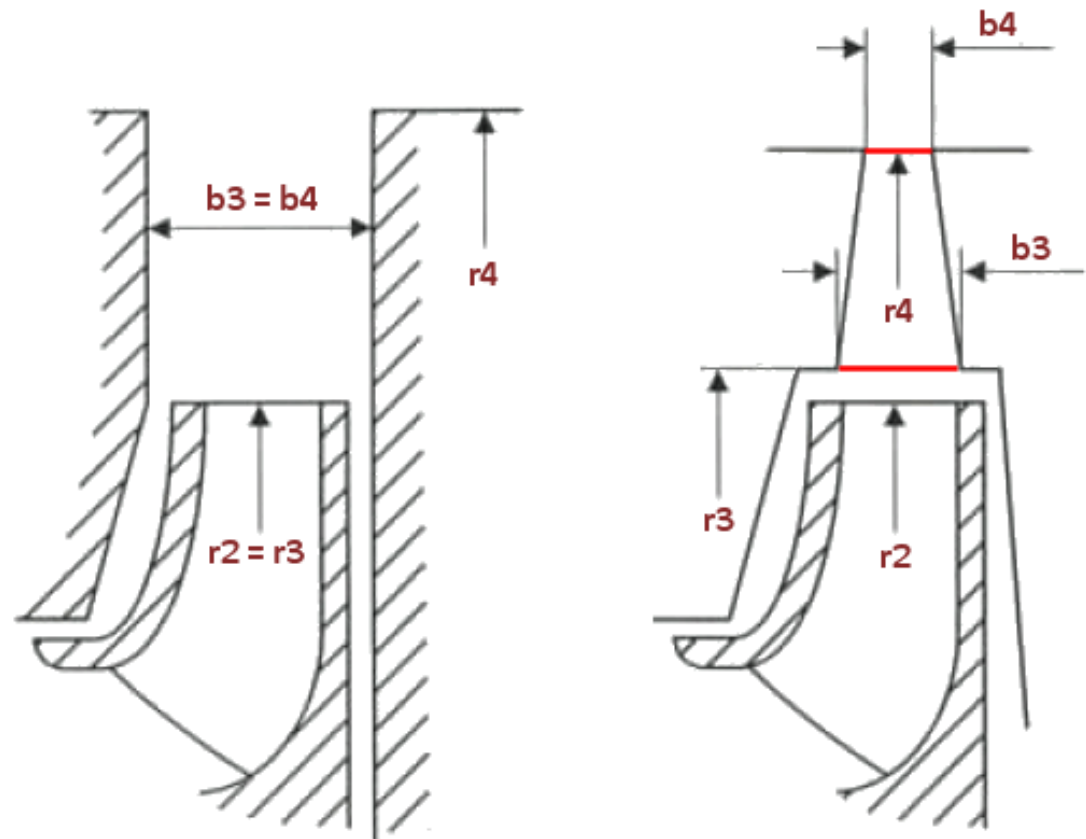
$$\frac{d_3}{d_2} = 1.01 + 0.75 \cdot 10^{-1} \left(\frac{H}{100} - 1 \right)$$

- Eintrittsbreite b_3 :

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

- Austrittsdurchmesser d_4 :

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



3. Radialpumpe

3.2 Radialdiffusor

Eintrittswinkel

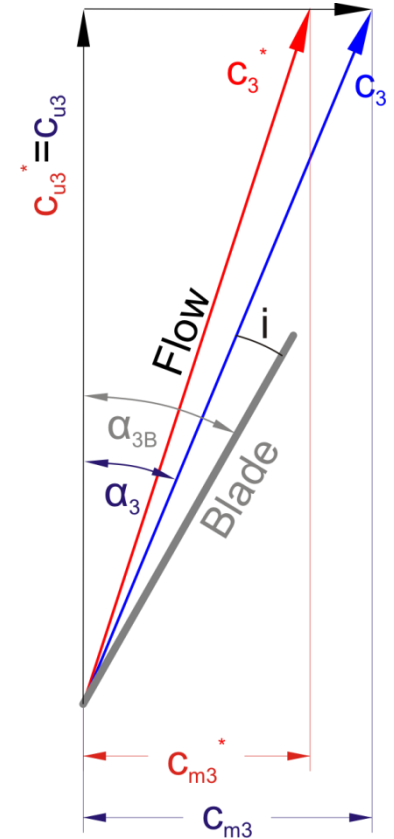
- Umfangsgeschwindigkeit c_{u3} : $c_{u3} = \frac{d_2}{d_3} c_{u2}$ (Drallsatz)
- Meridiangeschwindigkeit c_{m3} : $c_{m3} = \frac{Q \tau_3}{\pi d_3 b_3}$ (Kontinuität; τ_3 analog Laufrad)
- Strömungswinkel α_3 : $\alpha_3 = \arctan\left(\frac{c_{m3}}{c_{u3}}\right)$
- Schaufelwinkel α_{3B} : $\alpha_{3B} = \alpha_3 + i$ (Anstellwinkel $i \approx \pm 3^\circ$)
- Schaufelzahl z unter Berücksichtigung der Interferenz der Druckfelder von Lauf- und Leitrad:

$$m = |v_I z_I - v_{II} z_{II}|$$

Laufrad- Leitrad-
Periodizität 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



Schaufel

1. Kreisbogen im Spiralen-Teil

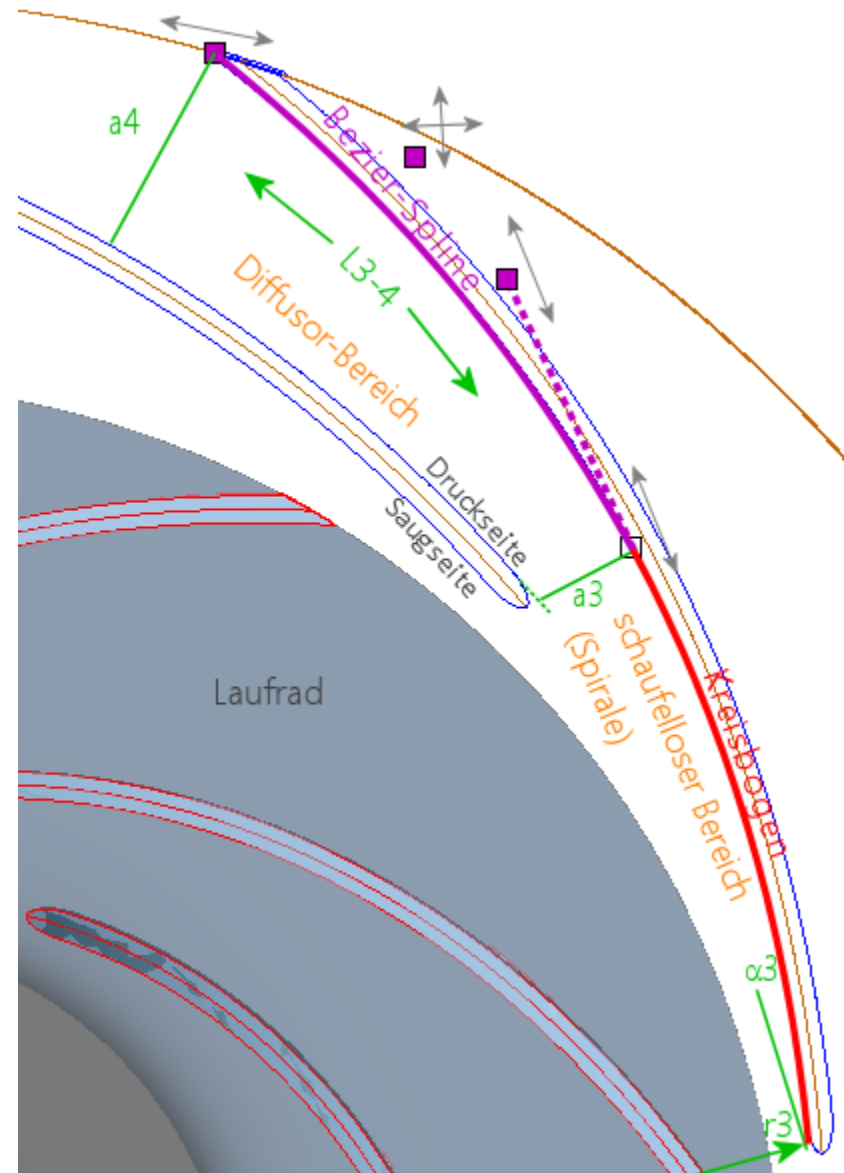
- wirkungsloser Bereich (keine Schaufelüberdeckung) analog Spiralgehäuse
- Randbedingungen: r_3 , α_3 , a_3
- Eintritts-Lichtweite a_3 : Berechnung nach Drallsatz oder Verzögerungsverhältnis

2. Bezier-Spline im Diffusor-Teil

- Diffusor bei Schaufelüberdeckung
- Austritts-Lichtweite a_4 variabel

Diffusorkriterien (Auswahl)

- | | |
|---------------------------|---------------|
| - Flächenverhältnis | A_4/A_3 |
| - Öffnungswinkel | ϑ |
| - Druckrückgewinn-Beiwert | c_p |
| - Diffusor-Wirkungsgrad | η_D |
| - Verzögerungsverhältnis | c_3/c_2 |
| - Länge-Weite-Verhältnis | L_{3-4}/a_3 |
| - Breite-Weite-Verhältnis | b_3/a_3 |



Eintritt

- Eintritts- (Zungen-) durchmesser d_4 :

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

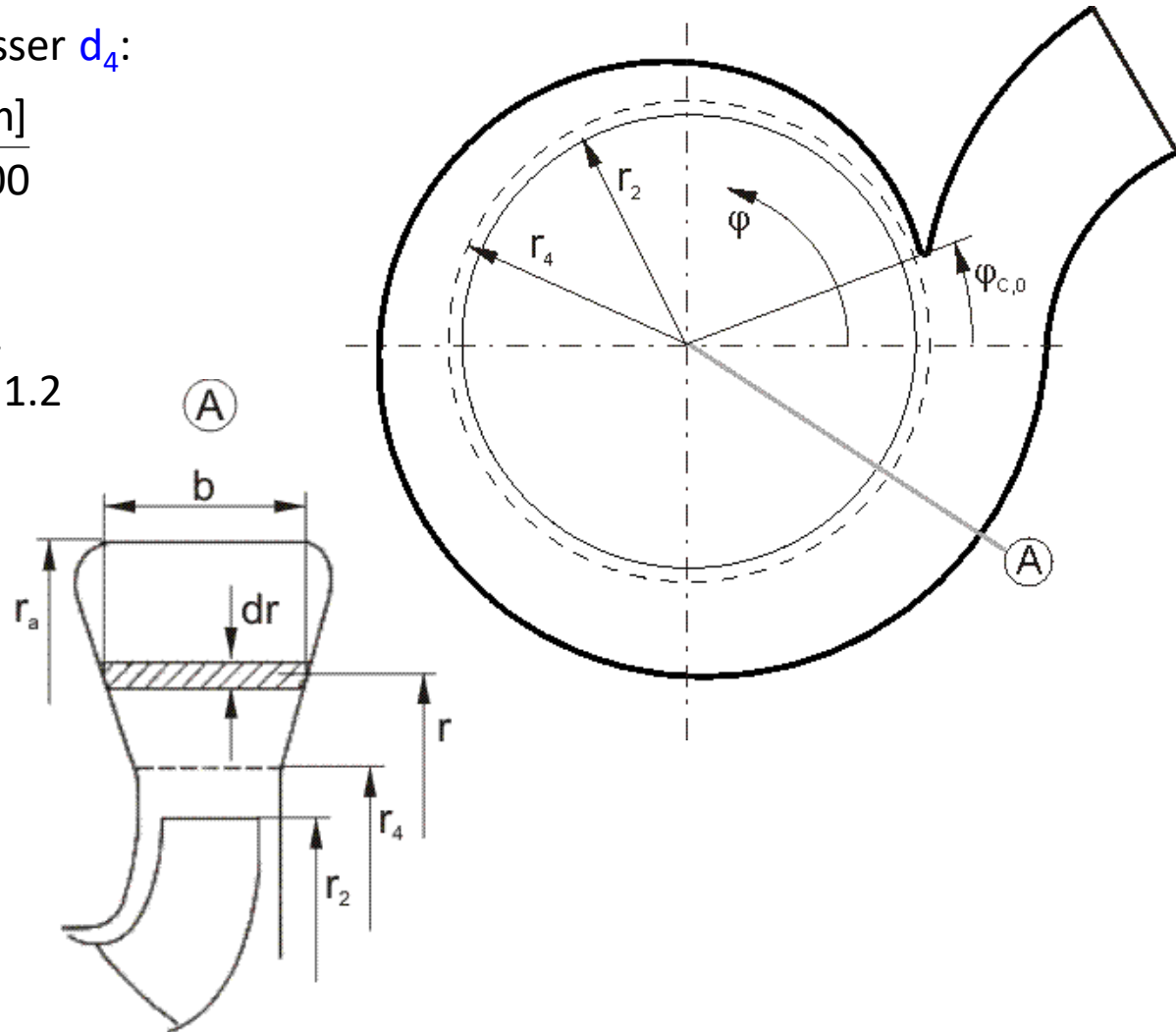
- Eintrittsbreite b_4 :

Radialrad: $b_4/b_2 = 1.2 \dots 2$

Halbaxialrad: $b_4/b_2 = 1.05 \dots 1.2$

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

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



Spirale

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

Entwurfsgesetz

Allgemein: $Q_\varphi = \int c_u dA = \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} c_u b(r) dr$

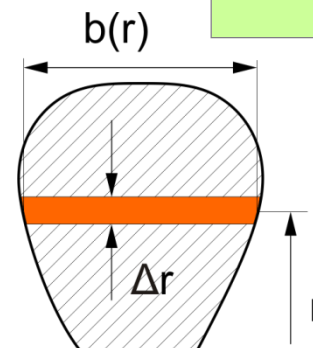
$$\rightarrow \varphi = \frac{2\pi}{Q_{Sp}} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} c_u \cdot b(r) dr$$

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

$$\rightarrow \varphi = \frac{2\pi c_u r_4^x}{Q_{Sp}} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} \frac{b(r)}{r^x} dr$$

- ❷ **Stepanoff:** konst. Geschwindigkeit $c_u = k_s \sqrt{2Y}$
 $k_s = 0.5 \dots 0.25$
 (abnehmend mit n_q)

$$\rightarrow \varphi = \frac{2\pi k_s \sqrt{2gH}}{Q_i} \int_{r_4}^{r_a(\varphi)} b(r) dr$$



$$\underbrace{\int_{r_4}^{r_a(\varphi)} \dots \Delta r}_{\text{(numerisch)}}$$

Diffusor

Flächenverhältnis

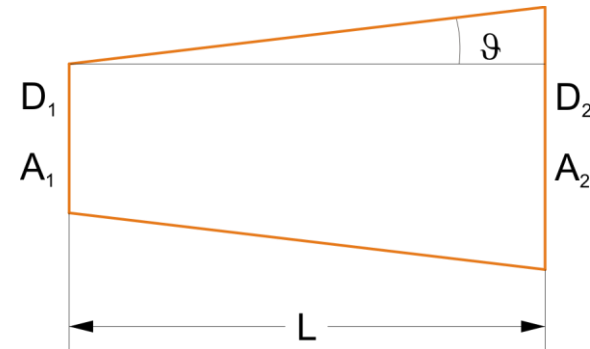
$$A_R = \frac{A_2}{A_1} < 3$$

Öffnungswinkel

$$\vartheta_{\max} \approx 5^\circ$$

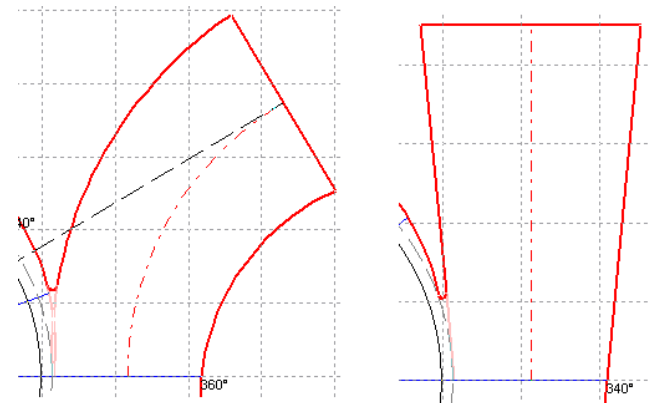
$$\vartheta_{\max} = 16.5^\circ \sqrt{\frac{D_1/2}{L}}$$

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



Form

- Tangential:
kostengünstige Herstellung
- Radial:
Minimierung der Tangentialkräfte

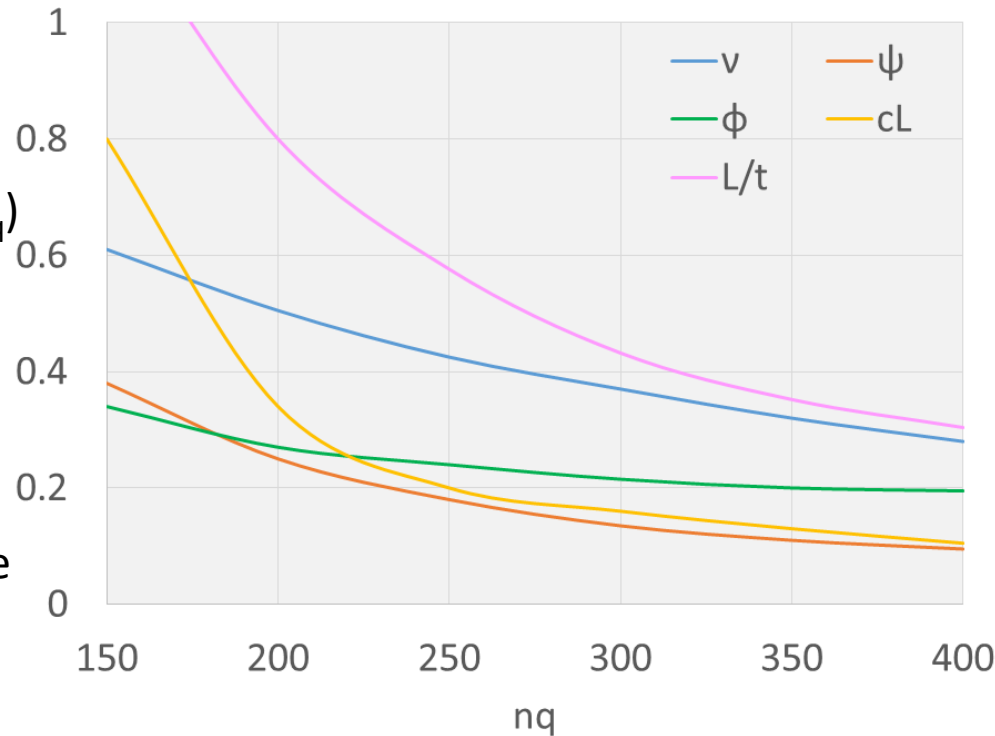


4. Axialpumpe

Grundlagen

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

$$v = \frac{\psi}{2\eta_h\phi} \quad (\text{für } c_u \cdot r = \text{konst.})$$



4. Axialpumpe

Hauptabmessungen

Eintritt

Nabendurchmesser
 Außendurchmesser

d_{H1}
 d_{S1}

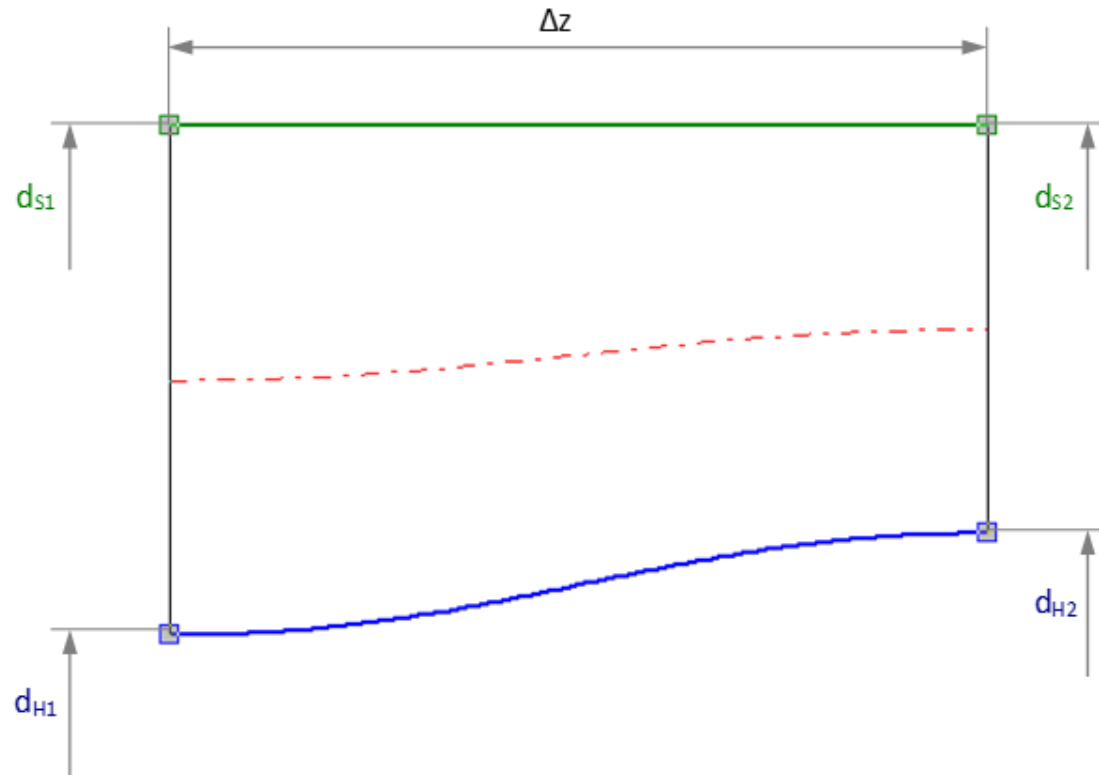
Austritt

Nabendurchmesser
 Außendurchmesser

d_{H2}
 d_{S2}

Axiale Erstreckung

Δz

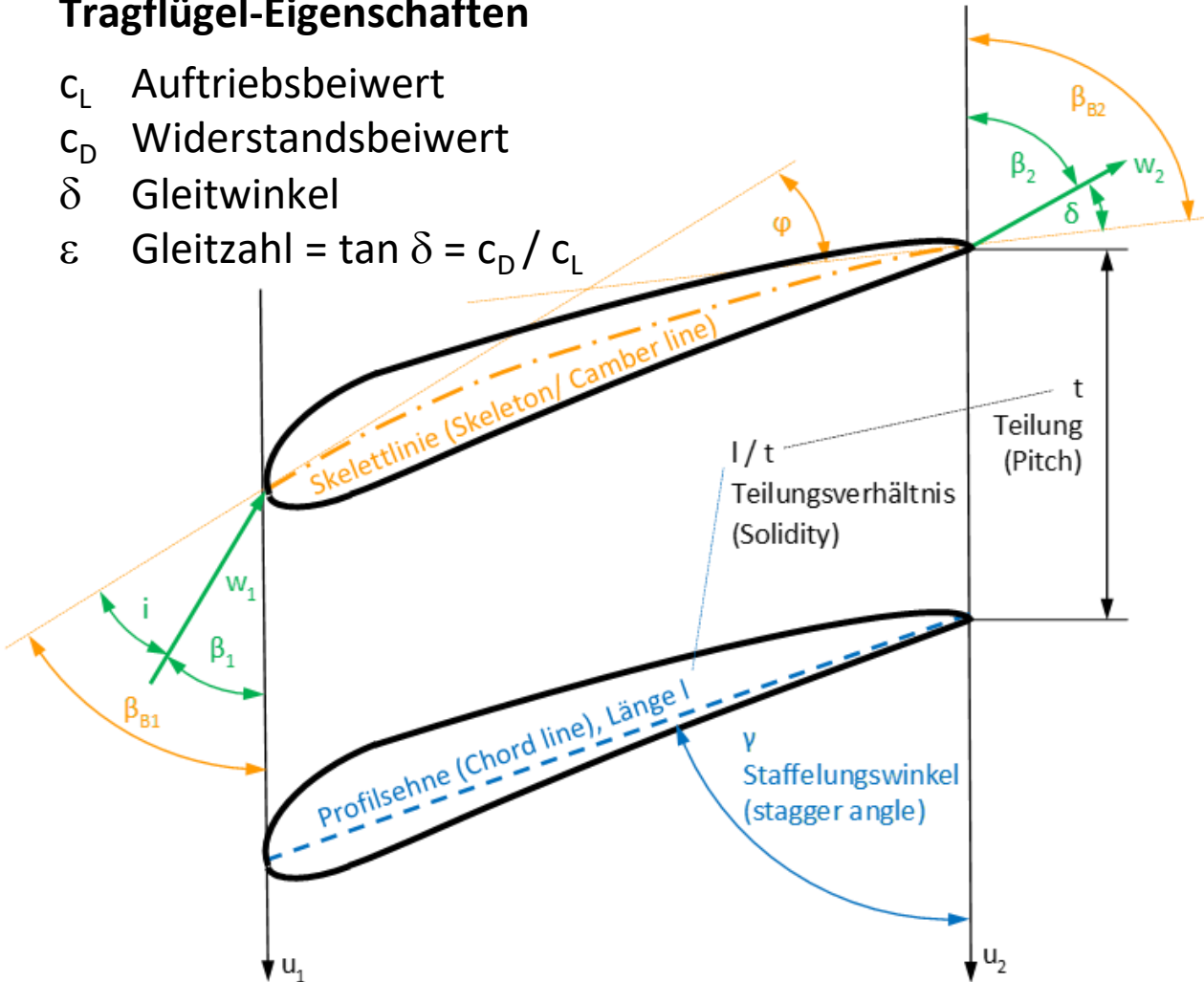


4. Axialpumpe

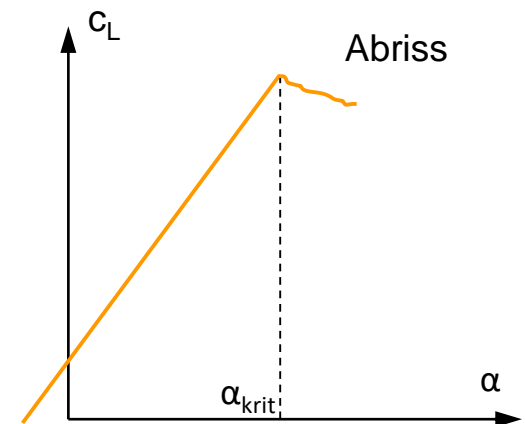
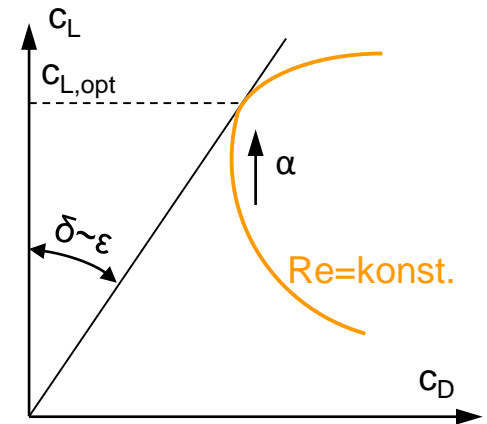
Tragflügeltheorie

Tragflügel-Eigenschaften

- c_L Auftriebsbeiwert
- c_D Widerstandsbeiwert
- δ Gleitwinkel
- ε Gleitzahl = $\tan \delta = c_D / c_L$



Profil-Polaren



4. Axialpumpe

Tragflügeltheorie

Schaufelkraft aus Impulssatz

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

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

$$\sin(\beta_\infty + \delta) c_L \rho l w_\infty^2 / 2 = \rho c_m t g H / u$$

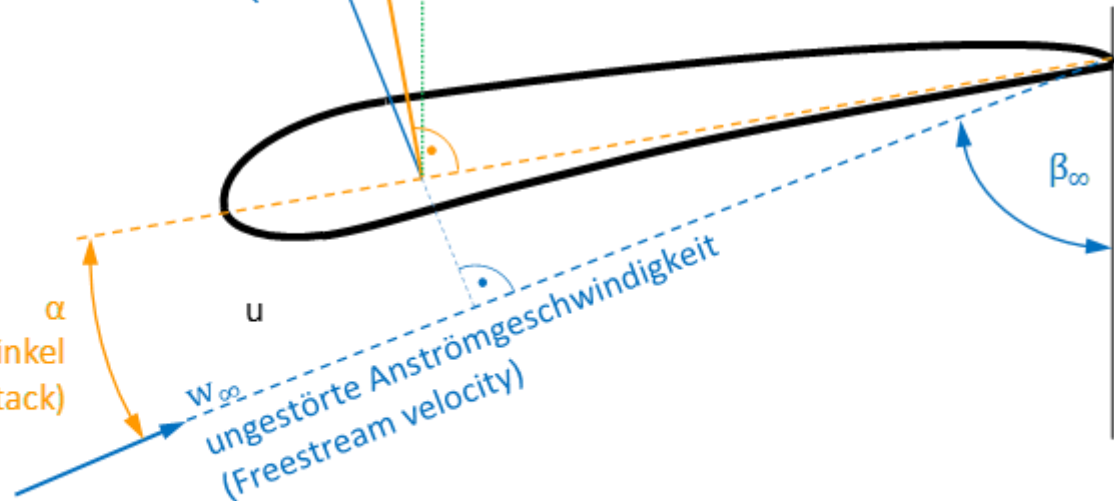
Gitterparameter
(Solidity)

Auslegungs-
punkt

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

Tragflügel-
eigenschaften

α
Anstellwinkel
(Angle of attack)



4. Axialpumpe

Tragflügeltheorie

Näherungen nach Gülich

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

mit

$$c_L \approx (1,2 \dots 1,35) \cdot \psi \approx 0,2 \dots 0,8$$

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

oder

$$l/t \approx 3,2 \cdot \psi \approx 0,4 \dots 1,2$$

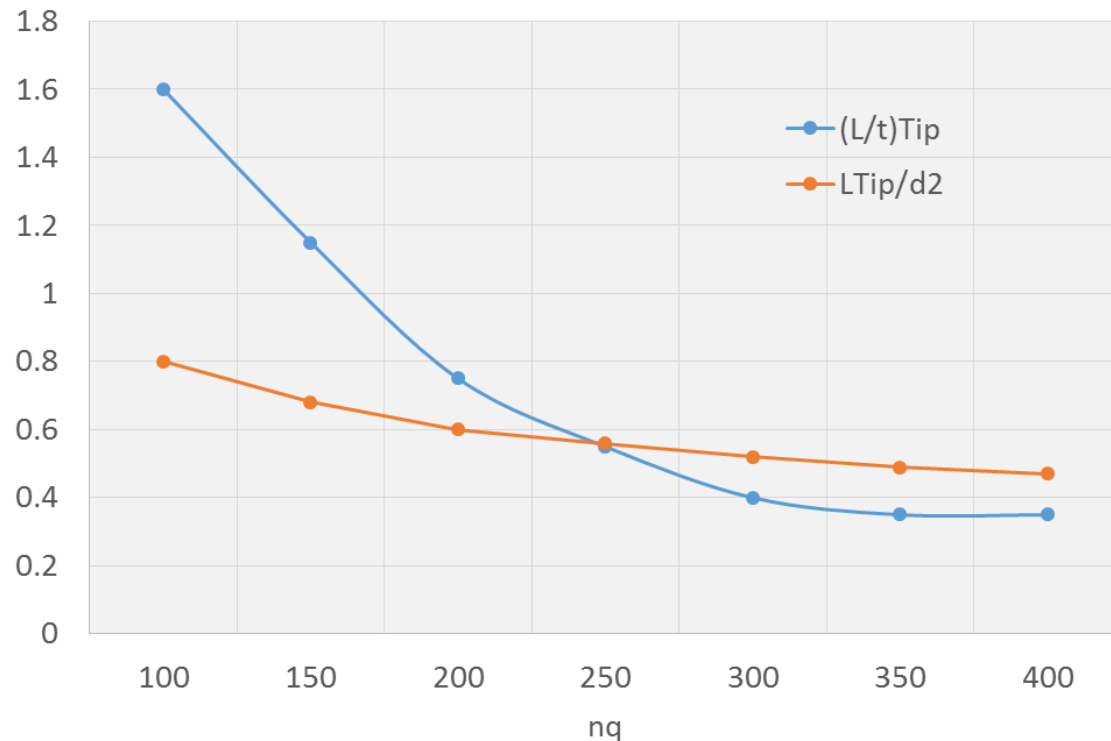
Relativ-Verzögerung nach Lieblein

Diffusionszahl

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

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

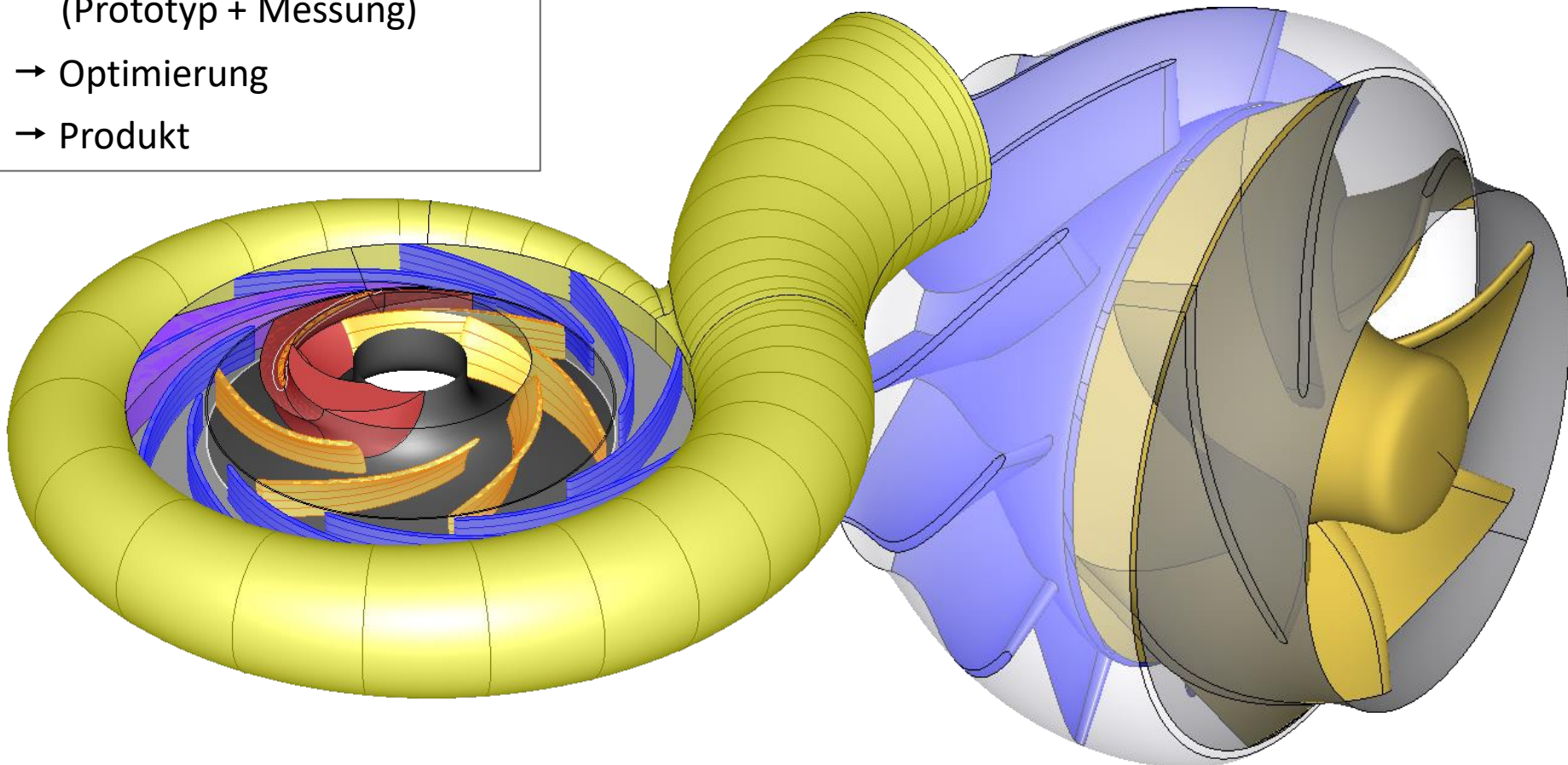
$$D_{fz, \text{Hub}} \leq 0,60$$



5. 3D-Modell

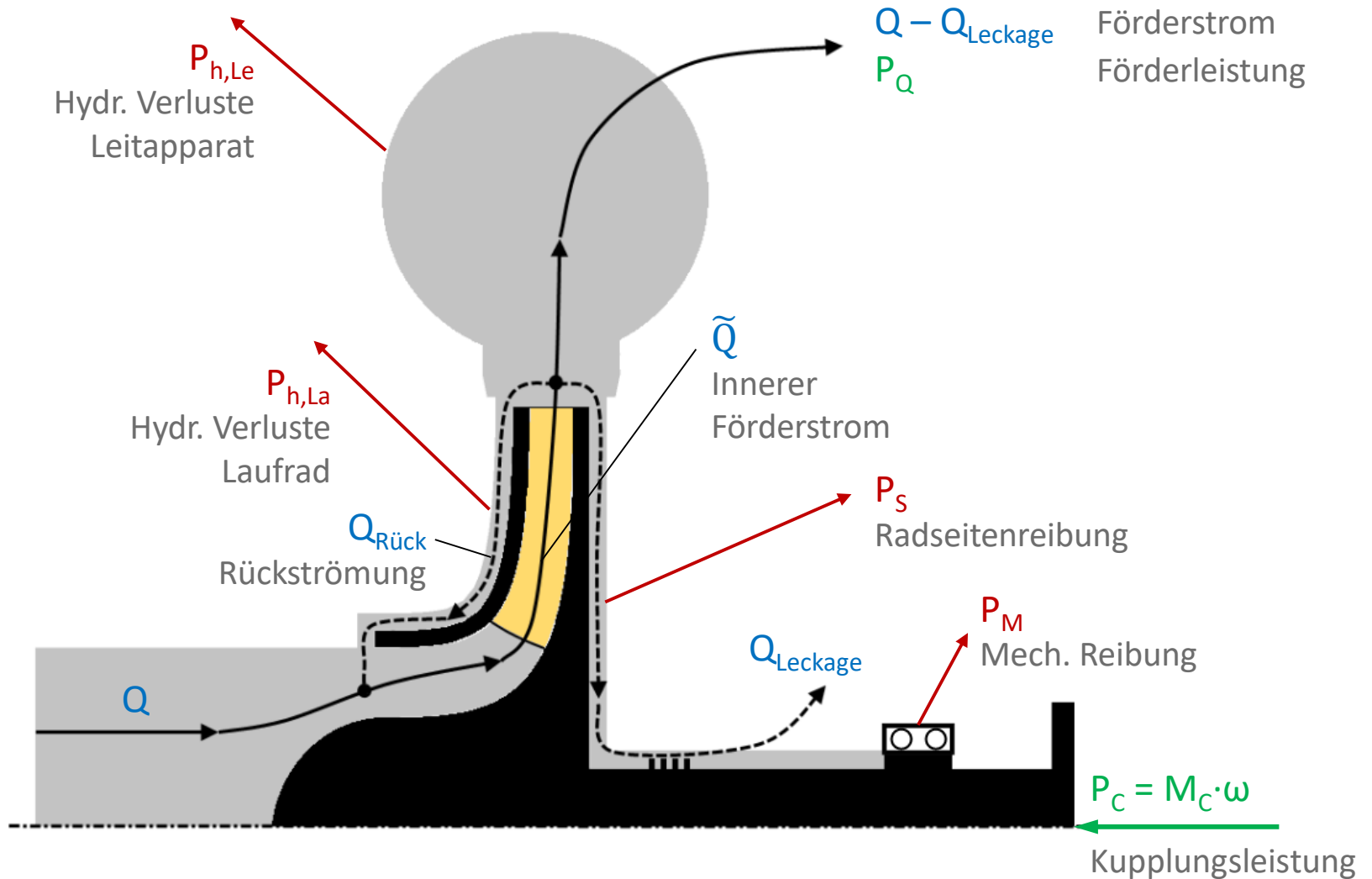
nach dem Entwurf der Pumpe

- CAD-Flächen-/ Solidmodell
- CFD-/FEM-Simulation
(Prototyp + Messung)
- Optimierung
- Produkt



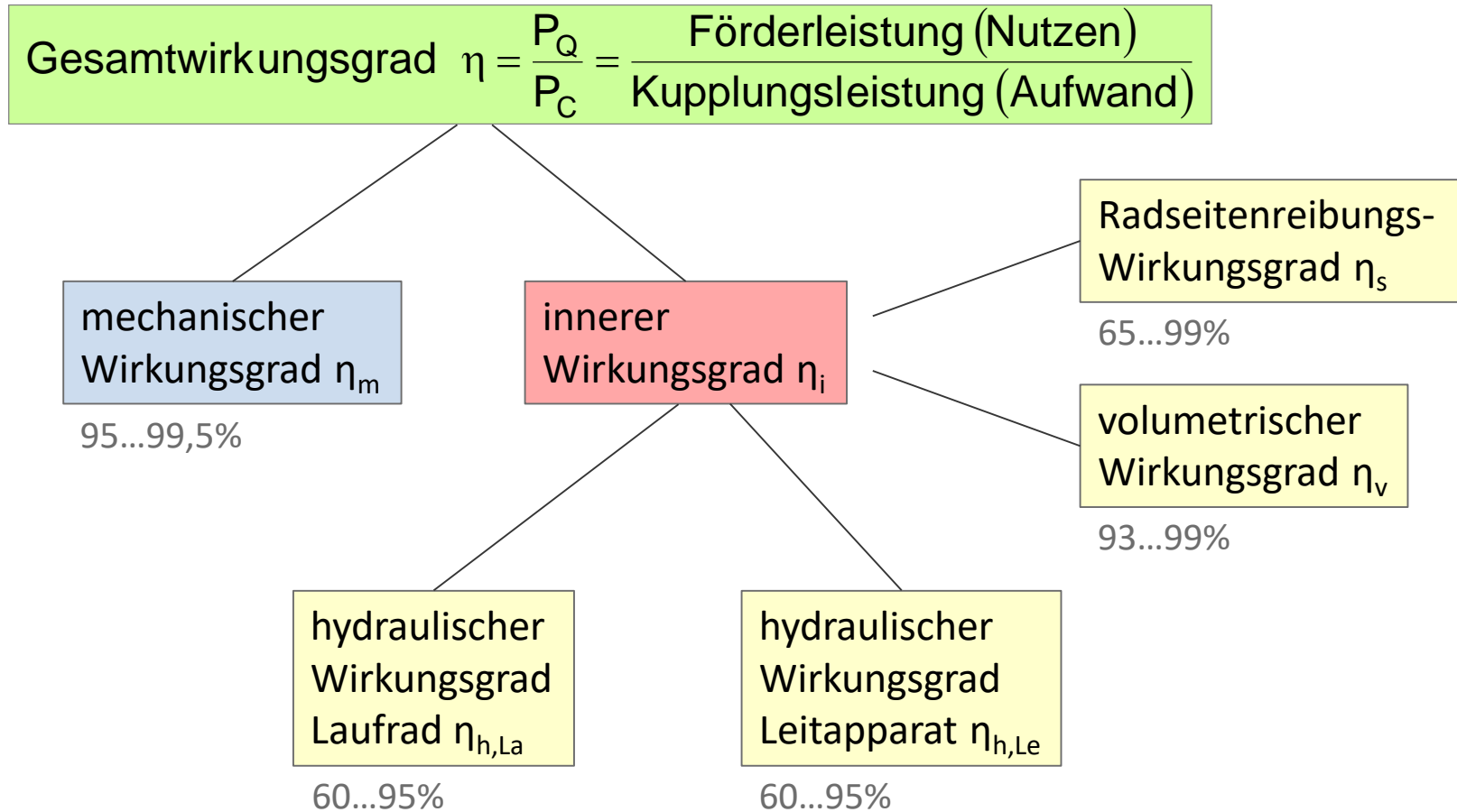
6. Wirkungsgrad

Verluste



6. Wirkungsgrad

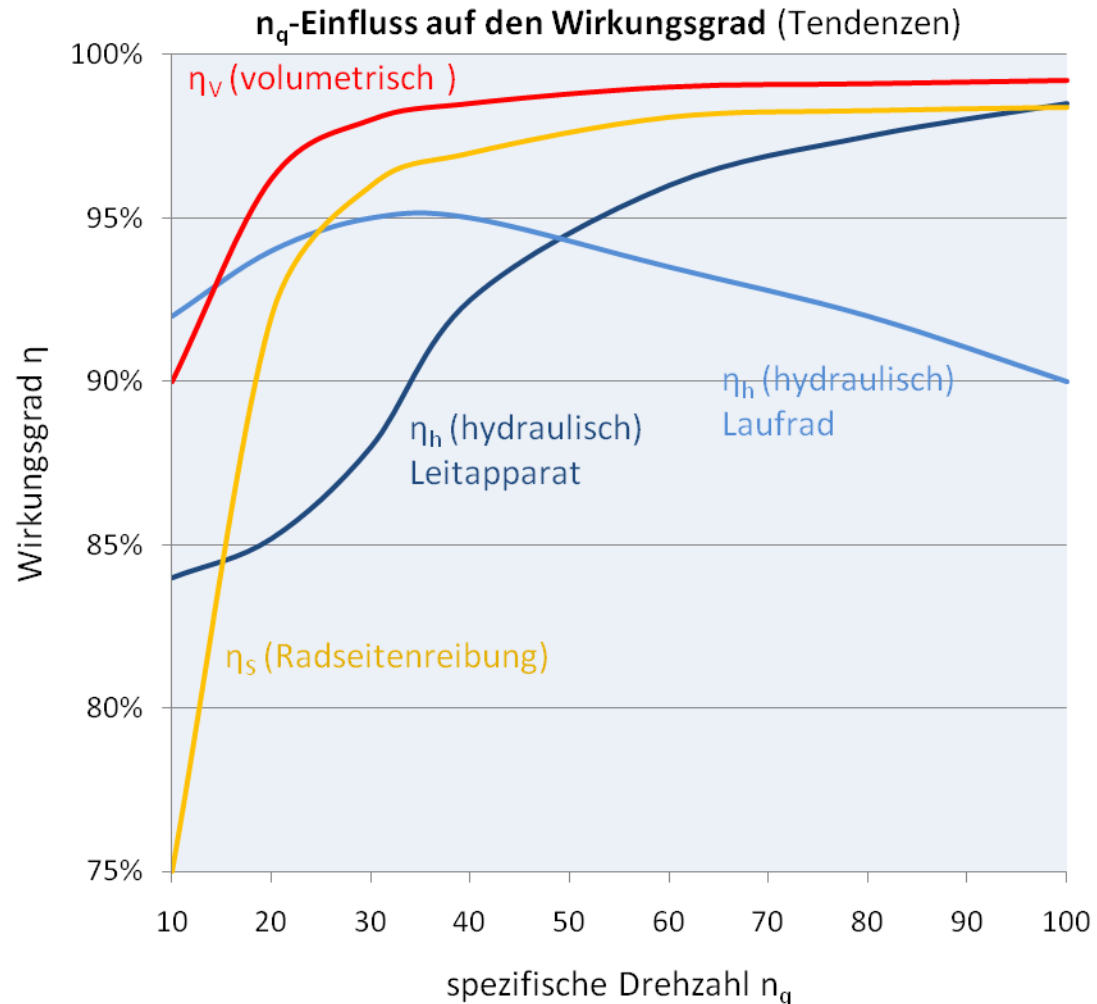
Teilwirkungsgrade



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



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

|
 | Dampfdruck des Fluids
 |
 | 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)

7. Saugfähigkeit

Kavitations-Kriterium

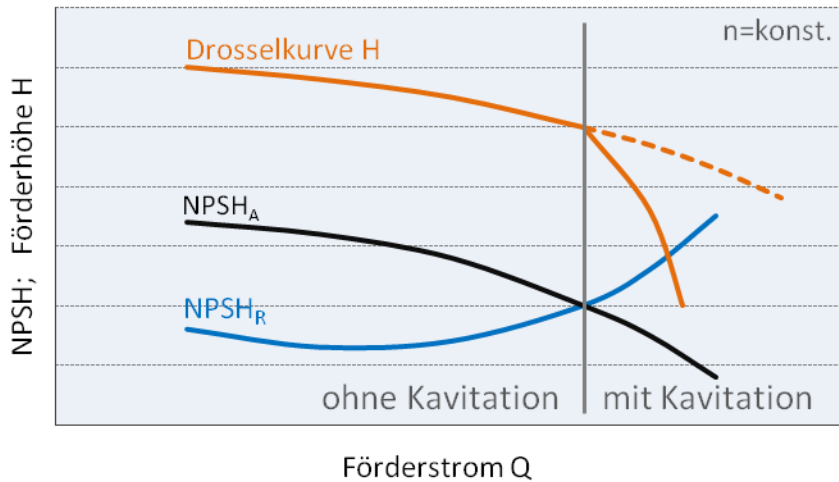
Vermeidung von Kavitation:

$$NPSH_A > NPSH_R$$

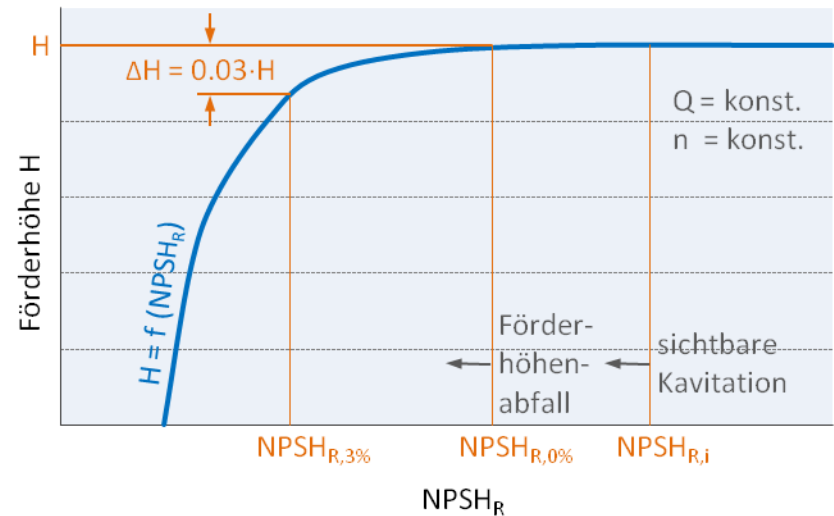
übliches Kavitationskriterium:

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

NPSH-Einfluss auf die Drosselkurve



Kavitationskriterien



Verbesserung der Saugfähigkeit

- Vergrößerung Saugmunddurchmesser d_s
- Verringerung Schaufelzahl

- Doppelflutige Laufräder
- vorgezogene Schaufel-Eintrittskante
- vorgeschalteter Inducer

7. Saugfähigkeit

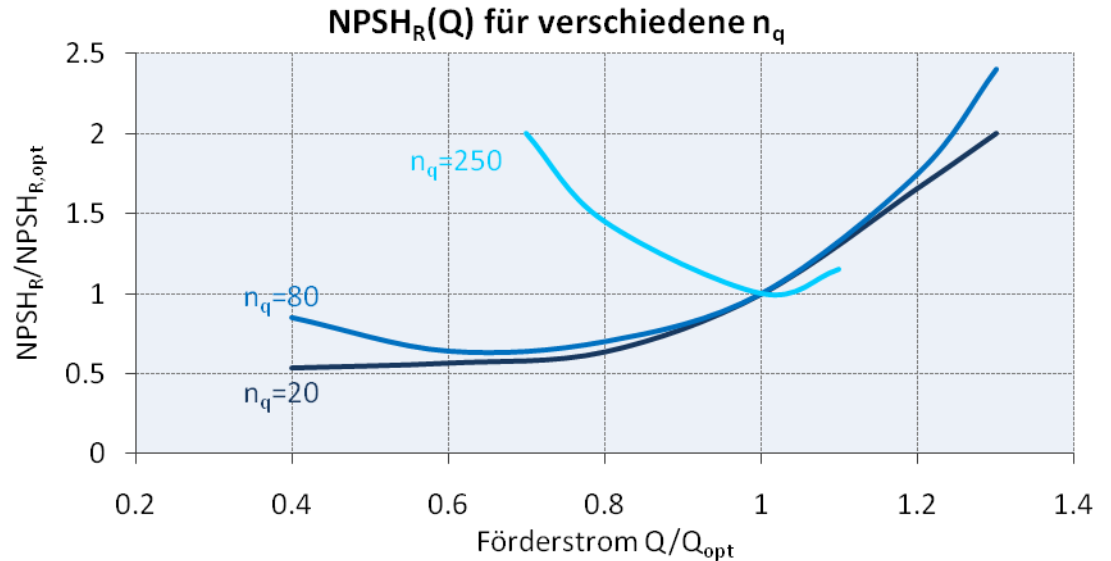
Berechnung

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 $\lambda_c = 1.1 \dots 1.35$; $\lambda_w = 0.1 \dots 0.3$

Petermann:
$$NPSH_R = 1/g \left(n \sqrt{Q} / S_q \right)^{4/3}$$

Saugkennzahl $S_q = 0.4 \dots 0.45$

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 $n_{SS} = 160 \dots 260$

Europump :
$$NPSH_R = (0.3 \dots 0.5) n \sqrt{Q}$$