

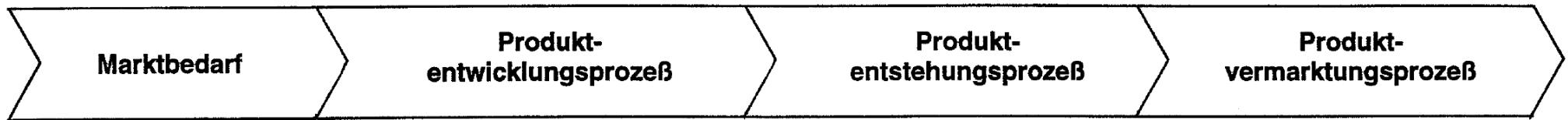
Pumpen und Verdichter

Prof. Jaberg

I.	Einleitung/Überblick über Bauarten.....	3
II.	Hydraulische Grundlagen, Kräfte in Strömungsmaschinen.....	27
III.	Kavitation.....	60
IV.	Ähnlichkeitsgesetze und dimensionslose Kennwerte.....	70
V.	Auslegung von Pumpen und Anlagen.....	84
VI.	Lebenszykluskosten und Betriebserfahrungen.....	137

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

aktuelle Institutsarbeit



- Anwendungen
- Funktionslastenheft

- Konstruktionsprozeß
- Vernetzung mit allen erforderlichen Arbeiten

- neue Fertigungsverfahren
- Arbeitsorganisation

- Anwendungen
- Sales Force Targeting
- Vertriebsschulung

herkömmliche Institutsarbeit

- Strömung in hydraulischen Maschinen und Anlagen
- hydraulische Auslegung und Berechnung

I. Einleitung/Überblick über Bauarten

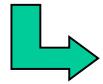
Pumpen und Verdichter folgen beide denselben zwei Wirkprinzipien

Pumpen :	Flüssigkeiten	}	= Fluide
Verdichter:	Gase		

Bei mehrphasigen Fluiden ist der Übergang zwischen Pumpen und Verdichtern fließend.

Zwei Wirkprinzipien

1.) Strömungsmaschinen: hydrodynamisch



Kreiselpumpen, Turboverdichter

2.) Verdrängermaschinen: hydrostatisch



Oszillierende Verdränger



Kolbenpumpe, Kolbenverdichter, Membranpumpe, Membranverdichter etc. pp



Rotierende Verdränger

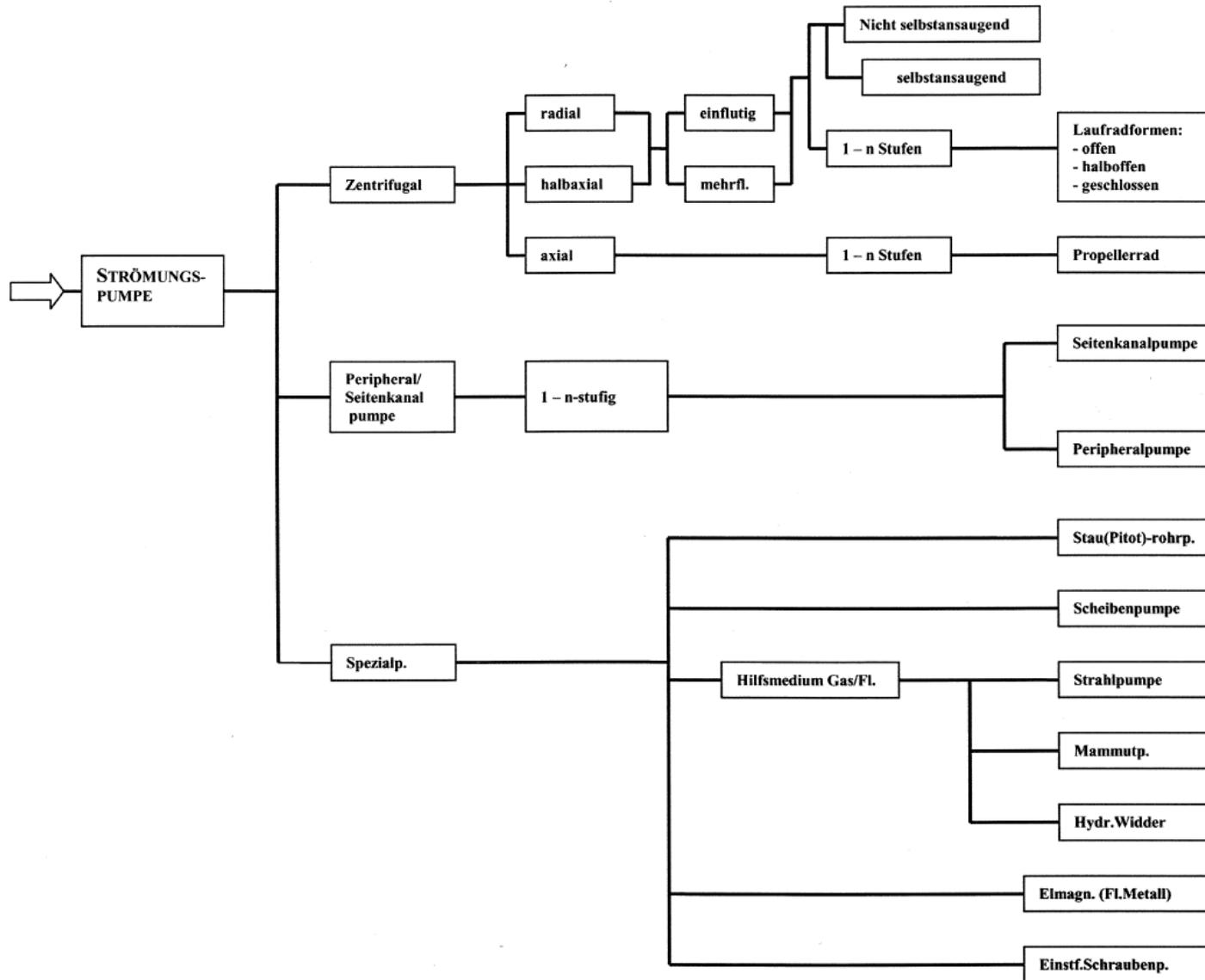


Schraubenpumpe, Schraubenverdichter

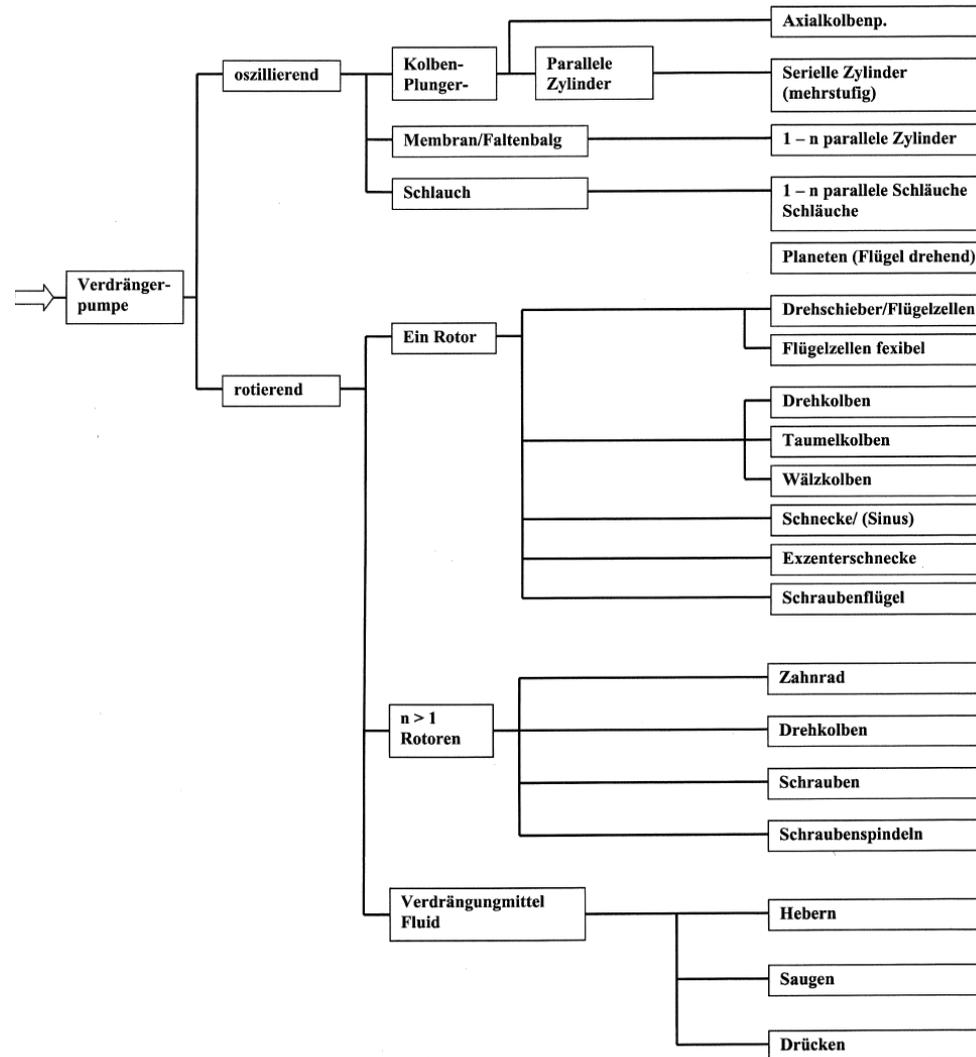


Drehkolbenpumpe, Drehkolbenverdichter etc. pp

Überblick über Strömungsmaschinen



Überblick über Verdrängermaschinen



Funktionsweisen von Strömungs- und Verdrängermaschinen

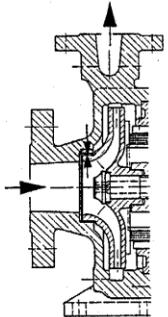
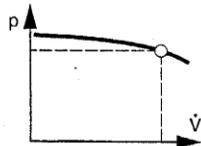
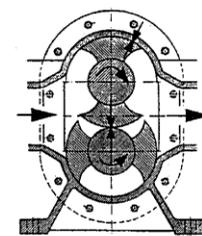
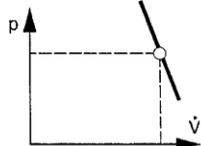
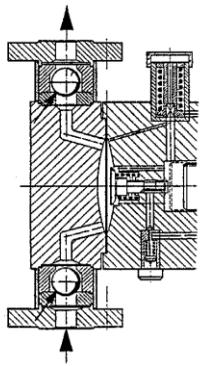
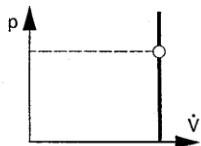
Endliche Spaltweite  Leckage

- Kreiselpumpen
- rotierende Verdrängerpumpen

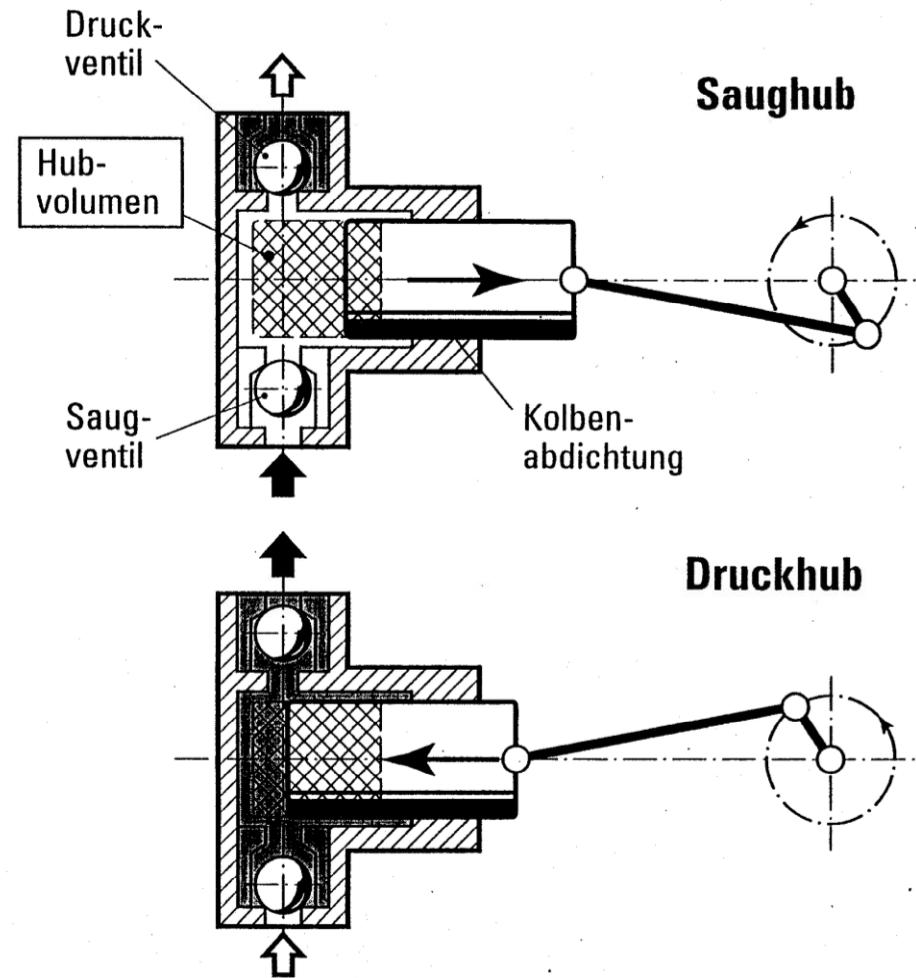
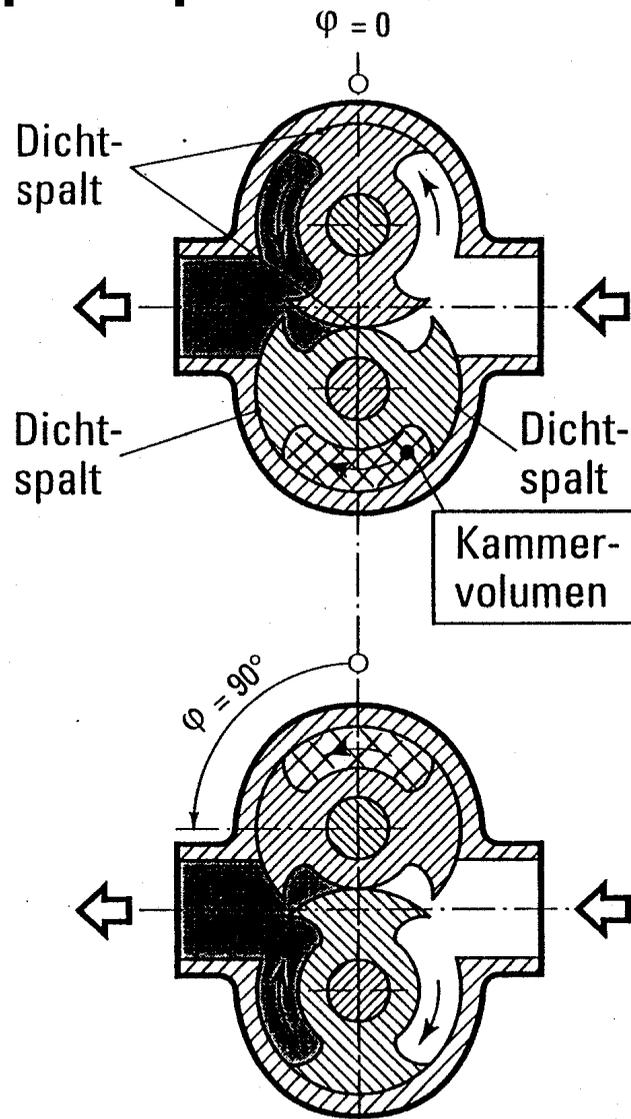
Kein Spalt  keine Leckage

- Oszillierende Verdränger
 drucksteife Kennlinie

Membranpumpen: hermetisch dicht

Vergleich dynamischer Dichtungen in Pumpen	Spaltweite der Dichtung	Relativgeschw. im Dichtspalt	Förderkennlinien
	groß	sehr groß	
	gering	groß	
	Null!	Null!	

Funktionsprinzip



Vorgriff Definition spezifische Schnellläufigkeit spezifische Drehzahl

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Bei sehr niedrigen n_q

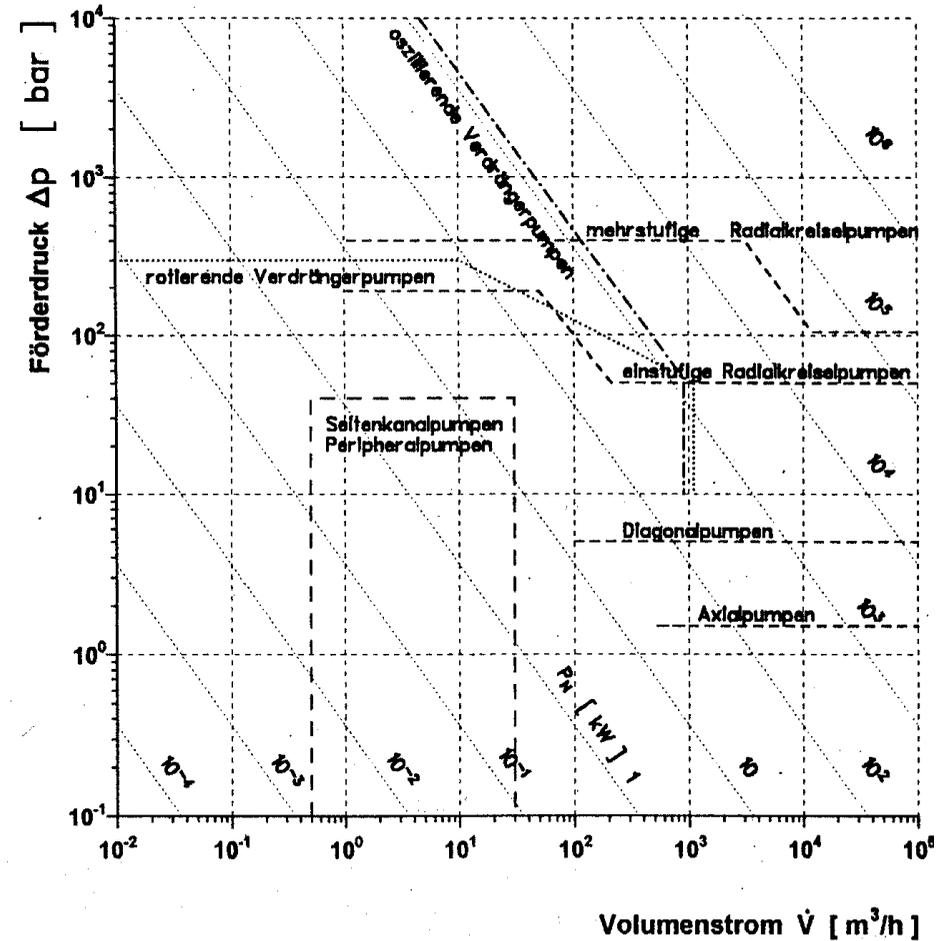
Q verhältnismäßig klein

H verhältnismäßig groß

können Kreiselpumpen nicht mehr sinnvoll eingesetzt werden.

Besser:

- Rotierende Verdrängerpumpen
- Oszillierende Verdrängerpumpen
- Seitenkanalpumpen
- Peripheralradpumpen



Bauarten von Verdrängerpumpen und deren Anwendungen

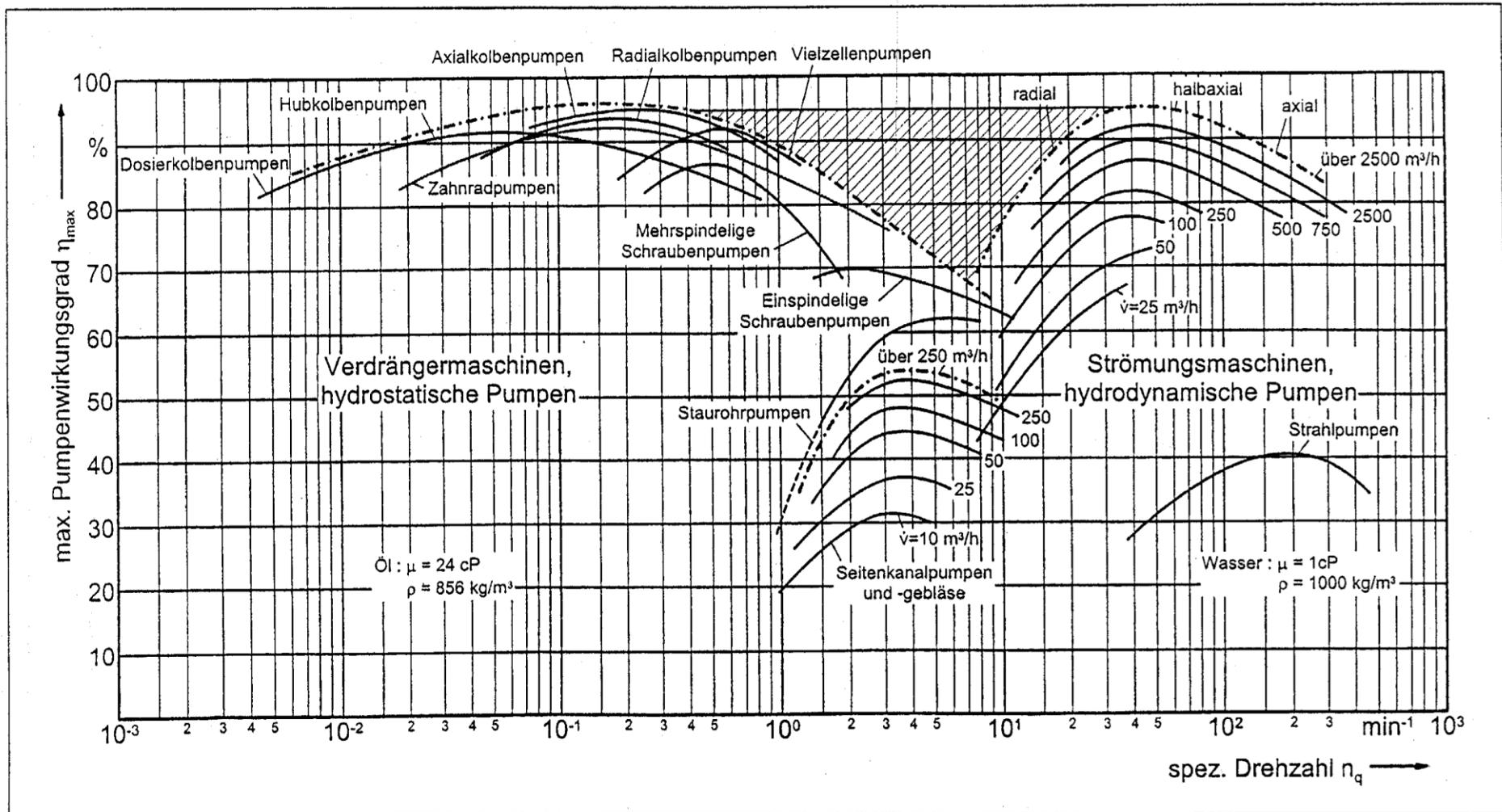


Bild 1: Bereiche des optimalen Wirkungsgrads für verschiedene Pumpenarten über der spezifischen Drehzahl n_q

Quelle: Fritsch, Grabow

Die Variantenvielfalt von Kreiselpumpen ist enorm: viele verschiedene Anwendungen

Laufrad	radial	diagonal	axial	Sonder			4
Schaufelanzahl	1-schaufelig	Kanalrad	mehrschaufelig				3
Leiteinrichtung	Ringraum	Einfachspirale	Doppelspirale	Leitrad			4
Stufen	1-stufig	mehrstufig					2
Fluten	1-flutig	2-flutig	mehrflutig				3
Anlageneinbau	Off-line	In-line	Sumpf				3
Antrieb	E-Motor und GLRD	Spaltrohr- motor	U-Motor	E-Motor mit Magnetkupp.	Dieselmotor und GLRD	Turbine und GLRD	6
Aufstellung	Blockp.	Lagerträgerp.	Tauchmotorp.	Langwellenp.			4

8 Baugruppen

20736 Bauformen

Hauptcharakteristika 29

Der vielfältigste Einsatzbereich für

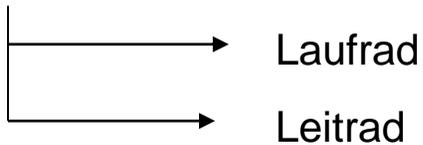
Pumpen im allgemeinen

 Kreiselpumpen im speziellen

.....ist die Verfahrenstechnik

Klassifikationen nach

- Bauart der Hydraulik



- Bauart des Aggregats
- Aufstellungsart
- Antrieb
- Materialausführung

Bauarten der Hydraulik: 1. Laufrad

Die Form des Laufrads hängt ab von der Schnellläufigkeit n_q

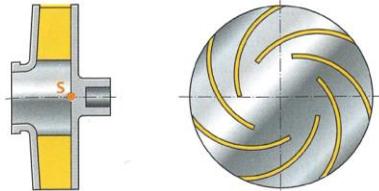


Abb. 1 Laufrad: Radialrad mit rein radialen Schaufeln, Staupunktrad, Staupunkt S (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

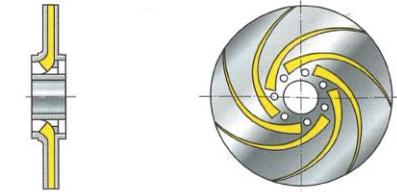


Abb. 2 Laufrad: Radialrad mit Schaufeln, die sich bis in den Saugmund erstrecken (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

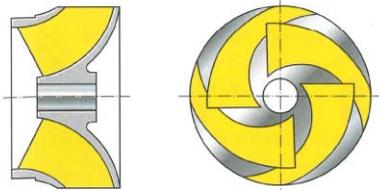


Abb. 3 Laufrad: Halbaxialrad (Schraubenrad, Diagonalrad) (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

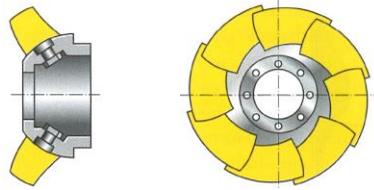


Abb. 4 Laufrad: Halbaxialrad (halbaxialer Propeller)

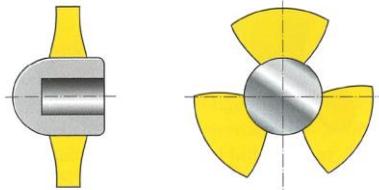


Abb. 5 Laufrad: Axialrad (axialer Propeller)

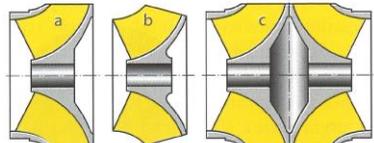


Abb. 6 Laufrad: Zur Unterscheidung von geschlossenen und offenen, von einströmigen und zweiströmigen Laufrädern, gezeigt an einem Schraubenrad a) geschlossenes Laufrad, einströmig; b) offenes Laufrad, einströmig; c) geschlossenes Laufrad, zweiströmig

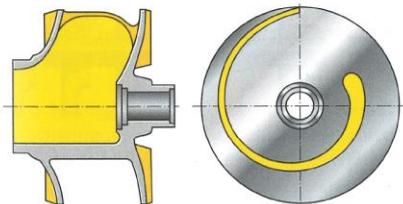


Abb. 7 Laufrad: geschlossenes Einschaufelrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)

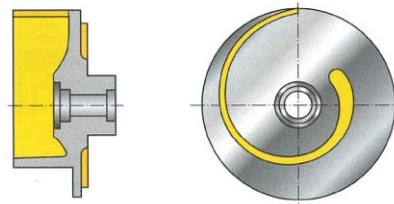


Abb. 8 Laufrad: offenes Einschaufelrad

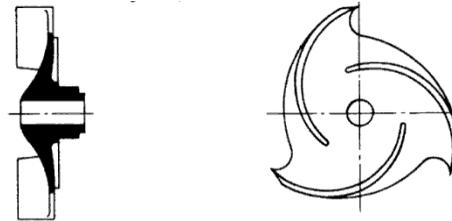


Bild 13: offenes Dreikanalrad mit zylindrischen Schaufeln



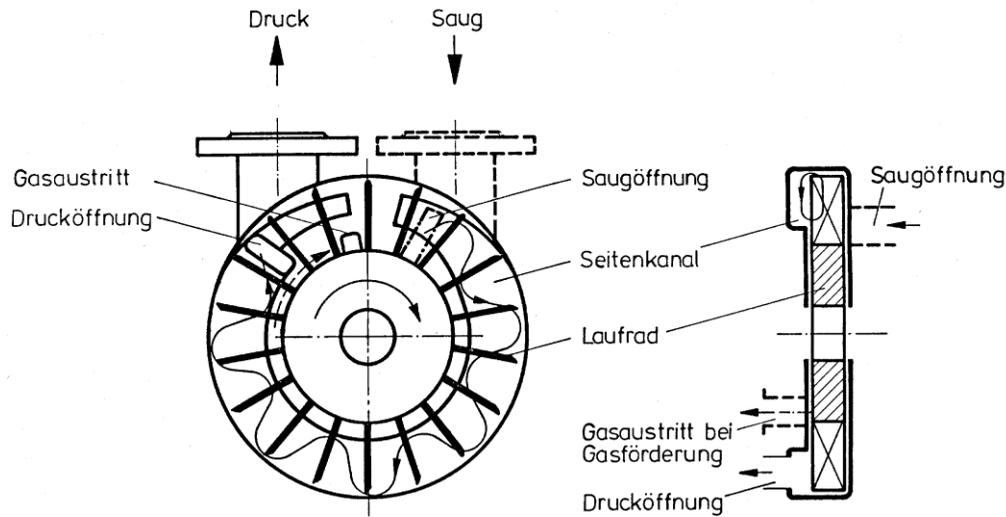
Freistromrad für Flüssigkeiten mit groben oder langfaserigen Feststoffen und Gas-einschlüssen

•Quelle: KSB

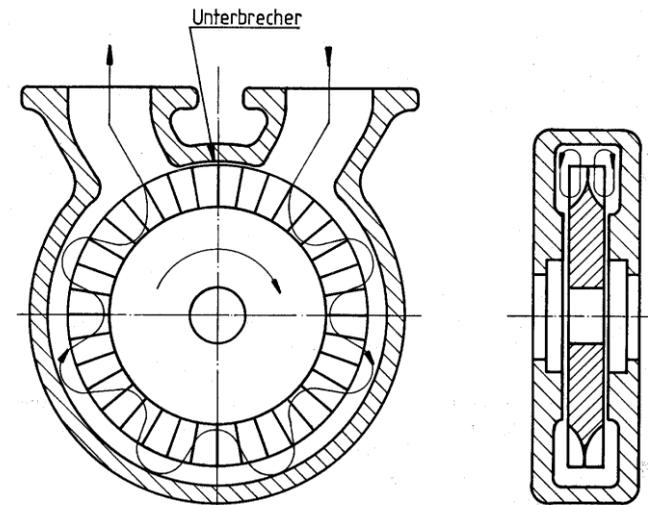
Die Anzahl der Laufschaufeln nimmt von ca. 7-9 mit zunehmender Schnellläufigkeit ab bis 2-3

Sonderbauformen

Seitenkanalpumpe

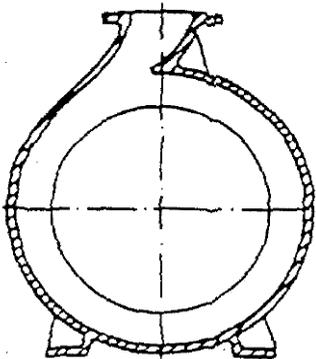


Peripheralradpumpe

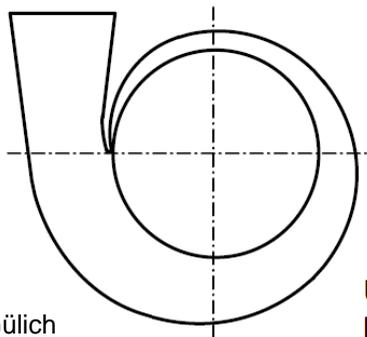


Bauart der Hydraulik: 2. Leitrad

Ringraum

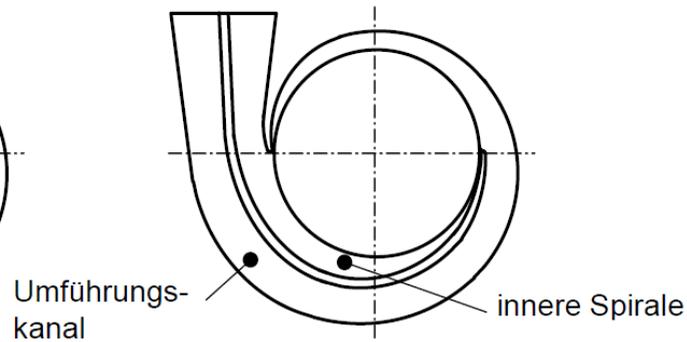


Spirale



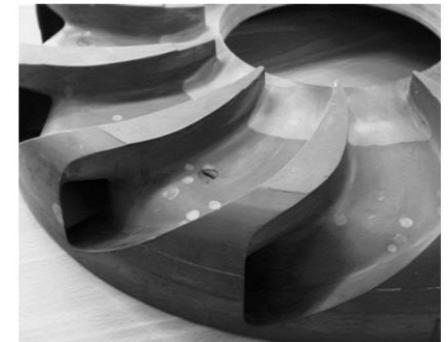
Quelle: Gülich

Doppelspirale



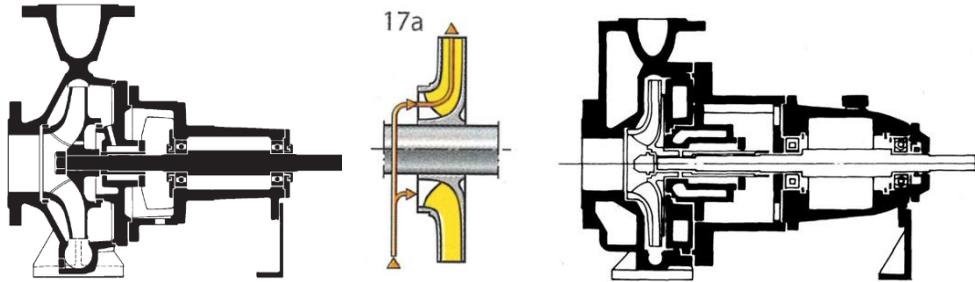
Leitrad

mit geschlossenen Überströmkanälen



Bauart des Pumpenaggregats

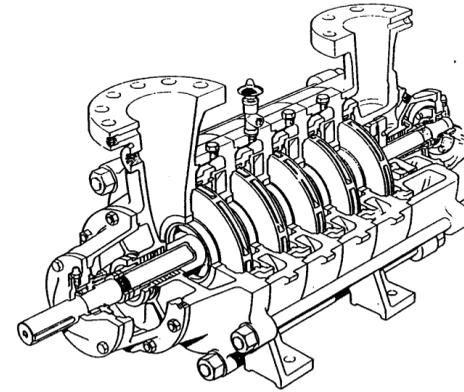
einstufig



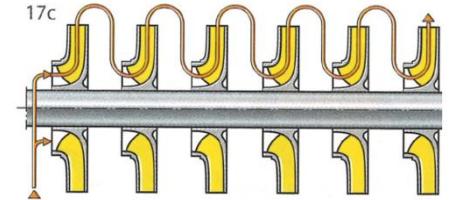
Wasser-Normpumpe
offline

Chemie-Normpumpe
offline

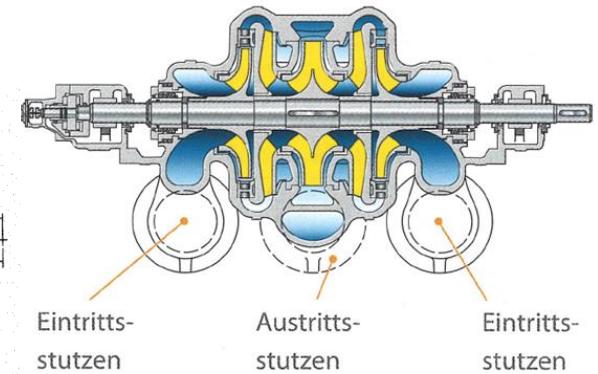
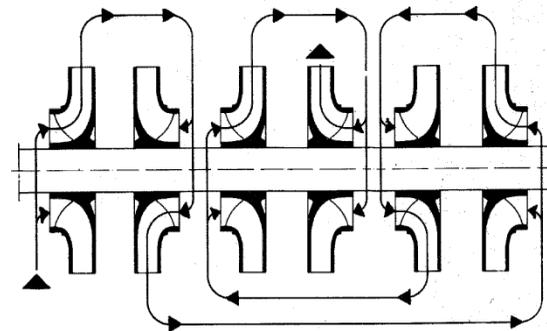
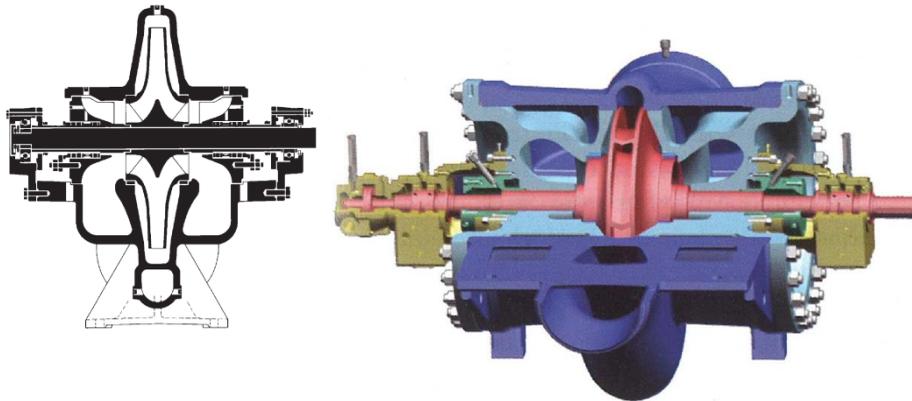
einflutig



mehrstufig

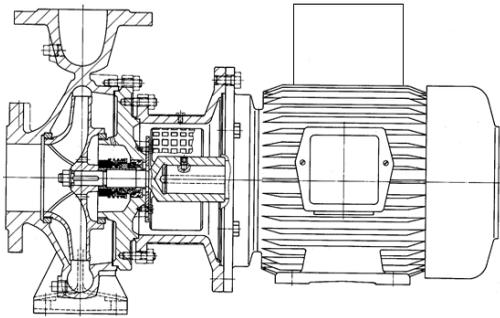


mehrflutig

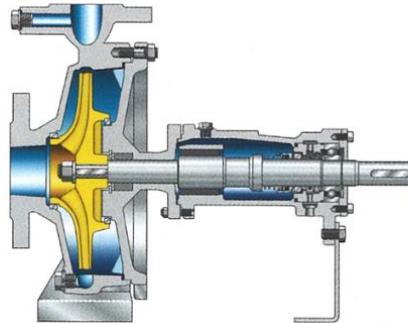


Quelle: KSB

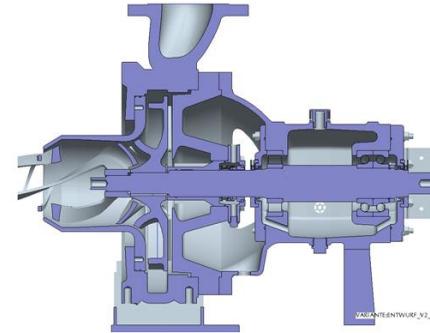
Aufstellungsart Konventionen (trocken aufgestellter Motor)



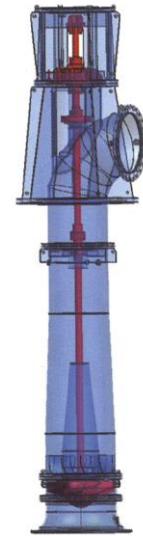
Blockpumpe



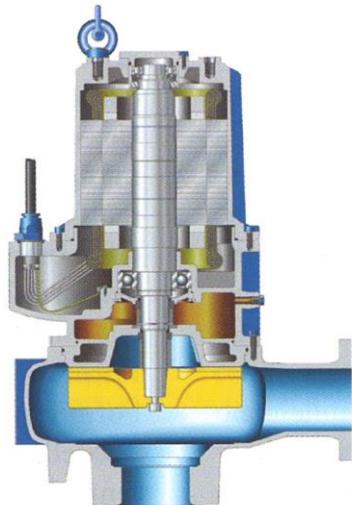
Heißwasser-/
Wärmeträgerpumpe



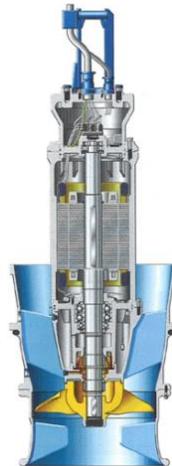
Prozesspumpe



Rohrgehäusepumpe

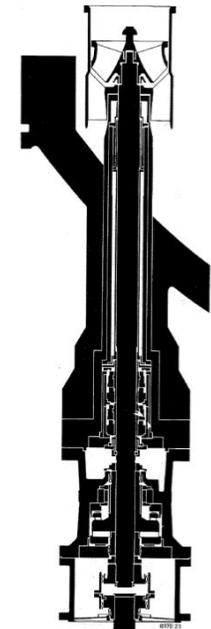


Tauchwasserpumpe für Frischwasser (rechts)
und Abwasser (links)



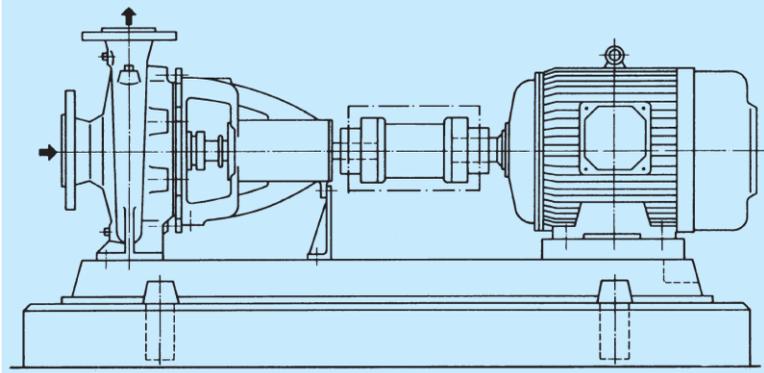
Bohrlochwellenpumpe
(links)

Einsteckpumpe mit
Wellendichtung für
Siedewasserreaktoren
(rechts)

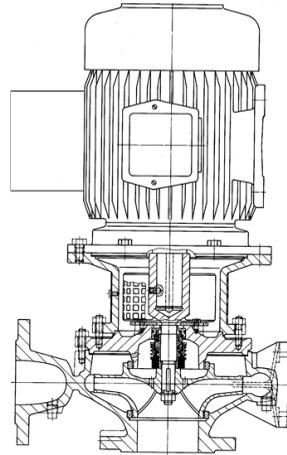


Quelle: KSB

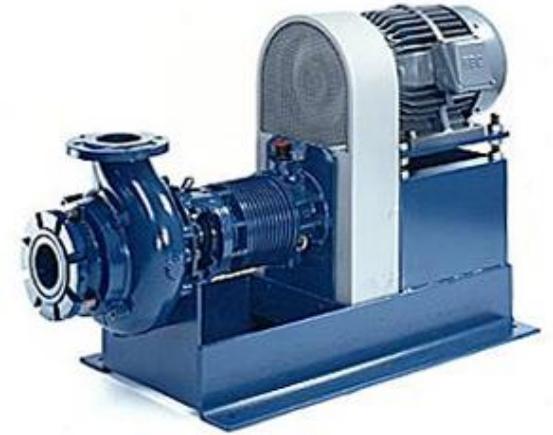
Antrieb konventionell



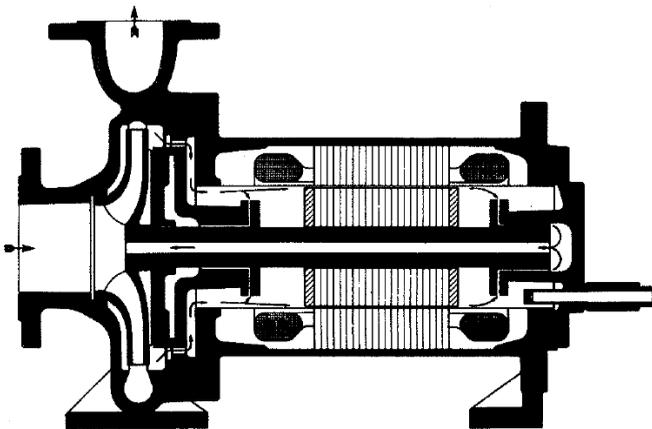
Kupplung



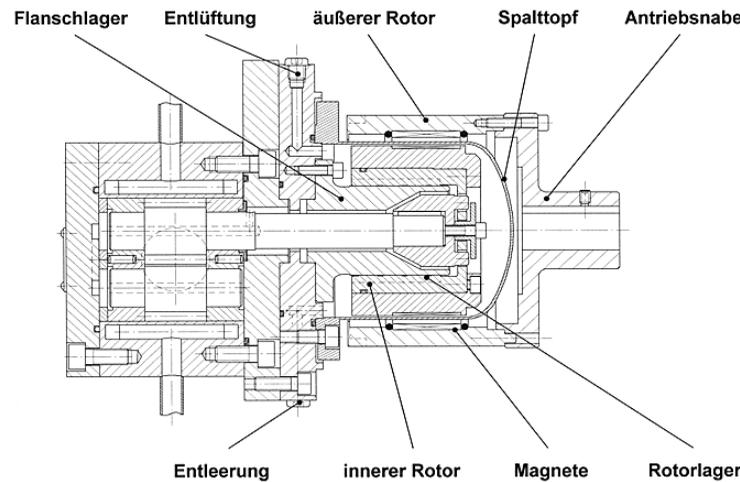
Blockpumpe



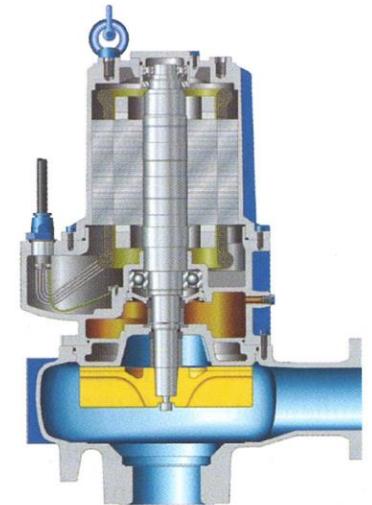
Riemenantrieb



Spaltrohrmotor



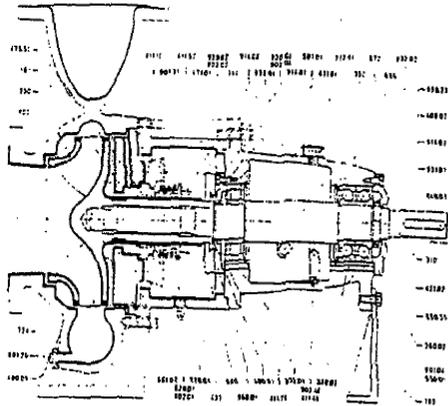
Magnetkupplung



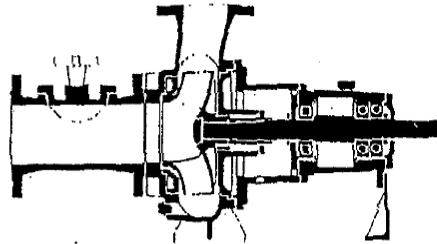
Tauchmotor

Materialausführung

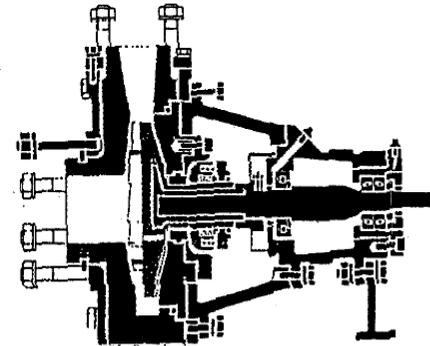
gummiert



metallisch



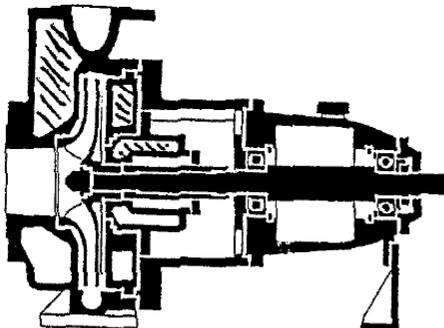
Kunststoff



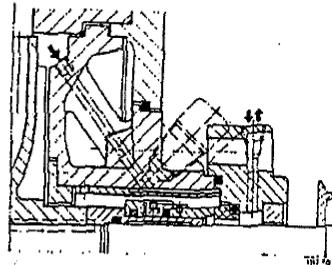
Titan/Hastelloy

ohne Abbildung

mit Kühlung/Heizung



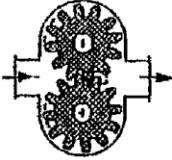
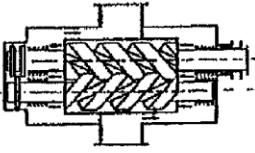
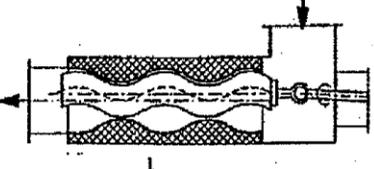
mit Spülung



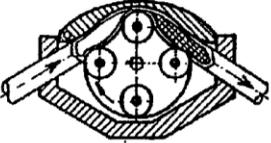
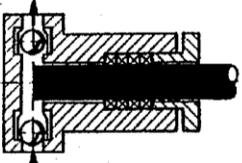
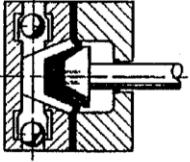
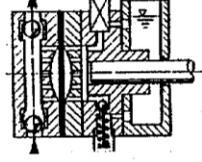
für Lebensmittel

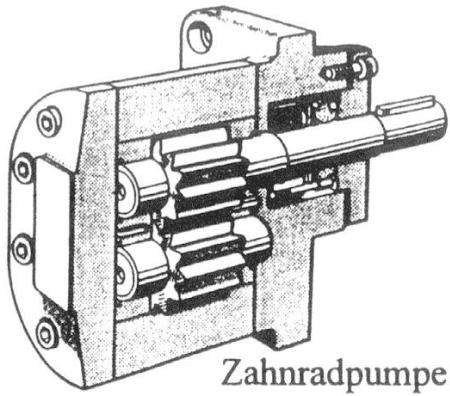
ohne Abbildung

Bauarten rotierender Verdrängerpumpen

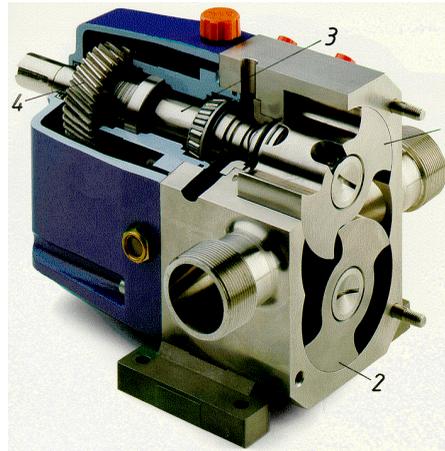
Graphische Symbole nach DIN 30600		Konstruktionsprinzip	Maximale Drehzahl [min ⁻¹]	Förderstrompulsation	Fördergenauigkeit hoch-/nieder-viskos
Pumpengattung	Bauart				
		Za 	1500 (3000)	mäßig	+/o
		Zi 	1500 (3000)	mäßig	+/o
		K2 	750	gering	o/-
		Sp 	1500 (3000)	sehr gering	+/o
		E 	750 (1500)	gering	o/-

Bauarten rotierender und oszillierender Verdrängerpumpen

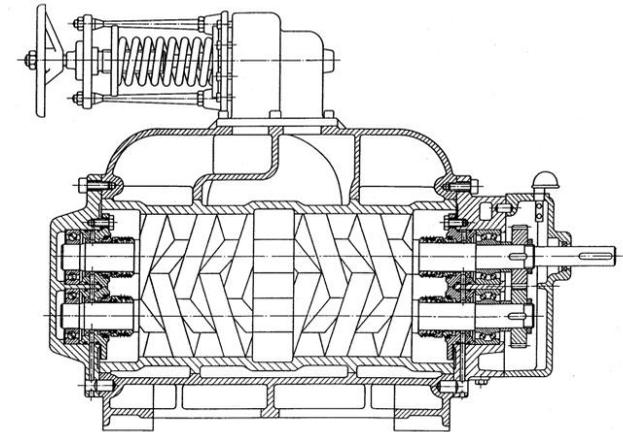
Graphische Symbole nach DIN 30600		Konstruktionsprinzip	Maximale Drehzahl [min ⁻¹]	Förderstrompulsation	Fördergenauigkeit hoch-/nieder-viskos
Pumpengattung	Bauart				
		F 	750	mäßig	+/0
		S 	150	mäßig	o/-
		K 	750 (1500)	ausgeprägt ⁽¹⁾	++
		Mm 	300 (750)		+
		Mh 	200 (300)		++



Zahnradpumpe

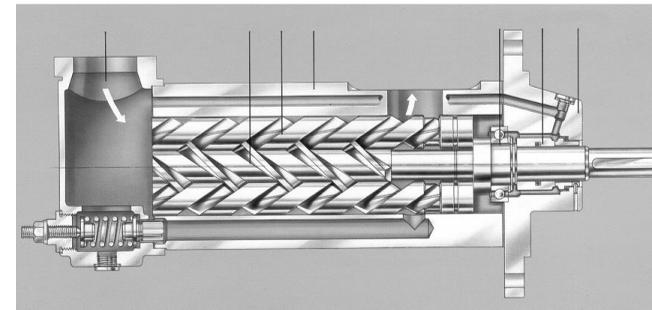
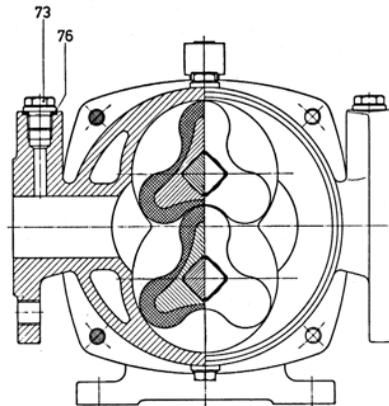
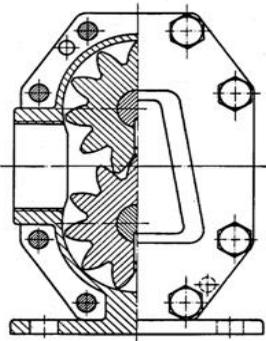


Drehkolbenpumpe



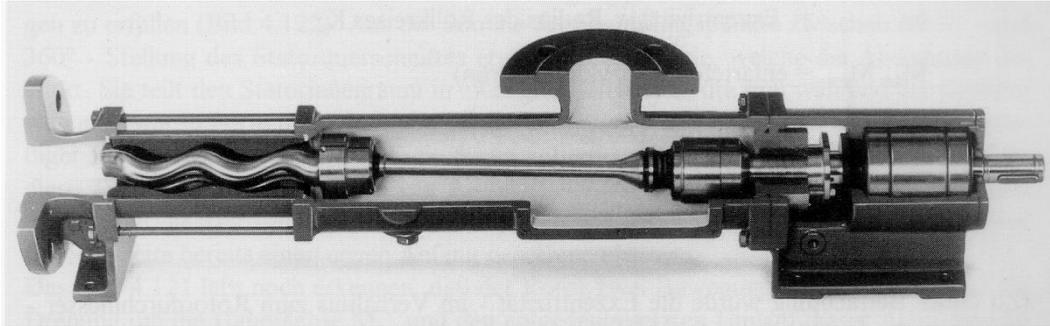
Schraubenspindelpumpe

Schnitt A-B
Cross section A-B

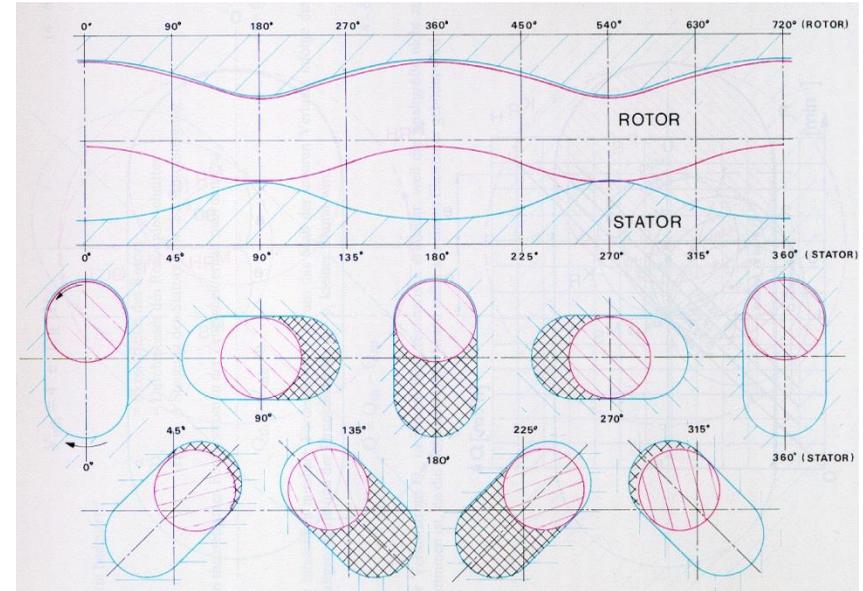


Quelle: Neumaier

Exzentrerschnecke



Quelle: Neumaier



Quelle: Neumaier

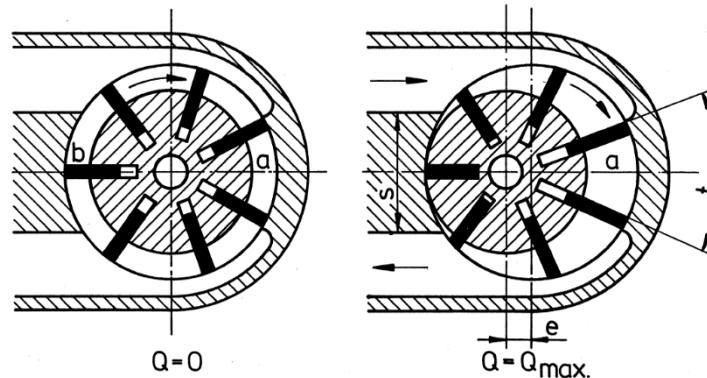
Flügelzellenpumpe

Sehr altes Prinzip (Ramelle 1588)

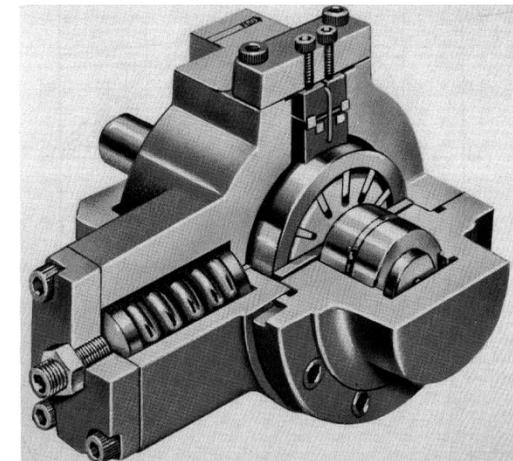
Sehr geringe Pulsation, hoher Wirkungsgrad

Funktion eng verwandt mit Kolbenpumpe

Hersteller: Vickers, Mannesmann-Rexroth



Quelle: Neumaier



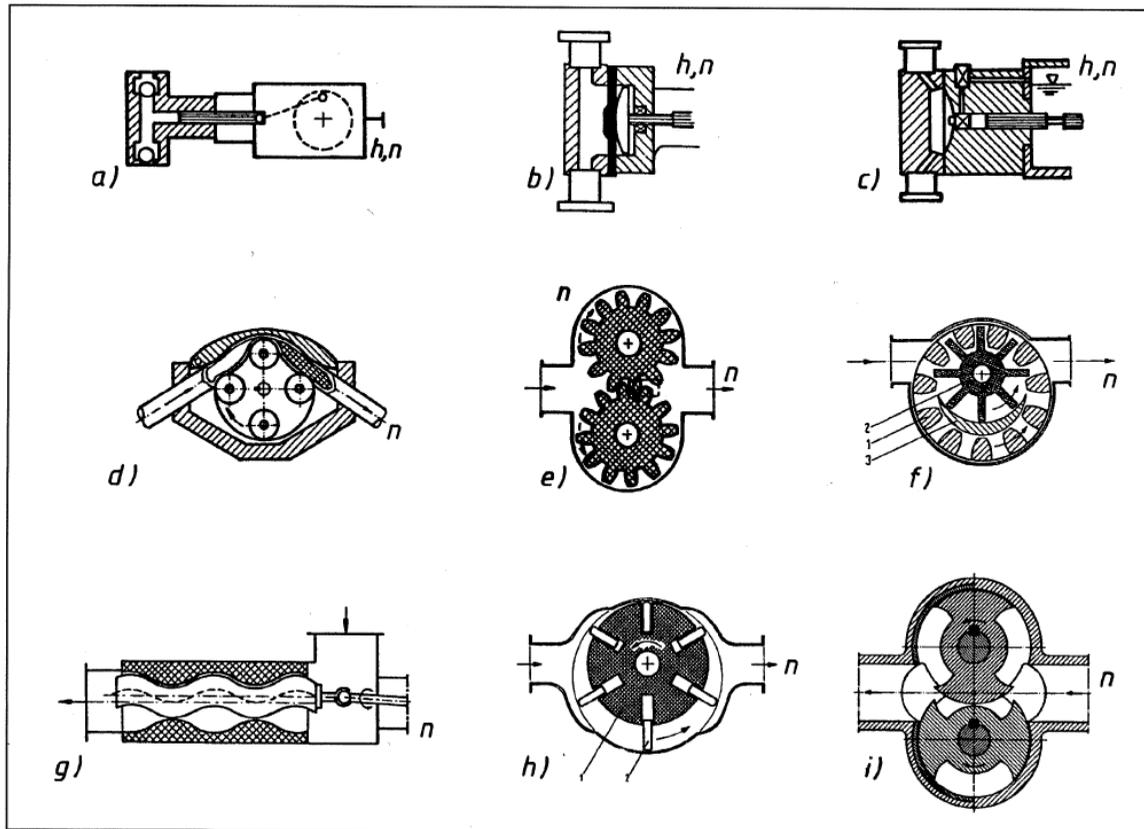
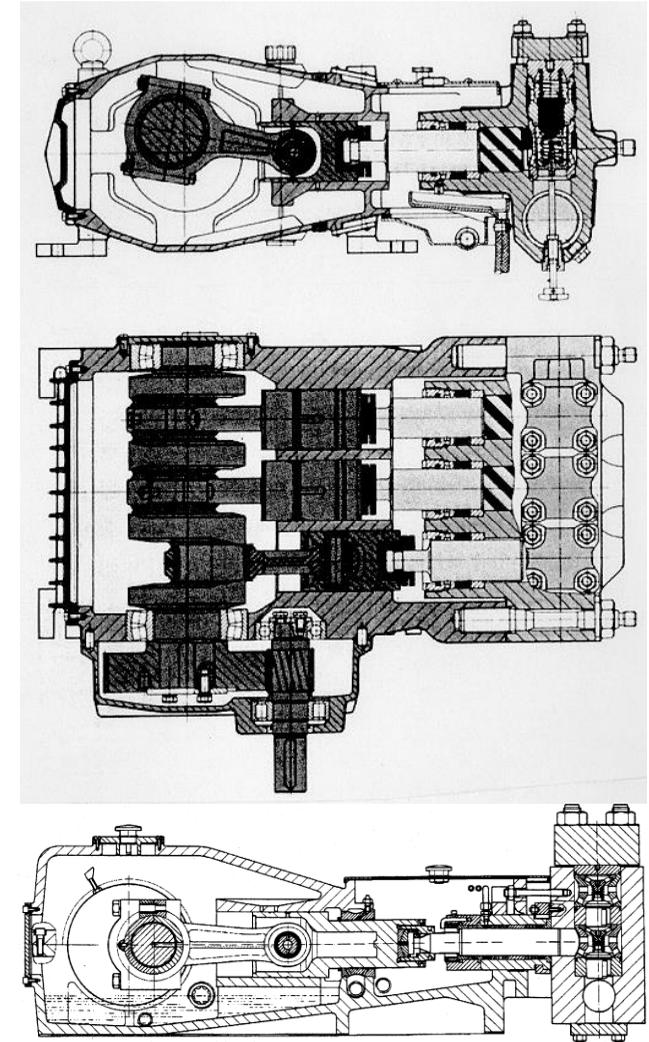


Bild 4.3: Verdrängerdosierpumpen

a) b) c) Kolben/Membran/Faltenbalg (oszillierend); d) Schlauch; e) f) Zahnrad; g) Exzentrerschnecke (auch Schraubenspindel); h) Flügelzelle; i) Kreiskolben

Quelle: Vetter - Dosierpumpen



Plunger- und Kolbenpumpe

Quelle: VEB Pumpen und Verdichter

Membranpumpen

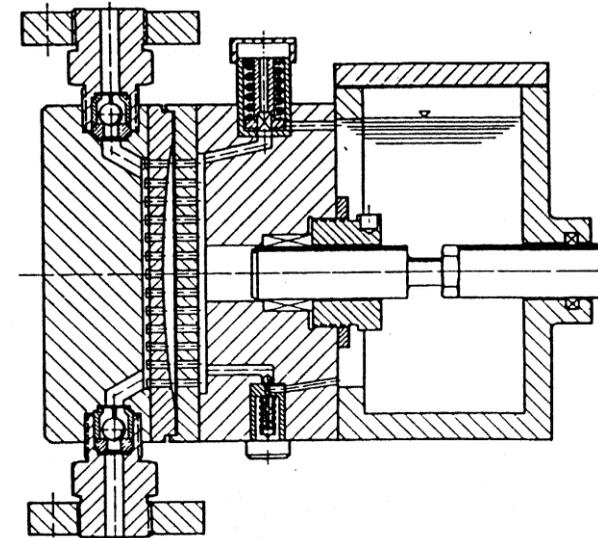
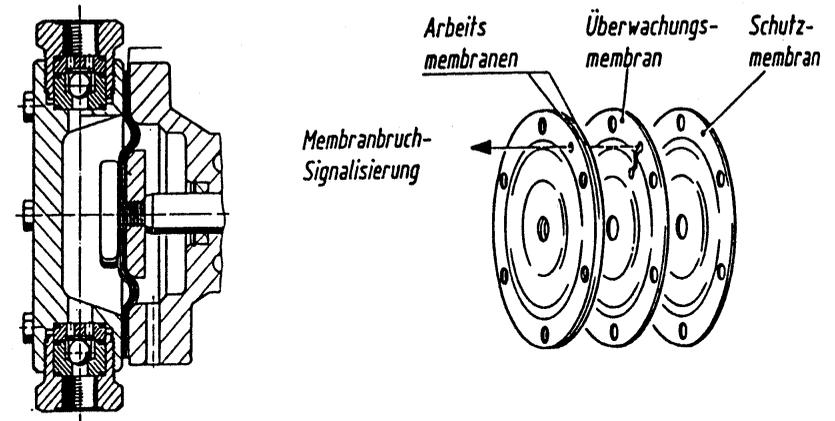
Zur hermetischen Abdichtung einer Kolbenpumpe
Trenn-Membran zwischen Kolben und Arbeitsfluid
= statische Dichtung

Mechanisch angetriebene Membran: bis 20 bar
(Materialgrenze, bis dahin heute sehr zuverlässig)
häufigste Bauart

Höhere Drücke (typisch für Kolbenpumpen)
hydraulisch angetriebene Membran
Druckausgeglichene Membran bis 4000 bar
(prinzipiell aber keine Grenze)

Leistung bis 1 MW

Weiterer Einsatzbereich: Dosierpumpen



Membranpumpenkopf mit hydraulisch angetriebener Membran

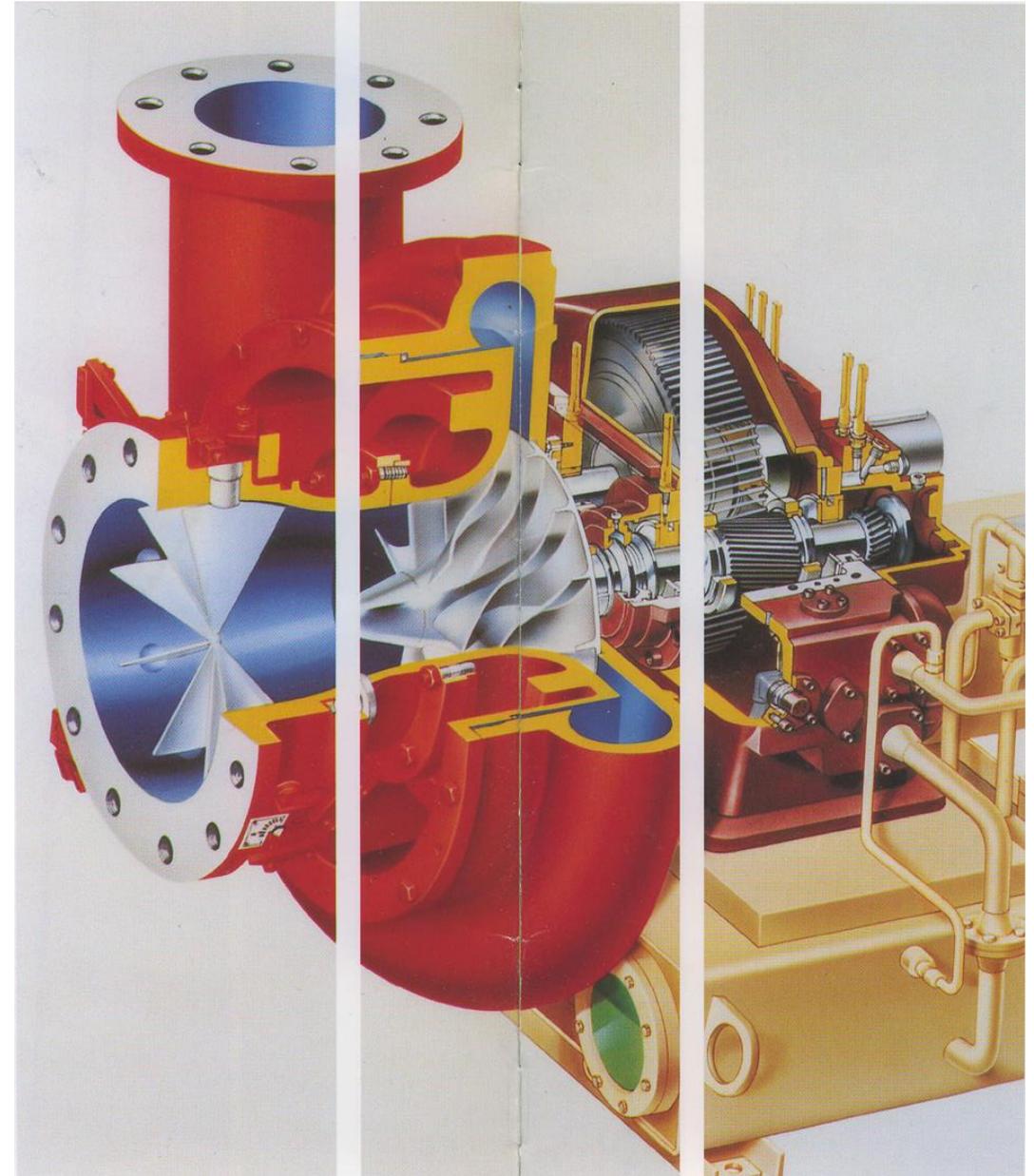
Quelle: LEWA

Je nach Maschinentyp wird die Dralländerung im drehenden Laufrad durch sehr unterschiedliche Geometrien bewirkt:

- **Räumlich gekrümmte Kanäle**

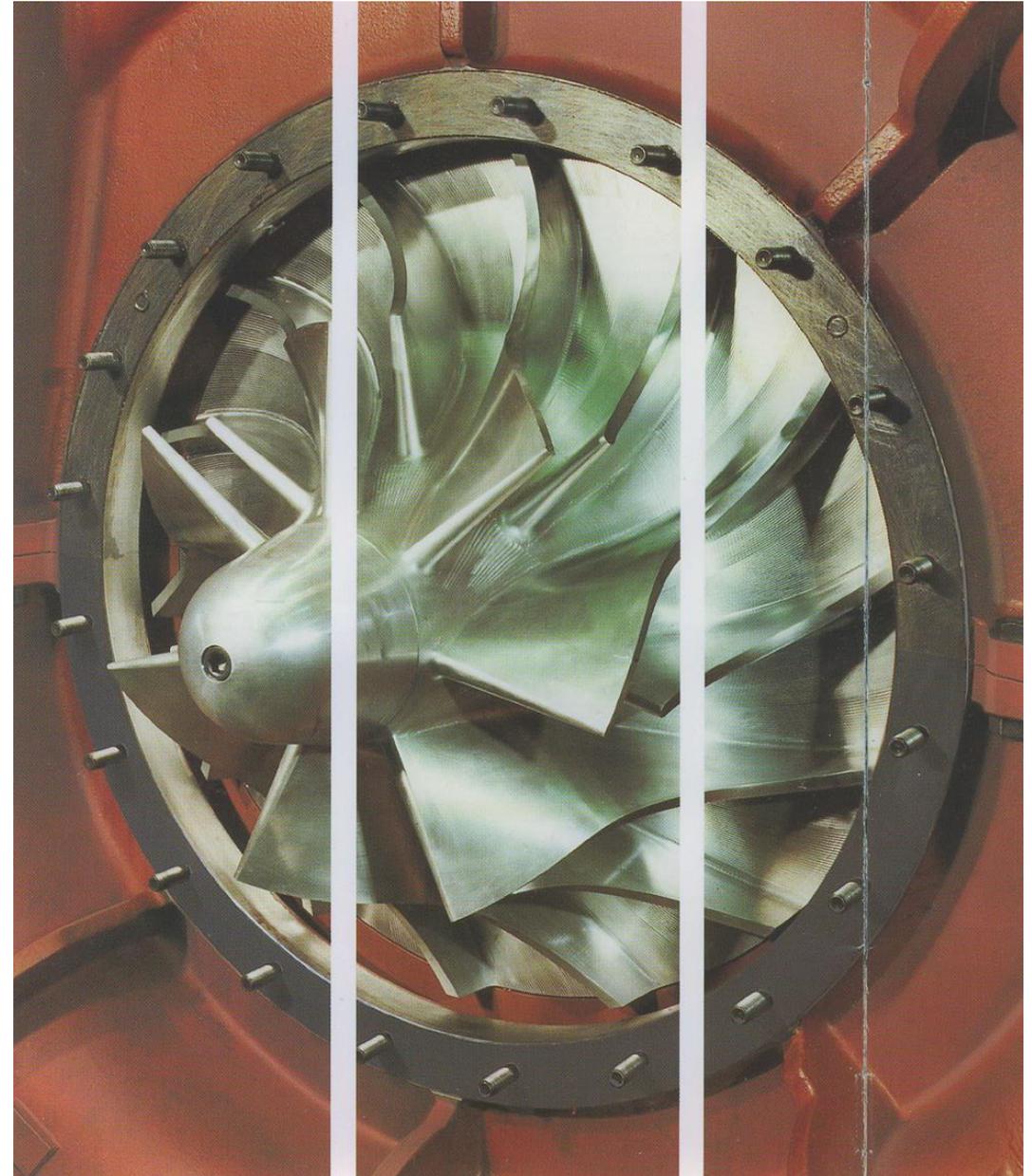
Sectional view:

Integrally-geared centrifugal compressor



Quelle: Kühnle, Kopp & Kausch

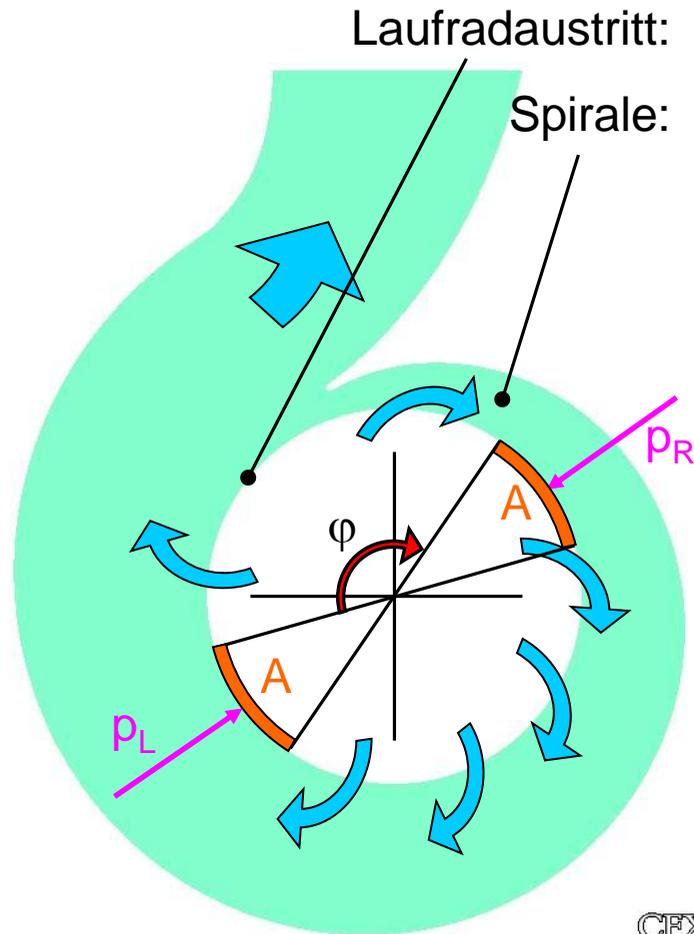
Aluminium alloy impeller of an integrally geared centrifugal compressor



Quelle: Kühnle, Kopp & Kausch

II. Hydraulische Grundlagen , Kräfte in Strömungsmaschinen

- Radialkraft:



Lafradaustritt: H über Umfang $\varphi = \text{konst.}$

Spirale: Ruhendes System

$$H(\varphi) = \text{konst.} = p/\rho g + c^2/2g$$

$$p = \text{konst.}$$

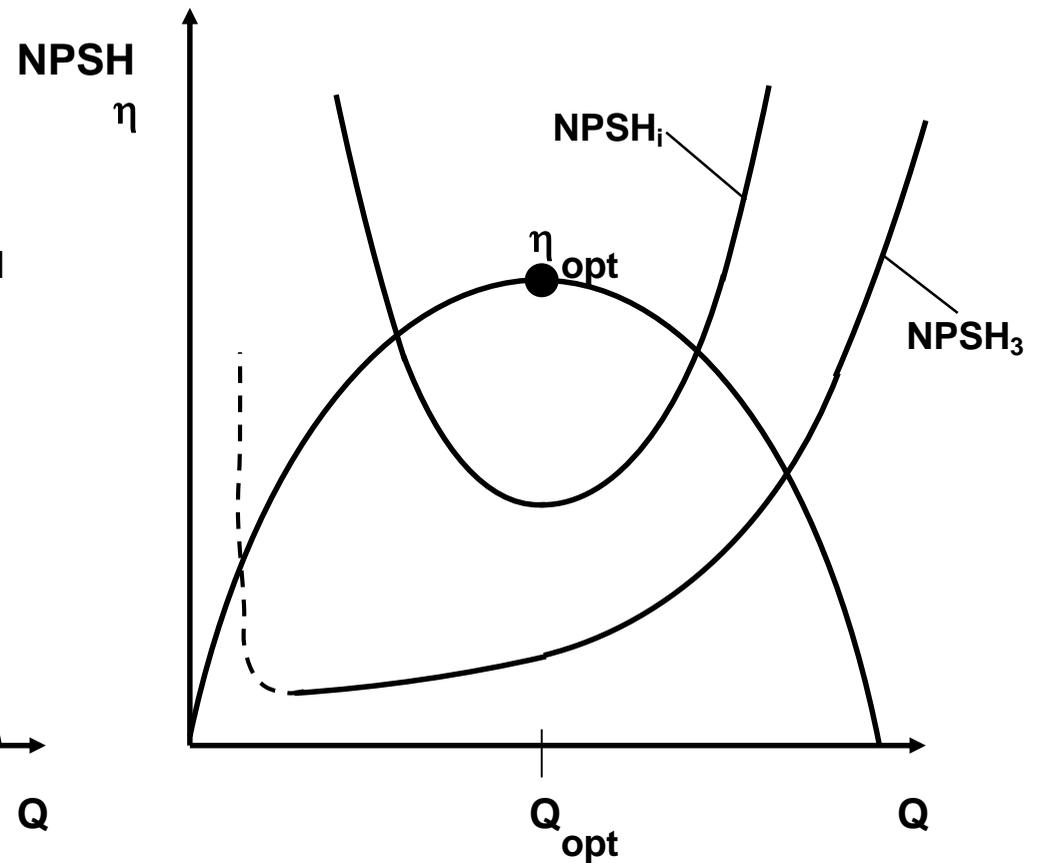
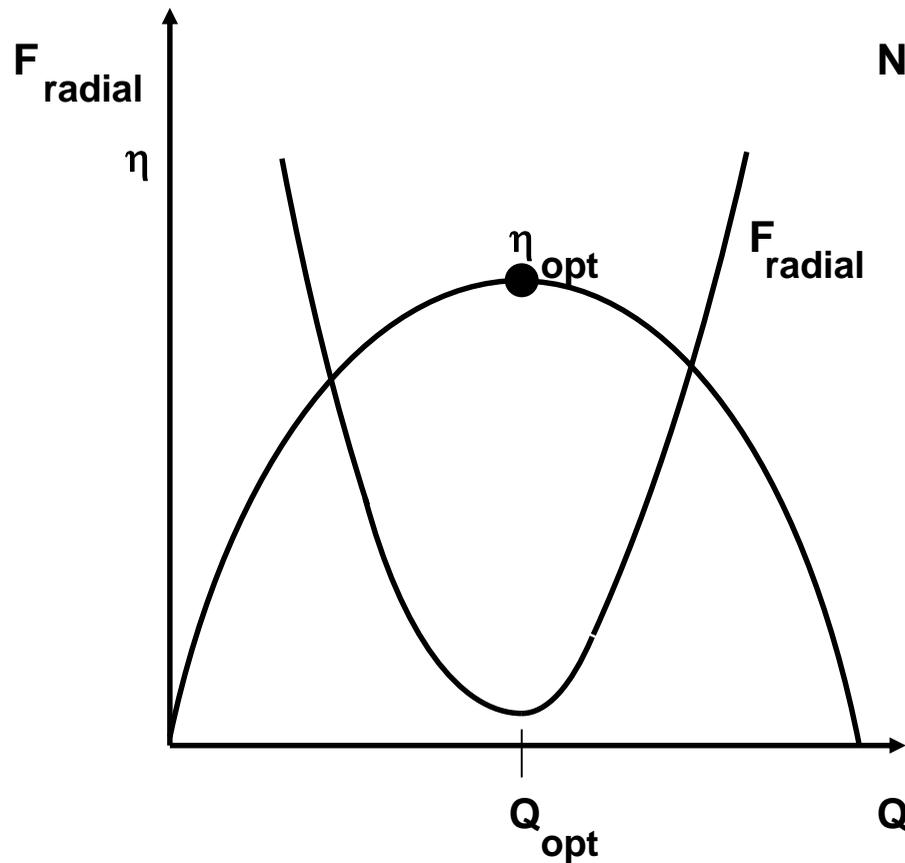
$$c = \text{konst.}$$

Symmetrisch gegenüberliegende Druckkräfte heben sich auf
 $p_r \cdot A - p_l \cdot A = 0$

$c = \text{konst.}$ erfordert zunehmende Querschnittsfläche A wegen Volumenstrom Q aus dem Laufrad

Keine Resultierende auf Welle und Lager bei Q_{opt}

$$A = f(Q_{\text{opt}})$$



Ausserhalb des Optimalpunktes:

Schlechter Wirkungsgrad



Energieverschwendung

hohe Radialkraft



Zerstörung der Lager

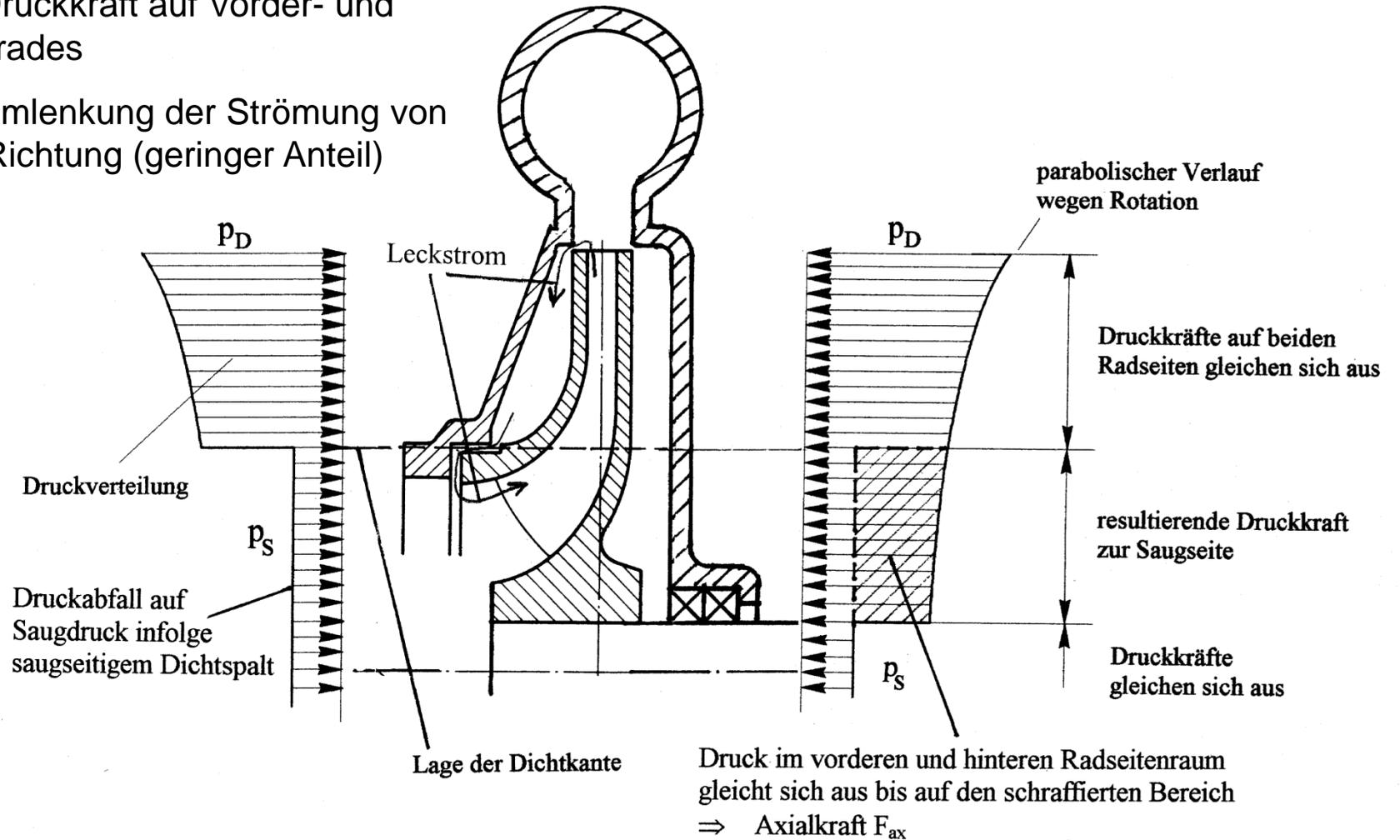
Kavitation



Zerstörung der Hydraulik

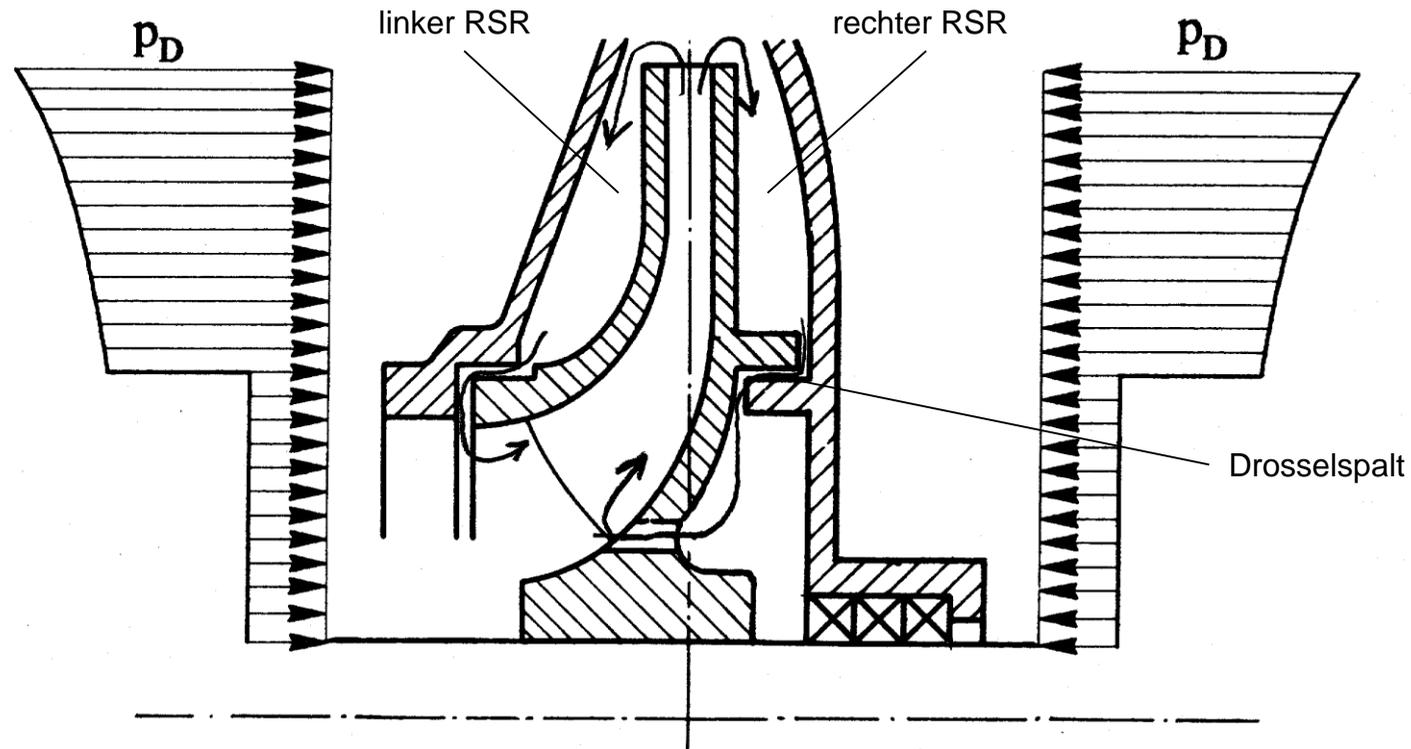
- **Axialschub**

- Unausgeglichene Druckkraft auf Vorder- und Rückseite des Laufrades
- Impulskraft durch Umlenkung der Strömung von axialer zu radialer Richtung (geringer Anteil)



Axialschub: Ausgleichsmöglichkeiten

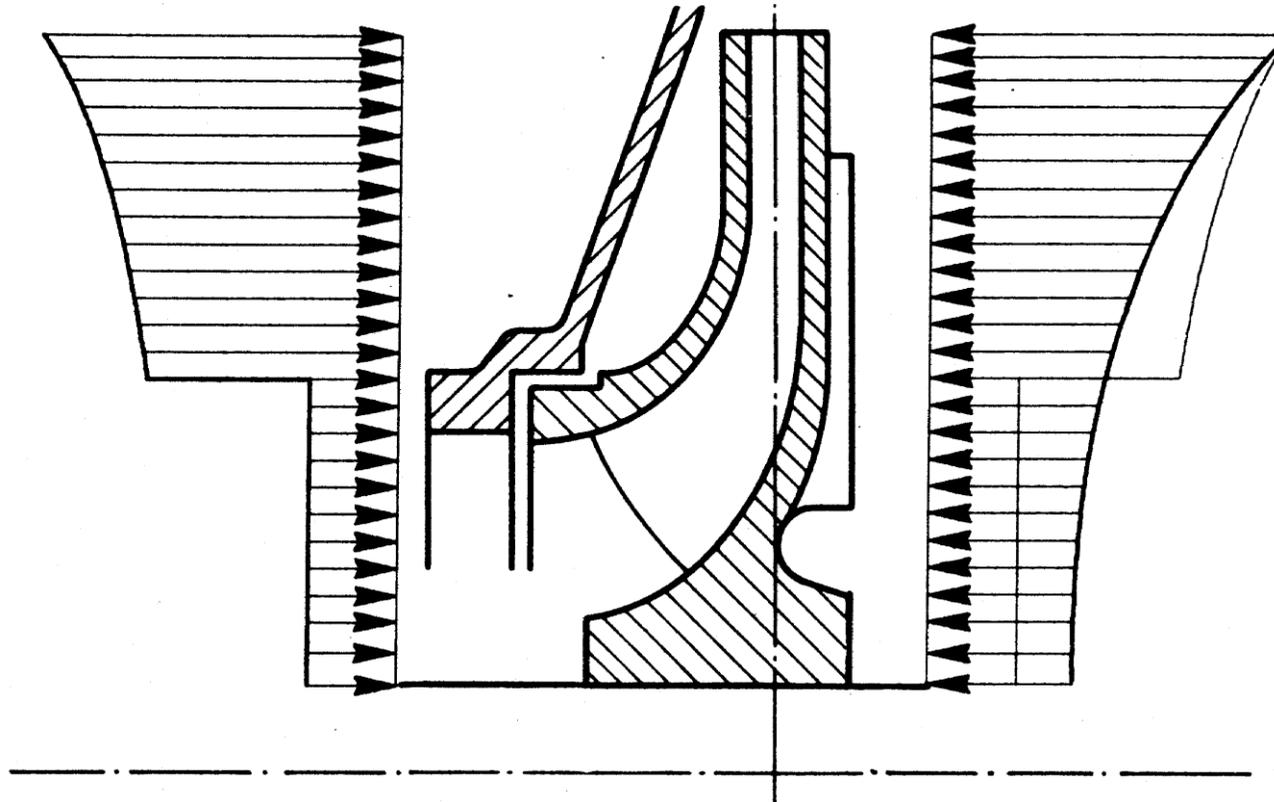
1. Möglichkeit



- Zusätzlicher Dichtspalt im hinteren Radseitenraum auf gleichem Radius wie saugseitiger Dichtspalt
- Druckausgleichsbohrung
- Dadurch gleiche Druckverteilung im vorderen und hinteren Radseitenraum
- Nachteil: Zusätzliche Spaltströmung im rechten Radseitenraum erhöht Q_{Spalt} und verringert dadurch den Pumpenwirkungsgrad

Der Drosselspalt kann nur dann den gewünschten Druckabfall bewirken, wenn er durchströmt wird, daher Druckausgleichsbohrung erforderlich, wodurch Spaltströmung im rechten RSR bewirkt wird.

2. Möglichkeit



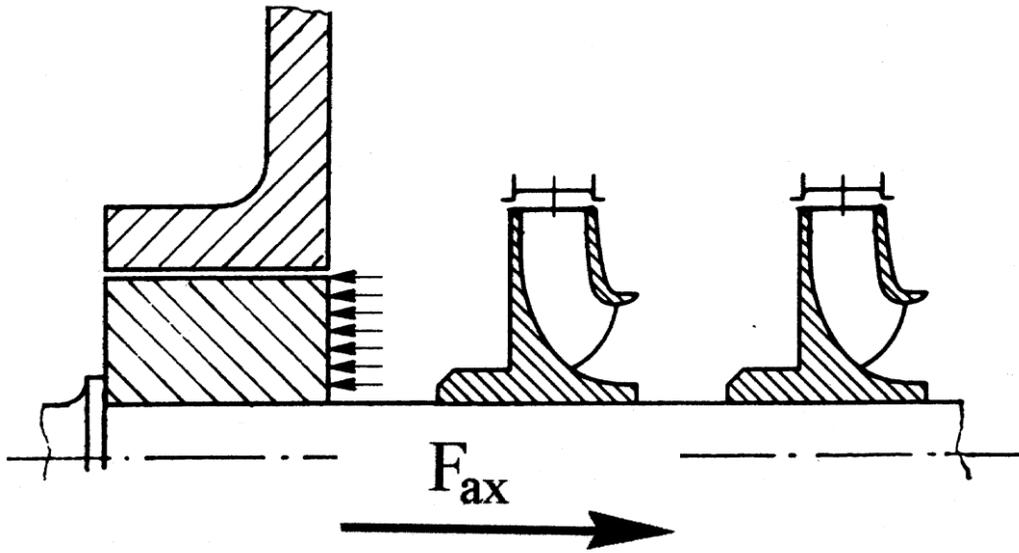
Rückenschaufeln verstärken Rotation und bewirken stärkere Druckabnahme im hinteren Radseitenraum als im vorderen. Die Flächen unter dem Druckverlauf werden gleich groß und damit gleichen sich die Druckkräfte auf das Laufrad aus.

$$2\pi \int_{\text{hint.RSR}} p(r)r \, dr = 2\pi \int_{\text{vord.RSR}} p(r)r \, dr$$

→ Nachteil: Rückenschaufeln ziehen Leistung

3. Möglichkeit

- **Kraftausgleichskolben:**

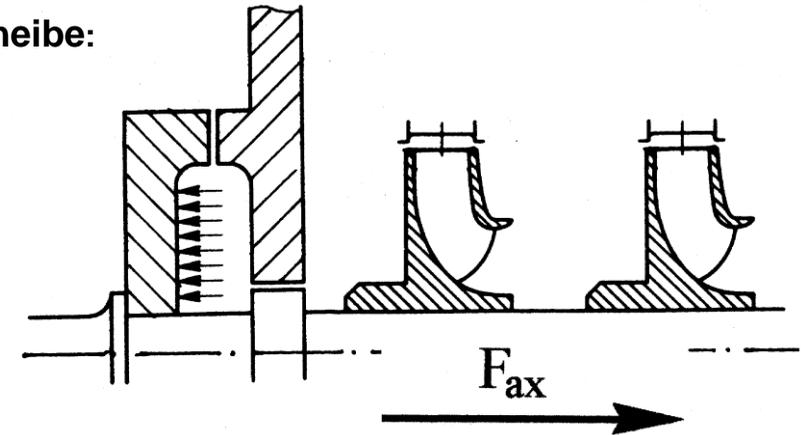


Kraftausgleichskolben: Die Maße des Kolbens werden so gewählt, dass:

$$p_D A_{\text{Kolben}} = F_{ax}$$

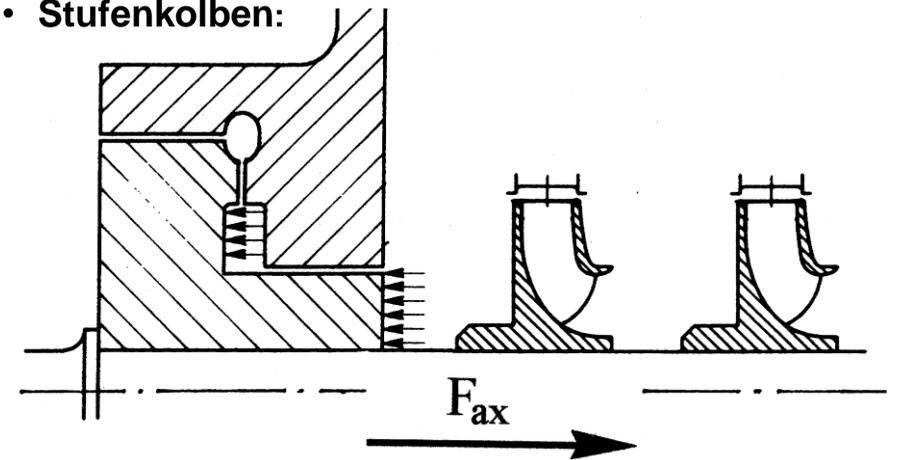
erfüllt ist.

- **Scheibe:**



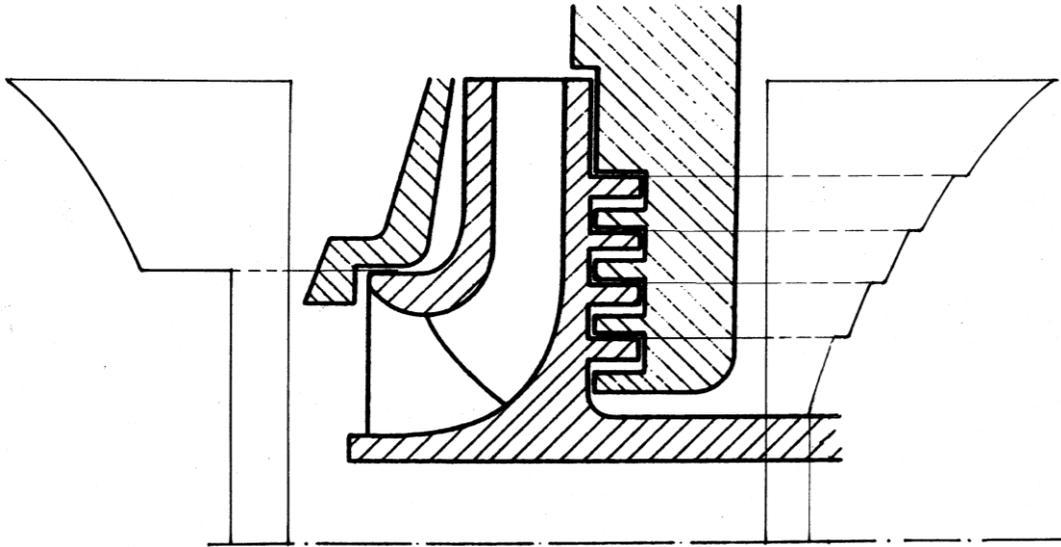
steile Steuercharakteristik

- **Stufenkolben:**



flache Steuercharakteristik

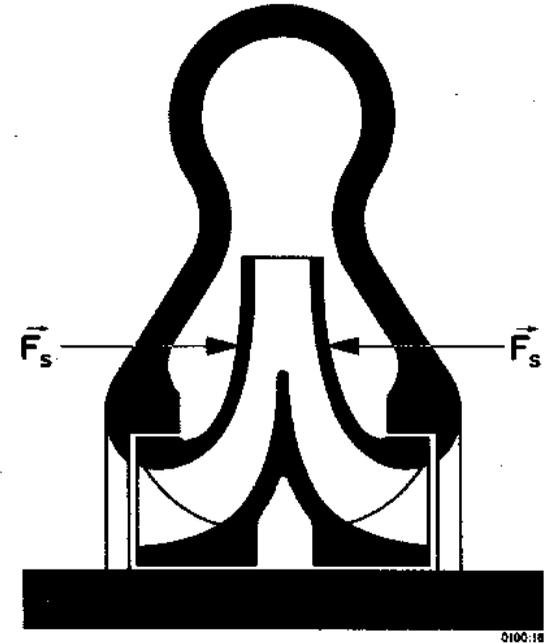
4. Möglichkeit: Labyrinthdichtung



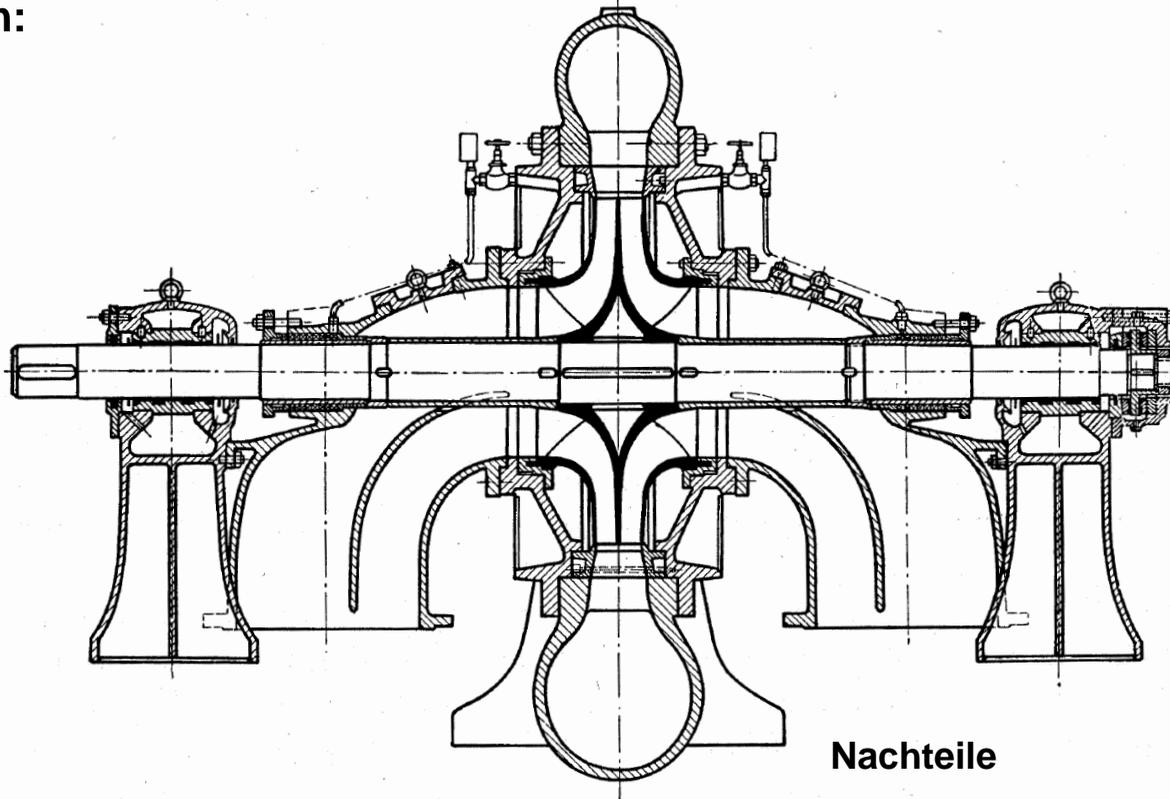
Labyrinthdichtung am hinteren Radseitenraum bewirkt Druckabnahme. Geometrische Auslegung des Labyrinthes so, dass

$$2\pi \int_{\text{Labyrinth}} p(r)r \, dr = 2\pi \int_{\text{vord.RSR}} p(r)r \, dr$$

5. Möglichkeit: Zweiflutige Ausführung



Mehrflutige Pumpen:



Vorteile

- Durch die spiegelbildliche Anordnung des Laufradpaares auf der Pumpenwelle kommt es zum Axialkraftausgleich
- Verringerung der Scheibenreibungsverluste, damit verbunden Steigerung des Wirkungsgrades (Weltmeister hinsichtlich Pumpenwirkungsgrad)
- Durch die Mengenaufteilung erreicht man eine geringere Durchflussgeschwindigkeit im Eintrittsquerschnitt des Laufrades und damit eine Verbesserung des Kavitationsverhaltens.

Nachteile

- Zuströmung zu den Laufrädern über 90°-Krümmer
- Rotierende Pumpenwelle im 90°-Krümmer
- Zuströmung zu den 90°-Krümmern über gemeinsames Hosenrohr

Turbomaschinen

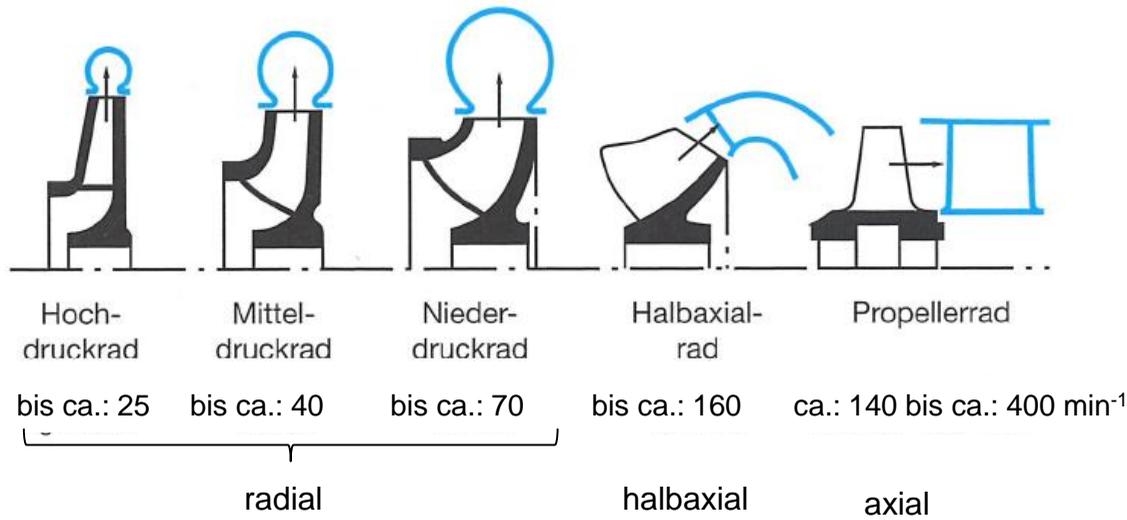
setzen große Leistungen in relativ kleinen und leichten Maschinen um,

weil sie keine oszillierenden Massen besitzen.

Klassifikationsmerkmale

- a.) Richtung des Energieflusses: Kraftmaschine, Turbine: Medium \longrightarrow Maschine
Arbeitsmaschine, Pumpe: Maschine \longrightarrow Medium
- b.) Druckänderung über Laufrad:
Überdruck-/ Reaktionsmaschine mit Druckänderung
Gleichdruckmaschine ohne Druckänderung

c) Durchströmungsrichtung des Laufrades



nq

Pumpe/
Verdichter

Turbine

Pelton
(Laufrad nicht dargestellt)

Francis

Kaplan

Rohrturbine

Quelle: KSB

Laufradbauformen geordnet nach der Durchströmungsrichtung

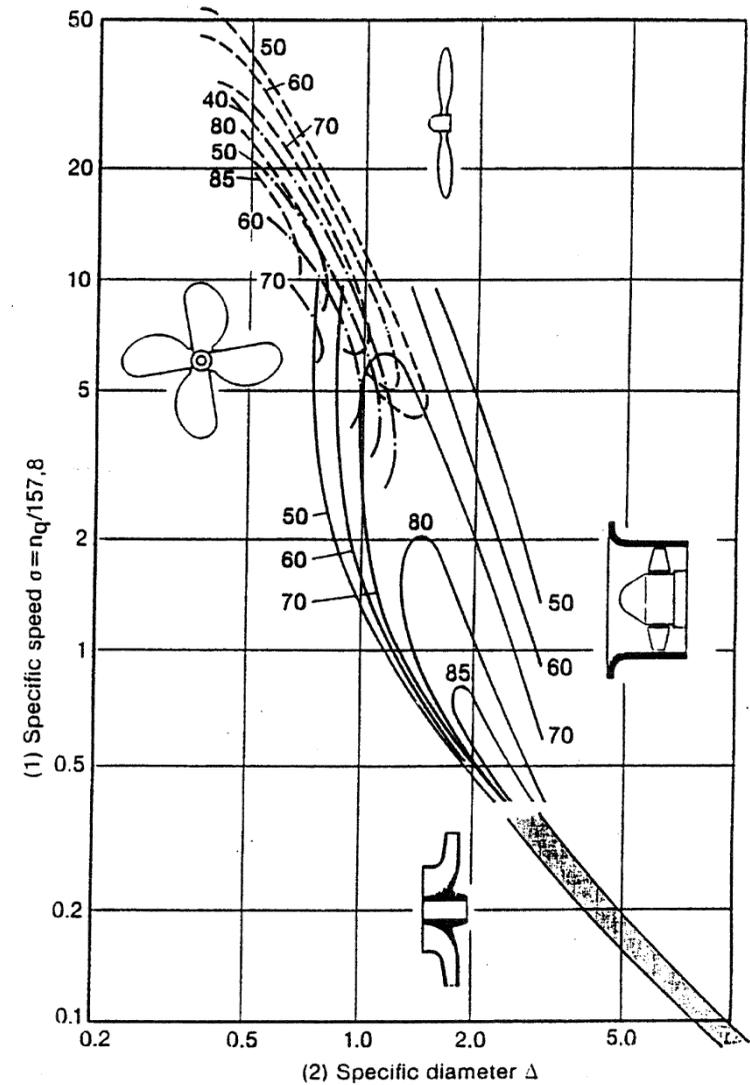
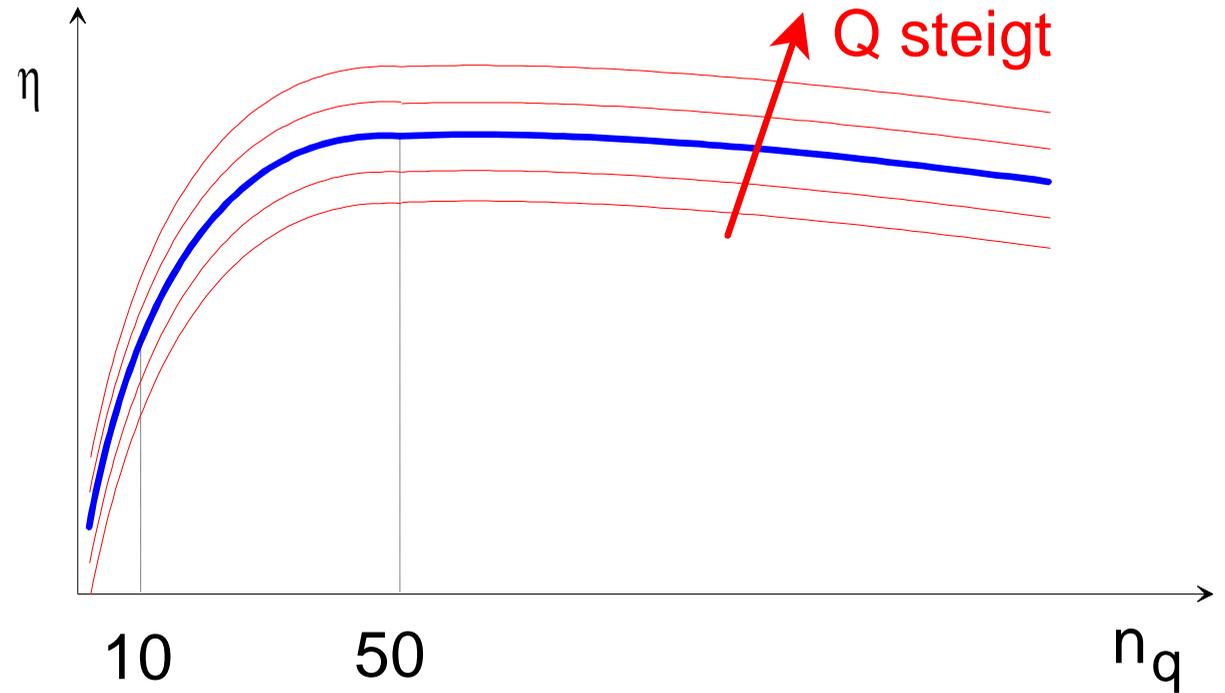
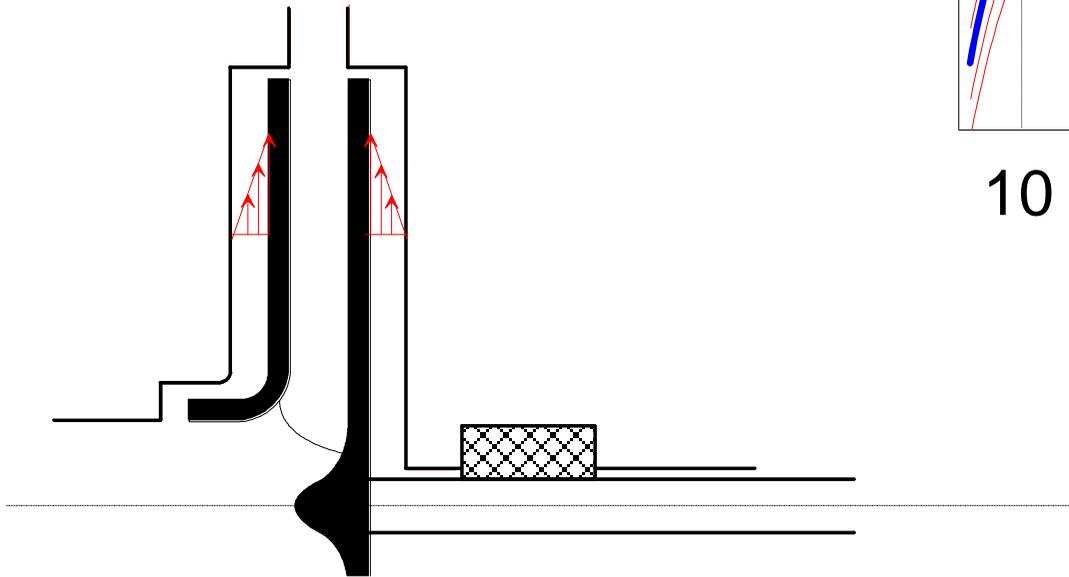


Fig. 1: CORDIER diagram (numerical values = η in %)
 - - - Air craft propeller — Axial propeller pump
 - - - Ships propeller — Radial impeller pump
 Fig. 1: Diagramme de CORDIER (valeur numeriques = η à %)
 - - - Hélice aérienne — Hélice axiale
 - - - Hélice de navire — Roue radiale
 (1) Vitesse spécifique, (2) Diametre spécifique

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Optimale Pumpenwirkungsgrade werden bei $n_q \approx 50$ erreicht



Ab $n_q = 35$ lohnt das bisschen Wirkungsgradsteigerung den erhöhten Bauaufwand nicht mehr

Mehrstufige Pumpen:

$$\eta_{qPUMPE} = \eta \cdot \frac{\sqrt{Q_{PUMPE}}}{H_{PUMPE}^{3/4}}$$

$$H_{STUFE} = \frac{H_{PUMPE}}{z} \quad z = \text{Stufenzahl}$$

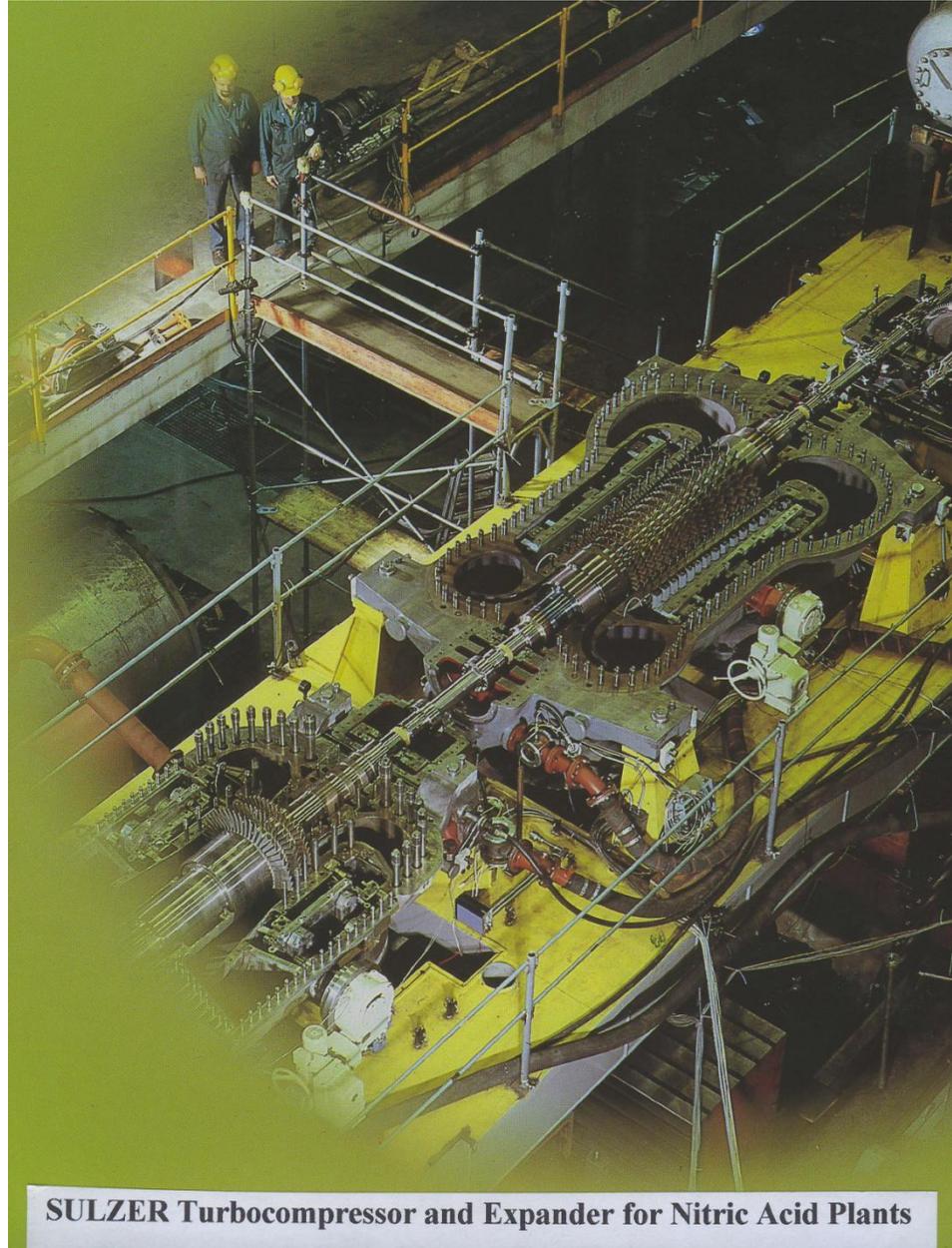
$$Q_{STUFE} = Q_{PUMPE}$$

$$\eta_{qSTUFE} = \eta \cdot \frac{\sqrt{Q_{STUFE}}}{H_{STUFE}^{3/4}} = \eta \cdot \frac{\sqrt{Q_{PUMPE}}}{\left(\frac{H_{PUMPE}}{z}\right)^{3/4}} = \eta_{qPUMPE} \cdot z^{3/4}$$

Allgemeiner Hinweis zur Mehrstufigkeit:

TURBINE: kann bei jedem Druckverhältnis mit 1 Stufe auskommen

PUMPE: braucht mehrere Stufen zur Verbesserung des Wirkungsgrades

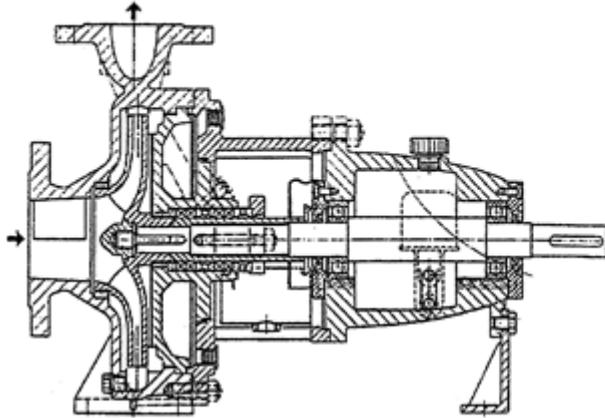


SULZER Turbocompressor and Expander for Nitric Acid Plants

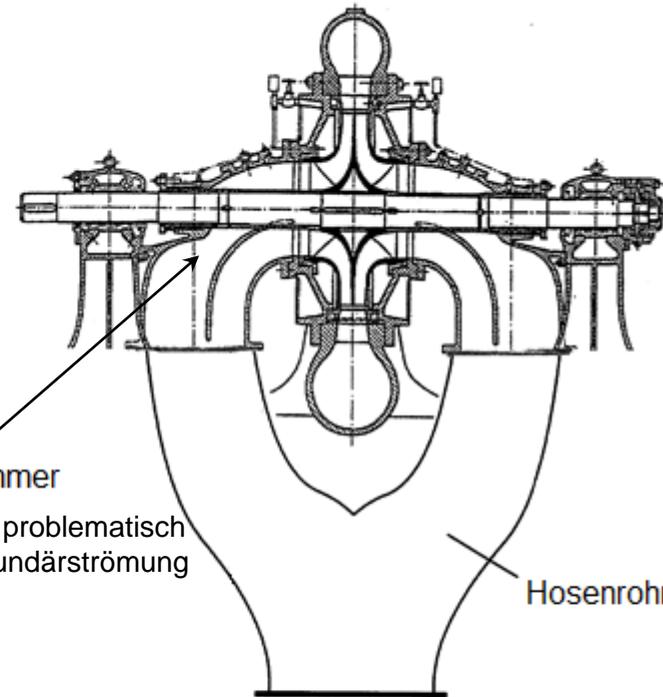
Stufenanordnung:

- Serienschaltung: **mehrstufige** Maschine
- Parallelschaltung: **mehrflutige** Maschine

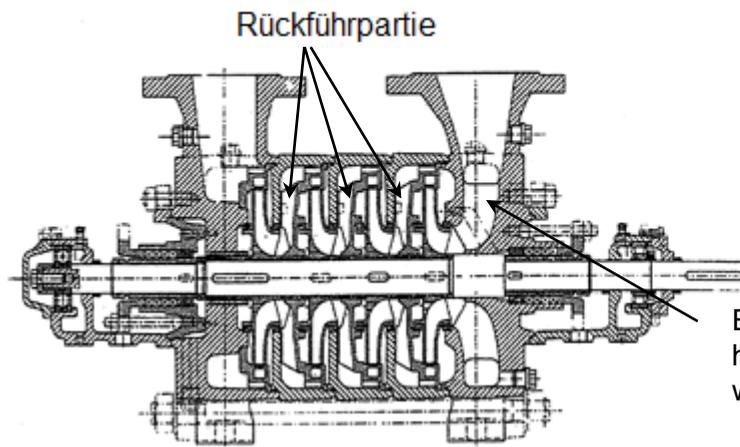
einflutig, einstufig



zweiflutig, einstufig



einflutig, vierstufig



Einlaufkrümmer
hydraulisch problematisch
wegen Sekundärströmung

Hosenrohr

Einlaufkrümmer
hydraulisch problematisch
wegen Sekundärströmung

Centrifugal compressors

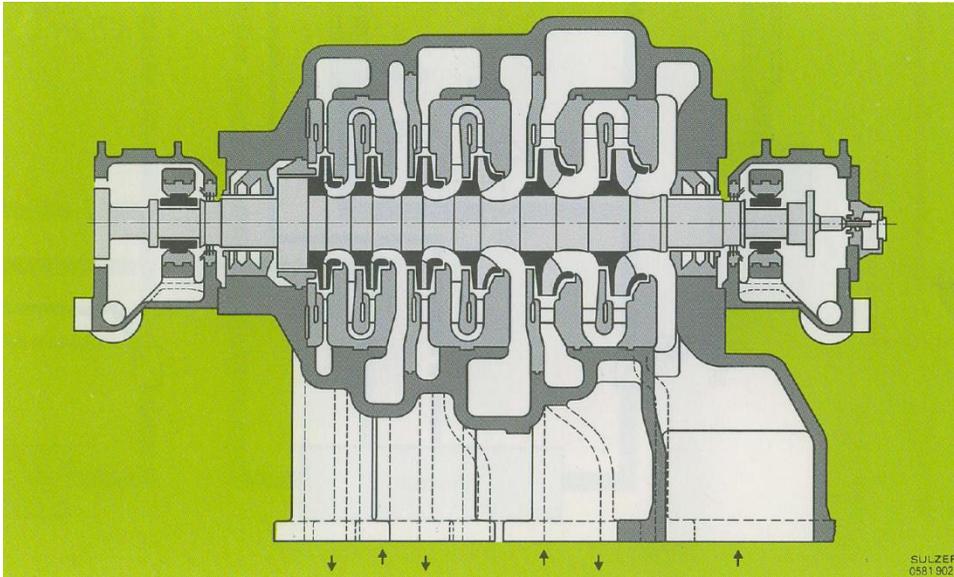


Fig. 13

Series RZ machines of four to eight stages with horizontally split casing and one or two pairs of intermediate nozzles for connecting external intercoolers

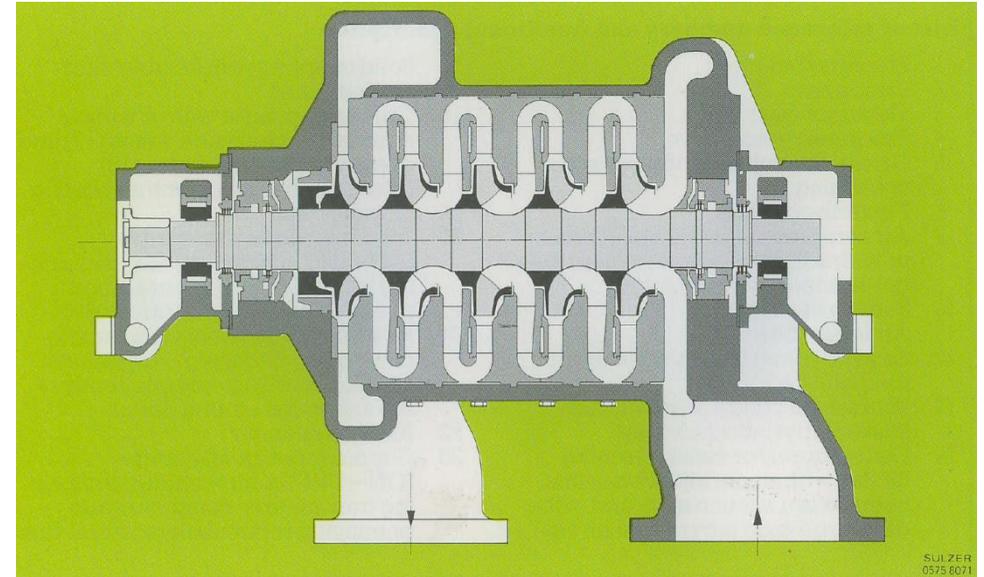
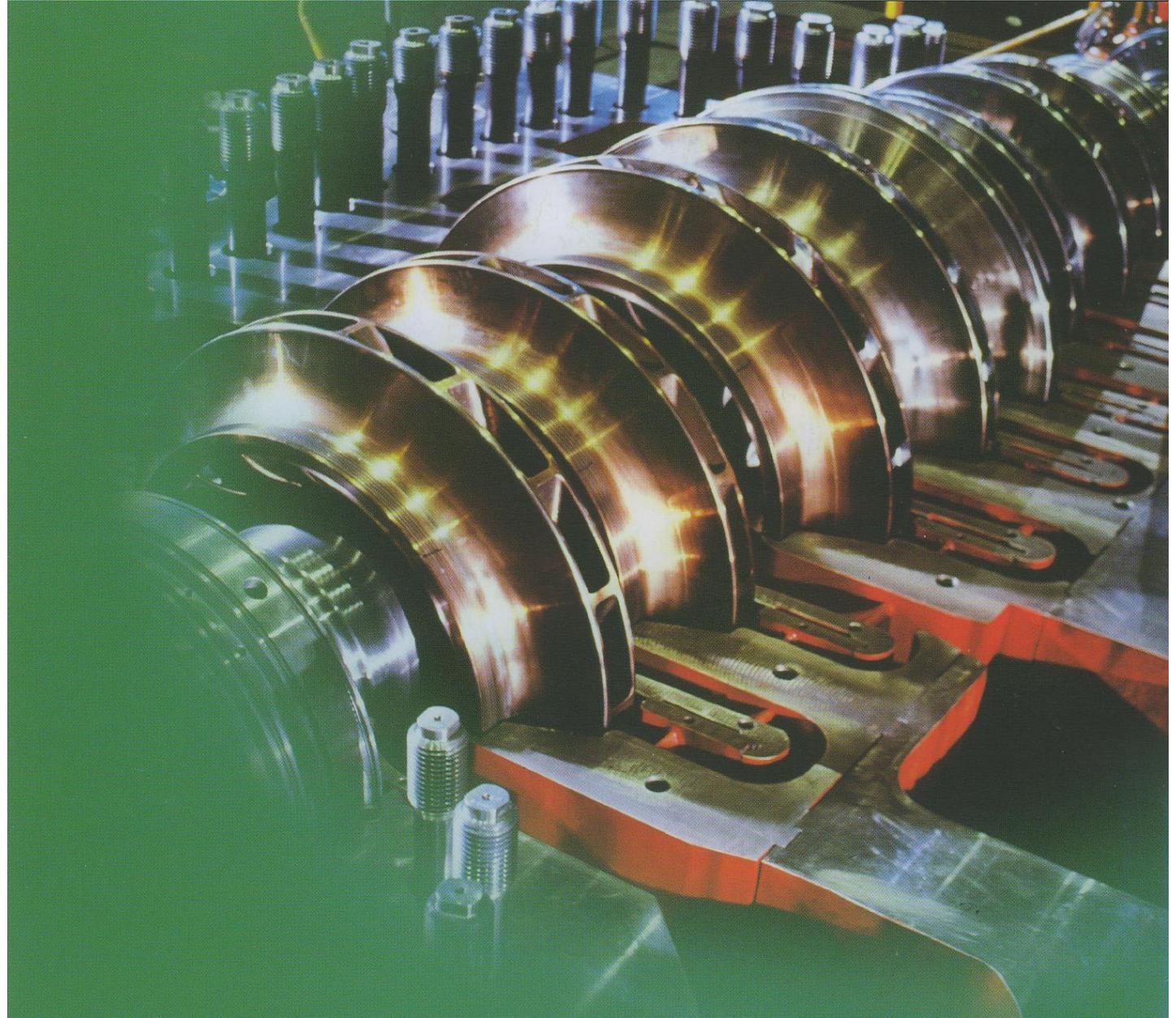


Fig. 14

Series R machines of one to eight stages with horizontally split casing, particularly suitable for compressing nitrous gases. There are no dead spaces provoking build-up of an ammonium nitrate salt.

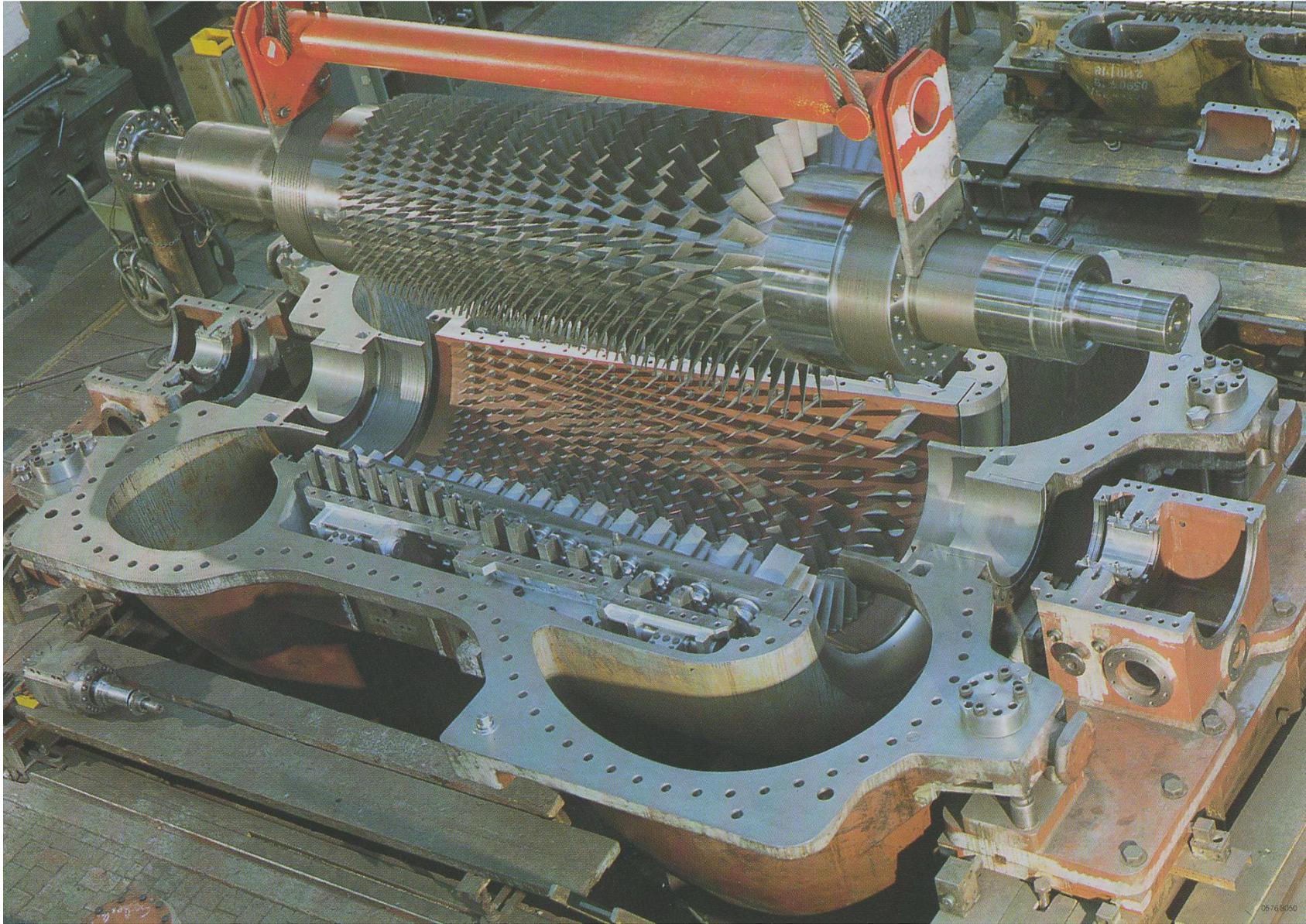
Quelle: Sulzer

Centrifugal compressor:



Quelle: Sulzer

Axial compressor: Suction volume 560.000 Nm³/h, discharge pressure 6.2 bar, power input 52.000 kW



Thermodynamischer Wirkungsgrad

Verlustfreie Verdichtung: isentrop ,d.h. keine Reibung
keine Wärmeabfuhr

Isentroper Wirkungsgrad: $\eta_{i \text{ isentrop}} = \frac{w_{i \text{ isentrop}}}{w_{i \text{ effektiv}}} = \frac{h_{a \text{ isentrop}}^* - h_e^*}{h_a^* - h_e^*}$

$\eta'_{i \text{ isentrop}}$: kinetische Energie am Austritt vernachlässigt

$\eta''_{i \text{ isentrop}}$: kinetische Energie am Ein- und Austritt vernachlässigt

$$\eta'_{i \text{ isentrop}} = \frac{h_{a \text{ is}} - h_e^*}{h_a - h_e^*}$$

$$\eta''_{i \text{ isentrop}} = \frac{h_{a \text{ is}} - h_e}{h_a - h_e}$$

Analytische Wirkungsgradberechnung

- Annahmen:
1. Ideales Gas
 2. Polytrope Verdichtung: $pv^m = \text{const.}$
 3. Kinetische Energie vernachlässigt

1. Hauptsatz:

$$\eta''_{i \text{ isentrop}} = \frac{w_{i \text{ isentrop}}}{w_{i \text{ effektiv}}} = \frac{\Delta h_{i \text{ isentrop}}}{\Delta h_{\text{polytrop}}}$$

$$\Delta h_{i \text{ isentrop}} = \Delta q + \Delta w_{i \text{ isentrop}} = c_p (T_a - T_e)$$

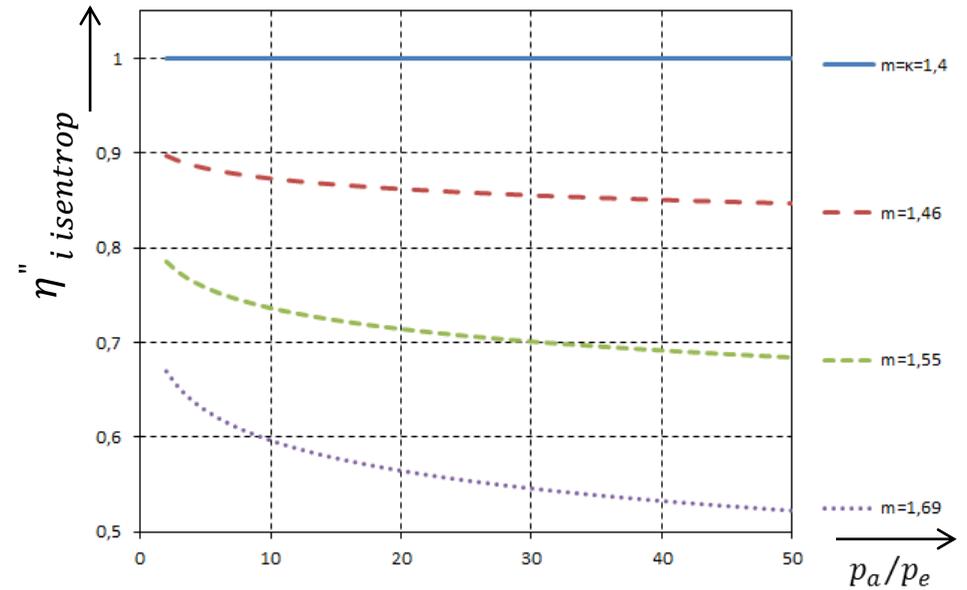
$$w_{i \text{ isentrop}} = c_p T_e \left(\frac{T_a}{T_e} - 1 \right) = c_p T_e \left[\left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

$$\Delta h_{\text{polytrop}} = \Delta q + \Delta w_{i \text{ polytrop}} = c_p (T_a - T_e)$$

$$w_{i \text{ polytrop}} = c_p T_e \left(\frac{T_a}{T_e} - 1 \right) = c_p T_e \left[\left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

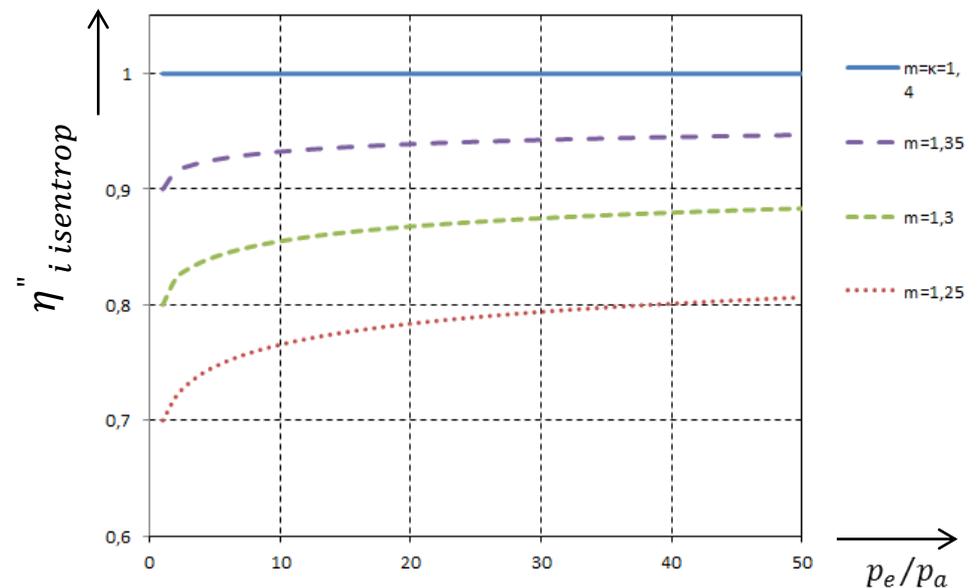
$$\eta''_{i \text{ isentrop}} = \frac{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1}$$

Kompression:
 η -Abnahme mit
 Druckverhältnis



$$\eta''_{i \text{ isentrop}} = \frac{1 - \left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{m-1}{m}}}{1 - \left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

Expansion:
 η -Zunahme mit
 Druckverhältnis

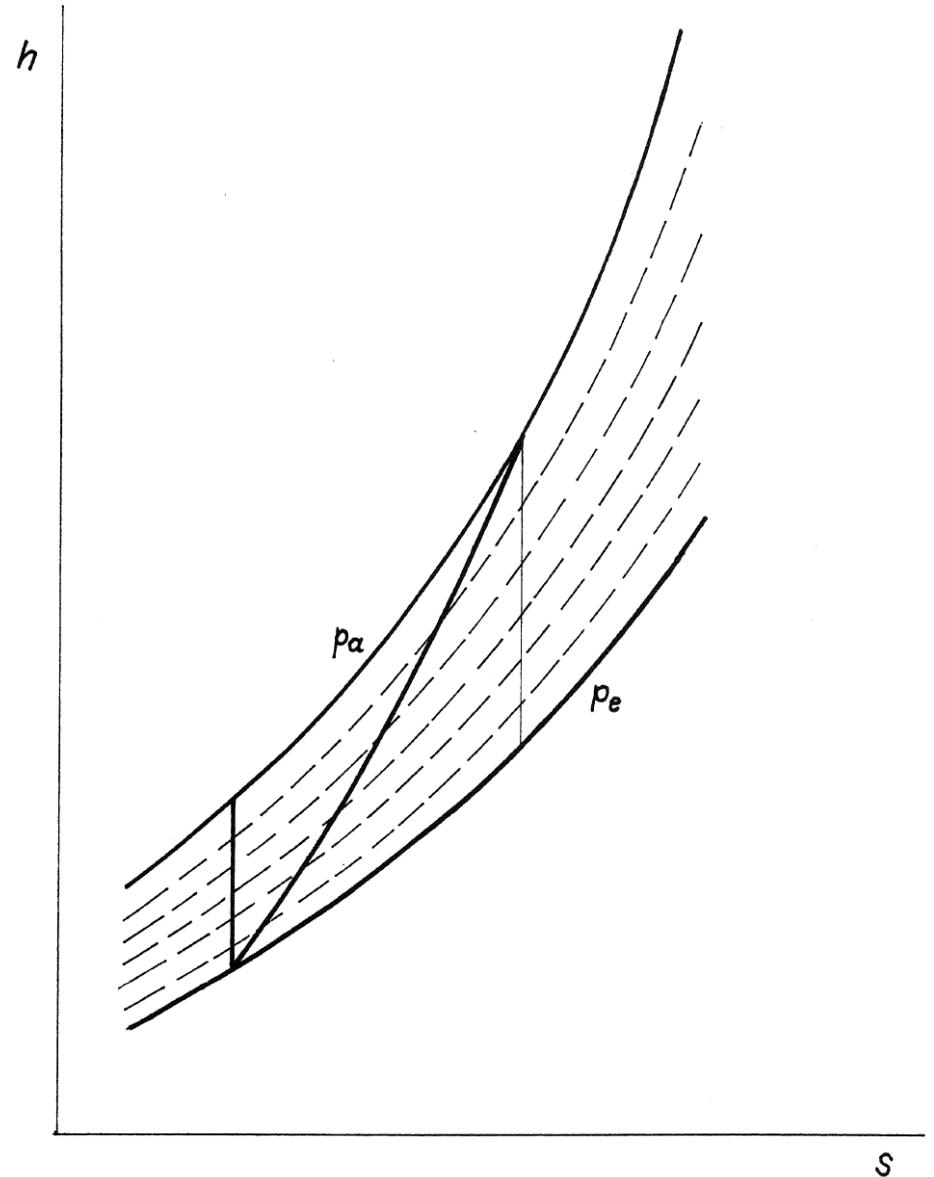


Aus der Divergenz der Isobaren kann im h,s -Diagramm abgelesen werden:

Kompression: Die Irreversibilität verlangt größere Kompressionsarbeit bei steigendem Druckniveau. Abhilfe durch Rückkühlung!

Expansion: Durch die Irreversibilität wird in den höheren Stufen ein Teil der Reibungswärme der ersten Stufen zurückgewonnen.

Bei hydraulischen Maschinen sind diese Effekte nicht feststellbar, weil das Medium inkompressibel ist und die Isobaren fast identisch sind.



Isothermer Wirkungsgrad

... beschreibt, wie nahe die effektive Kompression der isothermen Kompression kommt

$$\eta_{i \text{ isotherm}} = \frac{W_{i \text{ isotherm}}}{W_{i \text{ effektiv}}}$$

1. Hauptsatz

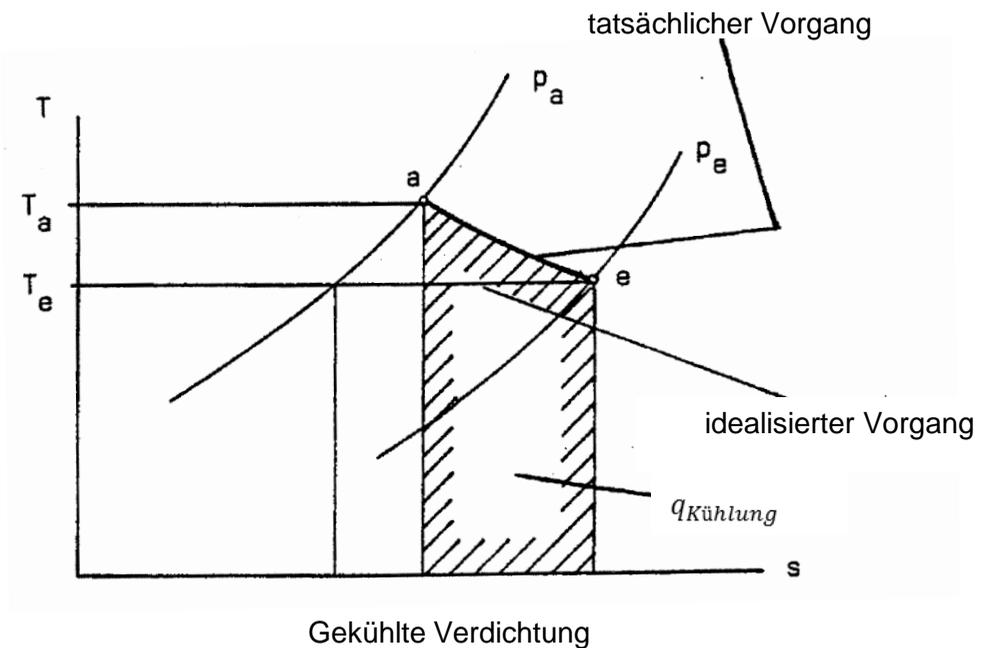
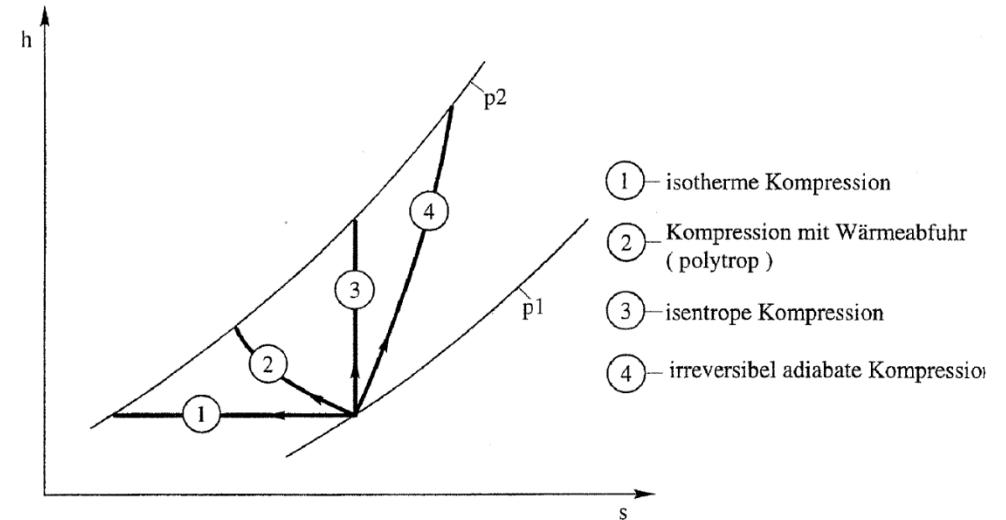
$$\Delta h_{i \text{ isotherm}} = \Delta u + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right) = \Delta q + \Delta w_i = 0$$

$$|\Delta w_i| = |\Delta q| = RT_e \cdot \ln \frac{p_a}{p_e}$$

$$\Delta h = \Delta q_{eff} + \Delta w_{i \text{ eff}} = c_p (T_a - T_e)$$

$$|\Delta w_{i \text{ eff}}| = \Delta h - \Delta q_{eff} = \Delta h + |\Delta q_{eff}|$$

$$\eta_{i \text{ isotherm}} = \frac{RT_e \cdot \ln \frac{p_a}{p_e}}{\Delta h + |\Delta q_{eff}|}$$

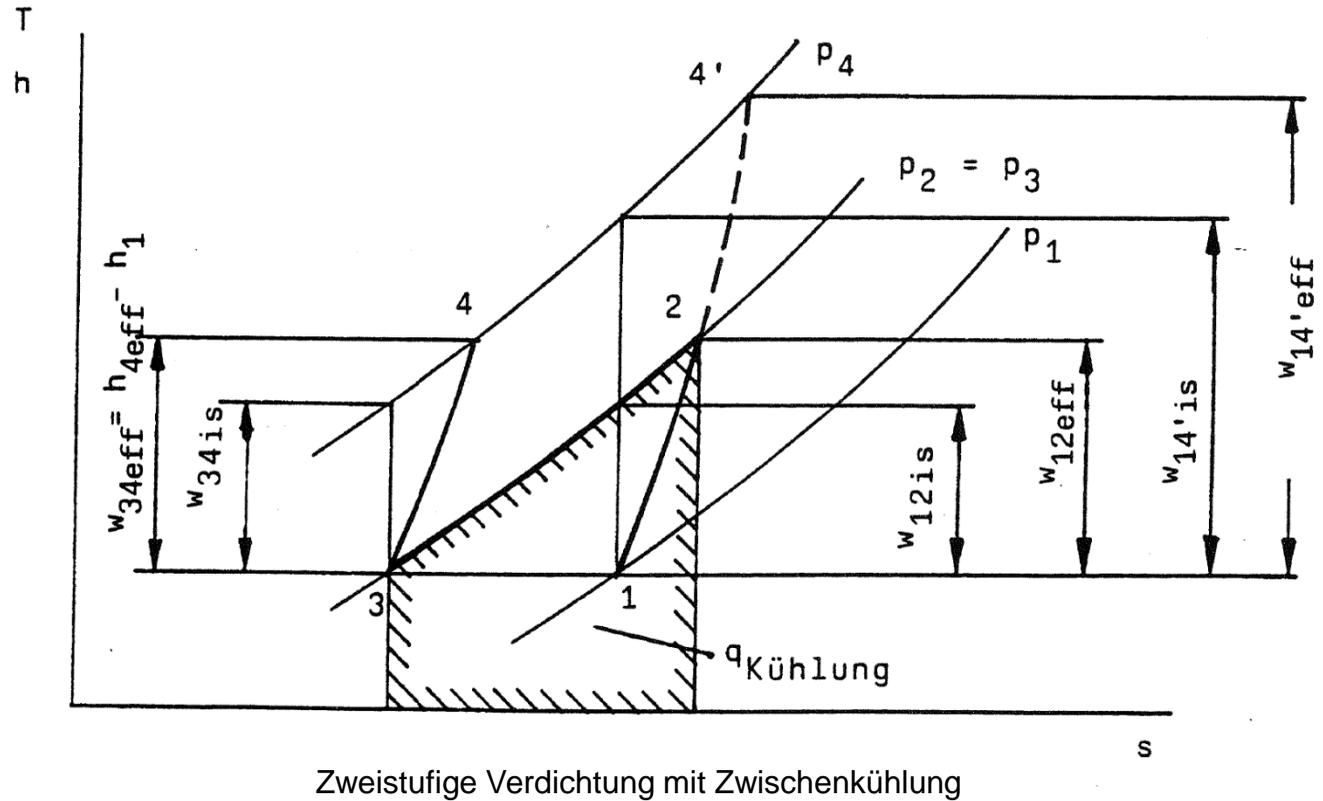


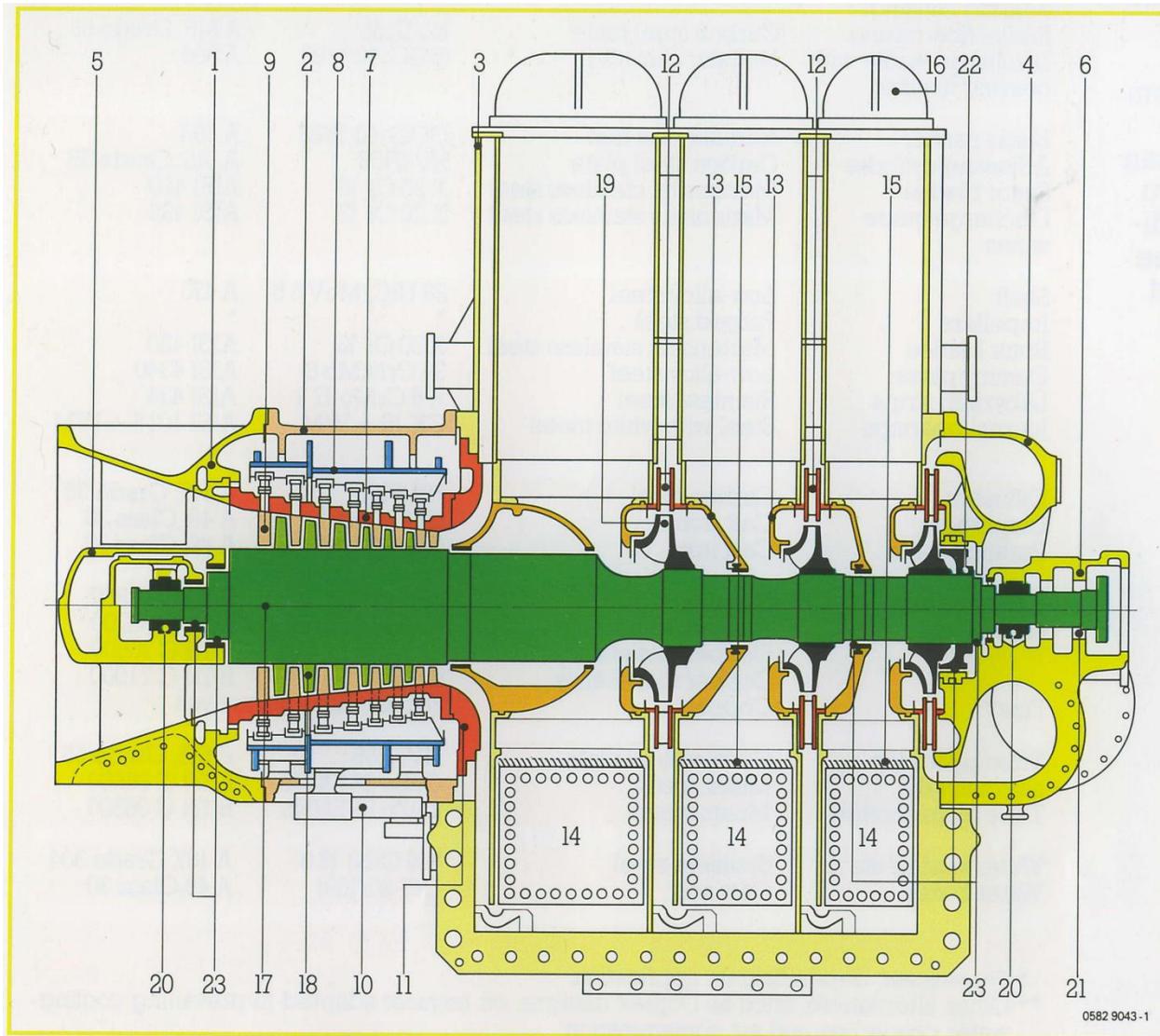
- Kühlung:
- Im Leitapparat
 - Nicht im Laufrad
 - Praktisch: **Zwischenkühlung**

Zwischenkühlung spart Arbeit

$$w_{i14} < w_{i14'}$$

$$\eta_{i \text{ isotherm}} = \frac{RT_1 \ln \frac{p_4}{p_1}}{h_{4 \text{ eff}} - h_1 + q_{\text{Kühlung}}}$$



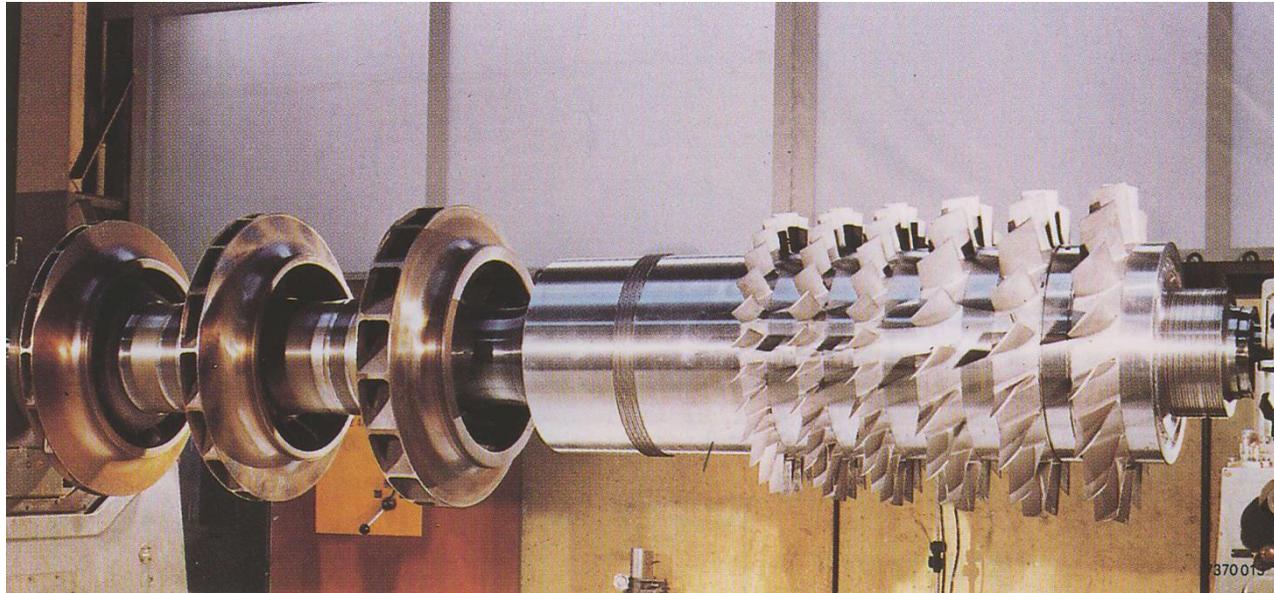


- 1 Inlet casing of axial section
- 2 Centre part of axial section
- 3 Casing of radial section
- 4 Discharge volute
- 5 Double-walled bearing housing, suction side
- 6 Bearing housing, discharge side
- 7 Blade carrier
- 8 Blade adjusting cylinder
- 9 Adjustable stator blades
- 10 Servomotor
- 11 Short-diffuser wall
- 12 Bladed diffusers
- 13 Partition walls
- 14 Cooler bundles
- 15 Water separator
- 16 Water chamber covers
- 17 Shaft
- 18 Rotor blades
- 19 Impellers
- 20 Journal bearings
- 21 Position of thrust bearing, if fitted
- 22 Balance piston
- 23 Shaft seal

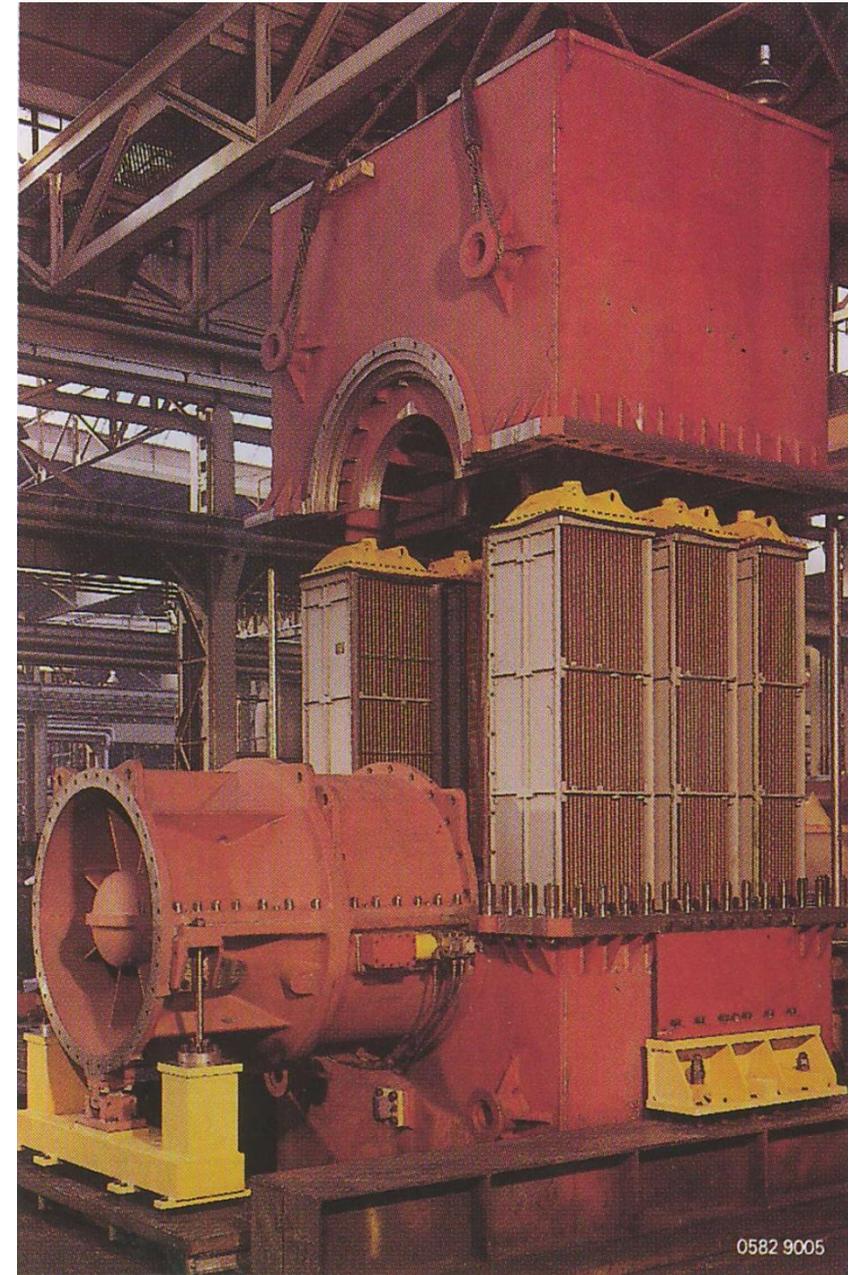
Schnitt durch einen ISOTHERMEN Kompressor: oben: vertikale Ebene

unten: horizontale Ebene

Rechts: Inspection of the internal parts is made by simply lifting the centrifugal casing top half without disturbing coolers and adjacent casing parts.

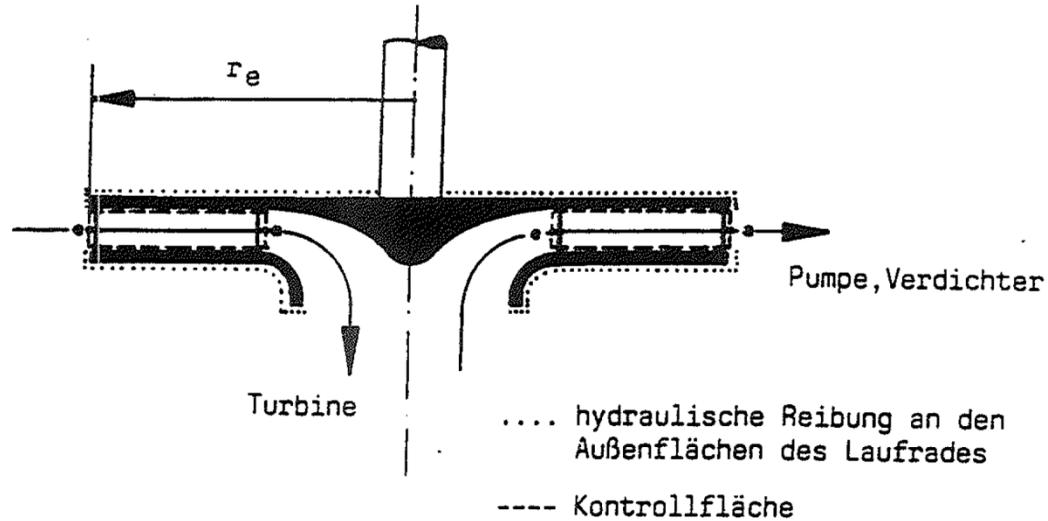


Oben: The single monobloc rotor running in only two journal bearings ensures high rotor stability and low vibration level.



Moment und Arbeit

Drallsatz:
$$\frac{d\vec{L}}{dt} = \sum \vec{M}$$



$$\dot{m}r_a c_{ua} - \dot{m}r_e c_{ue} = M_S = M_u$$

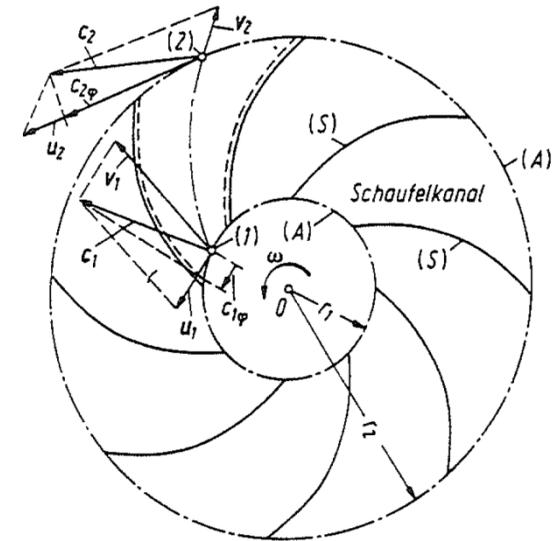
Moment auf das Kontrollvolumen

$$\dot{m}(u_a c_{ua} - u_e c_{ue}) = P_u$$

Leistung des Kontrollvolumens

Vorzeichenregelung:

- $P_u > 0$ Fluid nimmt Leistung auf: Pumpe, Verdichter
- $P_u < 0$ Fluid gibt Leistung ab: Turbine



Eulersche Turbomaschinengleichung:

Zusammenhang zwischen Energieumsetzung und Geschwindigkeitsdreiecken

Wahre Strömungen sind dreidimensional

Strömung

- an Nabe und an Außendurchmesser
- an Schaufeldruck- und Saugseite

sehr verschieden:

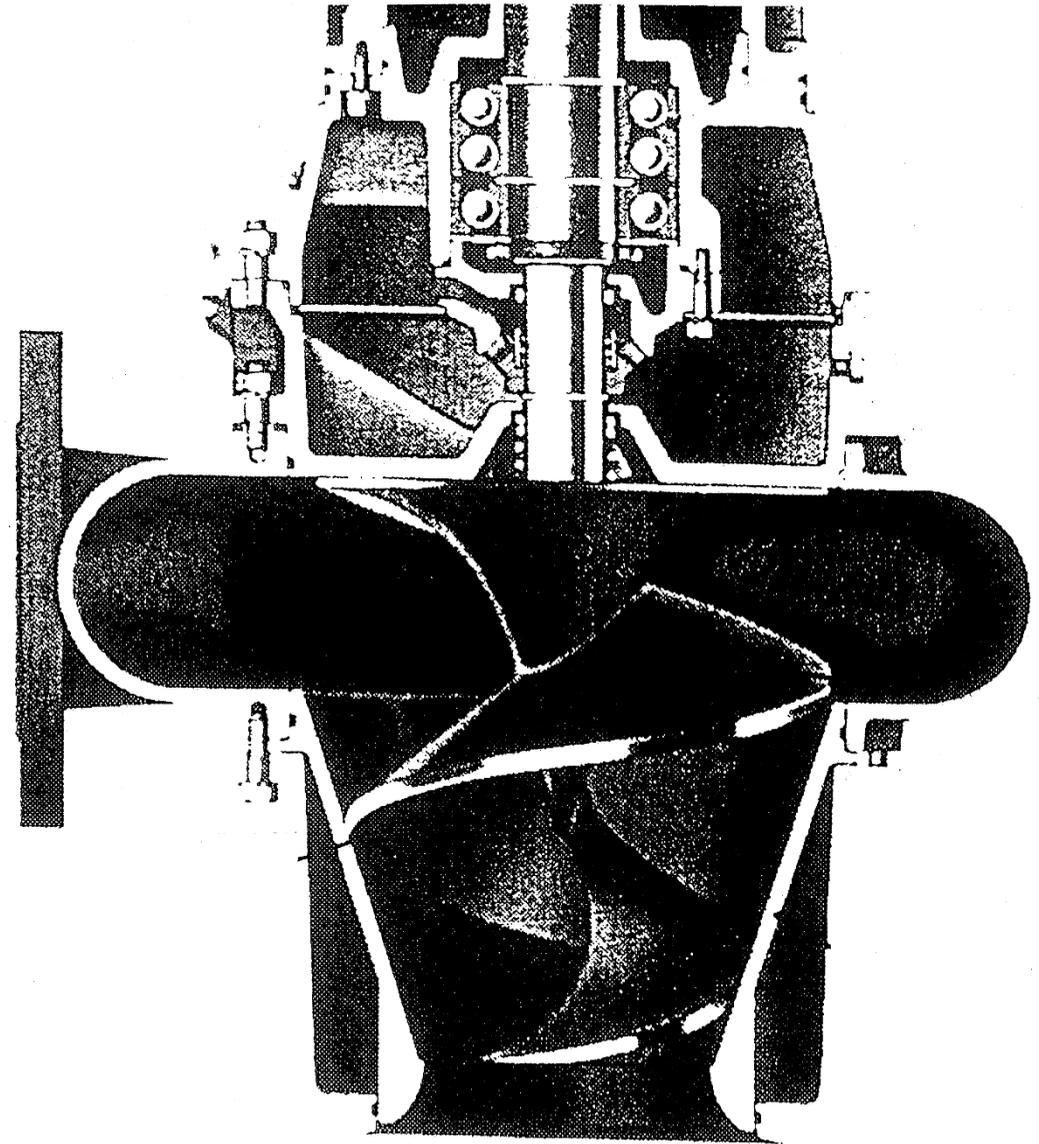
- Geschwindigkeitsbetrag
- Geschwindigkeitsrichtung
- Druck

- Strömung **nicht** schaufelkongruent

=> Minderleistung

Strömung im Laufradinneren ist zu untersuchen:

- hoher Wirkungsgrad
- Vermeidung von Ablösung
- Vermeidung/Minimierung von Überschallstößen
- Vermeidung von Kavitation



Geschwindigkeitsdreiecke:

Vektorielle Verknüpfung von:

- Absolutgeschwindigkeit \vec{c}
- Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades \vec{u}
- Relativgeschwindigkeit \vec{w}

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

$$u = r\omega = \frac{n\pi d}{60} \quad n [\text{min}^{-1}]$$

Eintrittswinkel β_e :

Strömungswinkel und Schaufelwinkel sind im Betriebspunkt optimalen Wirkungsgrades (fast) gleich.

- Ausnahmen:
- Kavitationsbeeinflussung
 - dicke Schaufeln

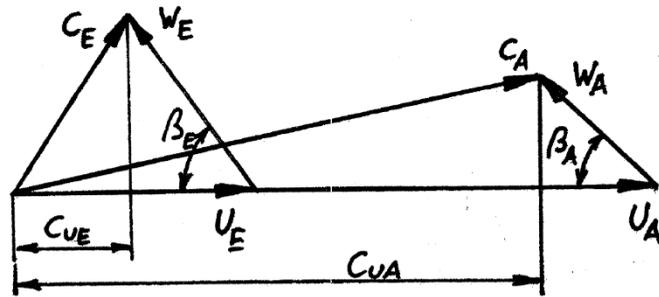
Austrittswinkel β_a :

Bei unendlicher Schaufelzahl wären Strömungswinkel und Schaufelwinkel gleich.

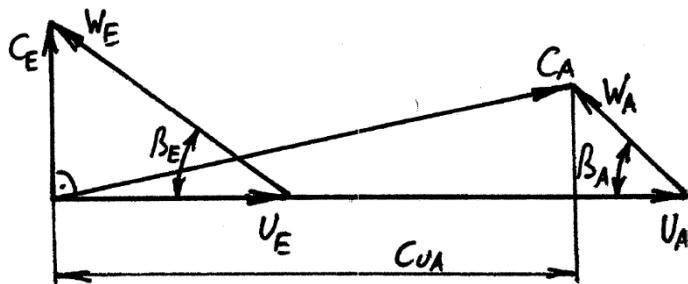
Endliche Schaufelzahl: Minderleistung

Geschwindigkeitsdreiecke einstufiger Pumpen und Verdichter

Radialrad



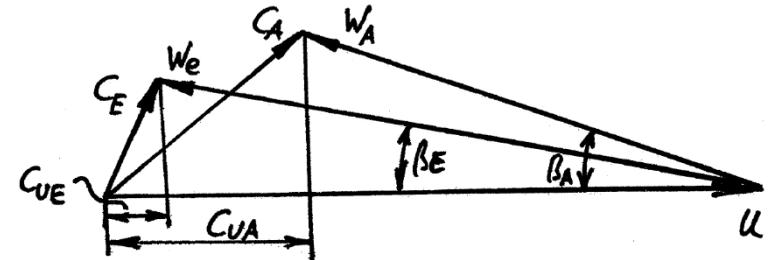
allgemeiner Fall



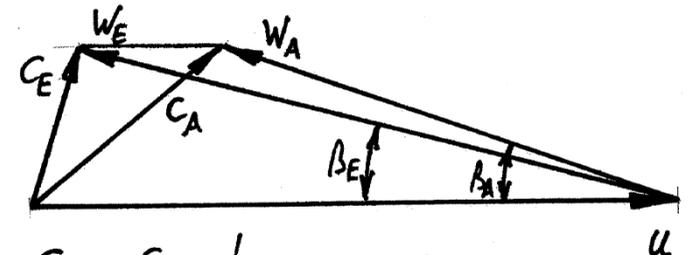
$$C_{UE} = 0!$$

drallfreier Eintritt

Axialrad

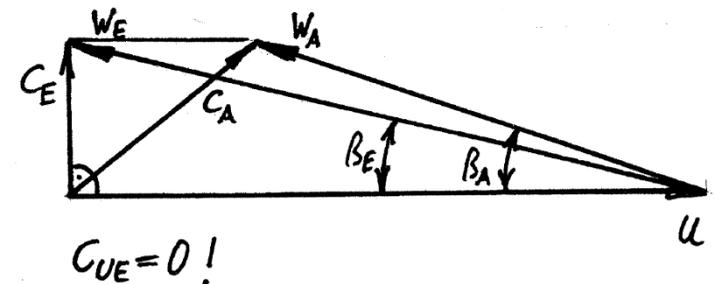


allgemeiner Fall



$$C_{mE} = C_{mA}!$$

inkompressibles Medium



$$C_{UE} = 0!$$

drallfreier Eintritt

Überblick: Strömungsvorgänge in Turbinen/Pumpen/Verdichtern

		Turbine	Pumpe, Verdichter
	Energiefluss:	Medium -> Laufrad	Laufrad -> Medium
Laufrad	Drall:	Abbau	Erzeugung
	Absol. Geschw.	Reduktion	Erhöhung
	Rel. Geschw.	Erhöhung	Reduktion
Leitrad	Drall:	meist Erhöhung	Reduktion
	Absol. Geschw.	Erhöhung	Reduktion

Entscheidend bei Turbomaschinen sind die Relativgeschwindigkeiten:

- Turbine: beschleunigt
- Pumpe: verzögert

Beschleunigte Strömungen:

- lösen auch bei starken Krümmungen nicht leicht ab
- können mit guter Näherung reibungsfrei behandelt werden

Verzögerte Strömungen:

- Grenzschicht- bzw. Zähigkeitseffekte dominieren

Hydraulische Pumpenstufe:

hier: Energiehöhe h

e – 1: Kanalströmung mit Reibung

$$\frac{p_e}{\rho g} + \frac{c_e^2}{2g} + z_e = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1 + h_{v\ e-1}$$

1 – 2: keine Zustandsänderung (bzw. nur minimal), aber Leckage ΣQ_{sp}

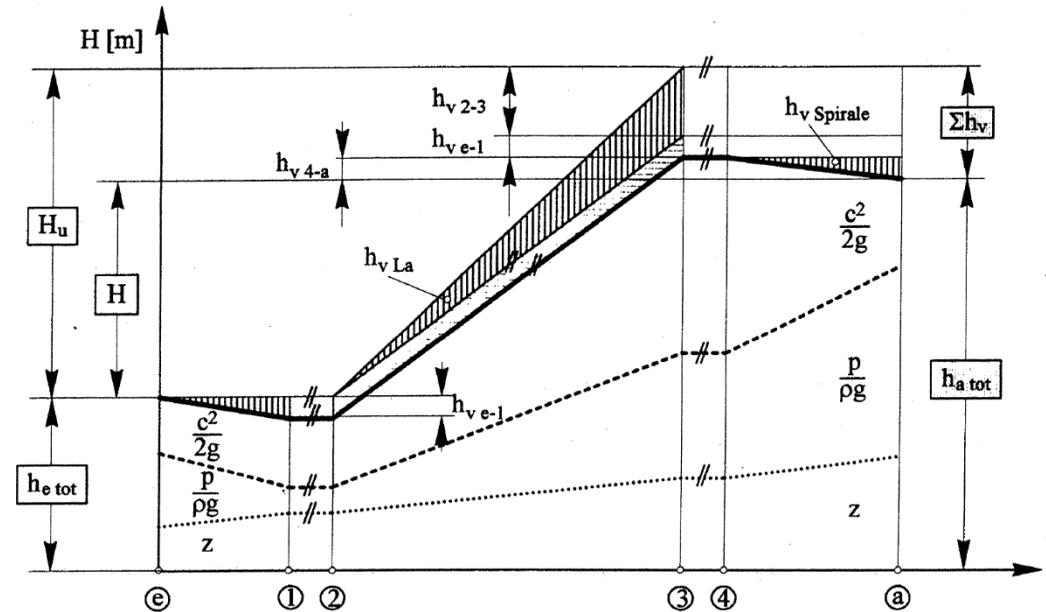
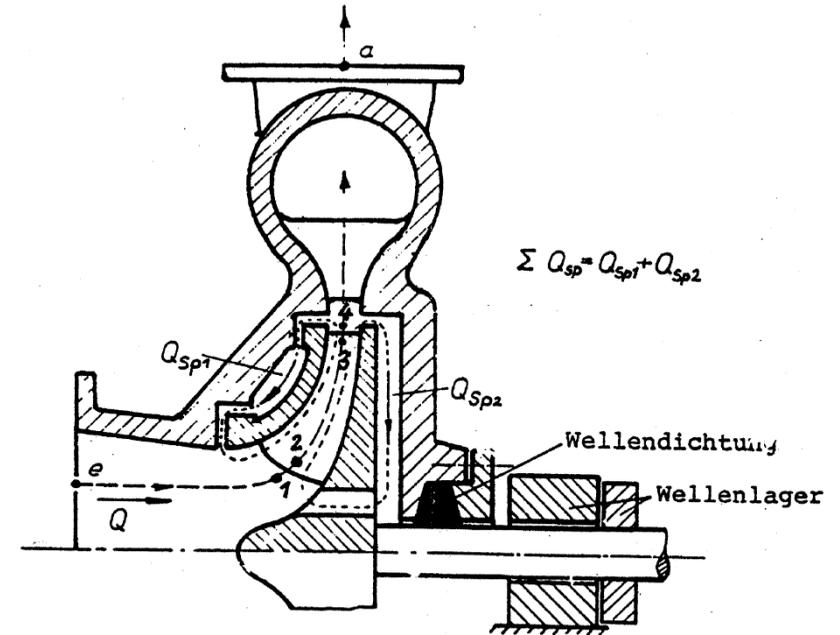
2 – 3: Energiezufuhr H_u vom Laufrad an das Medium

$$h_{3\ tot} = h_{2\ tot} + H_u - h_{v\ 2-3}$$

3 – 4: keine Zustandsänderung

4 – a: teilweise Umsetzung kinetischer Energie in Druck

$$\frac{p_4}{\rho g} + \frac{c_4^2}{2g} + z_4 = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{c_a^2}{2g} + z_a + h_{v\ 4-a}$$



Antriebsleistung der Pumpe:

$$P_{Welle} = \left(Q + \sum Q_{Spalt} \right) \rho g H_u + P_{RSR\ li} + P_{RSR\ re} + P_{mech}$$

- Kanalreibung in H_u enthalten
- Reibung in den Radseitenräumen als äußere Bremsmomente
- Lager- und Dichtungsreibung

→ Stufen - Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{tot} = \frac{\text{Nutzeffekt}}{\text{Aufwand}} = \frac{\rho g Q H}{\rho g (Q + \sum Q_{Sp}) (H + \sum h_v) + P_{RSR,li} + P_{RSR,re} + P_{mech}}$$

oder

$$\frac{1}{\eta_{tot}} = \frac{1}{\eta_{vol}} \frac{1}{\eta_u} + \frac{(P_{RSR\ li} + P_{RSR\ re} + P_{mech})}{\rho g Q H}$$

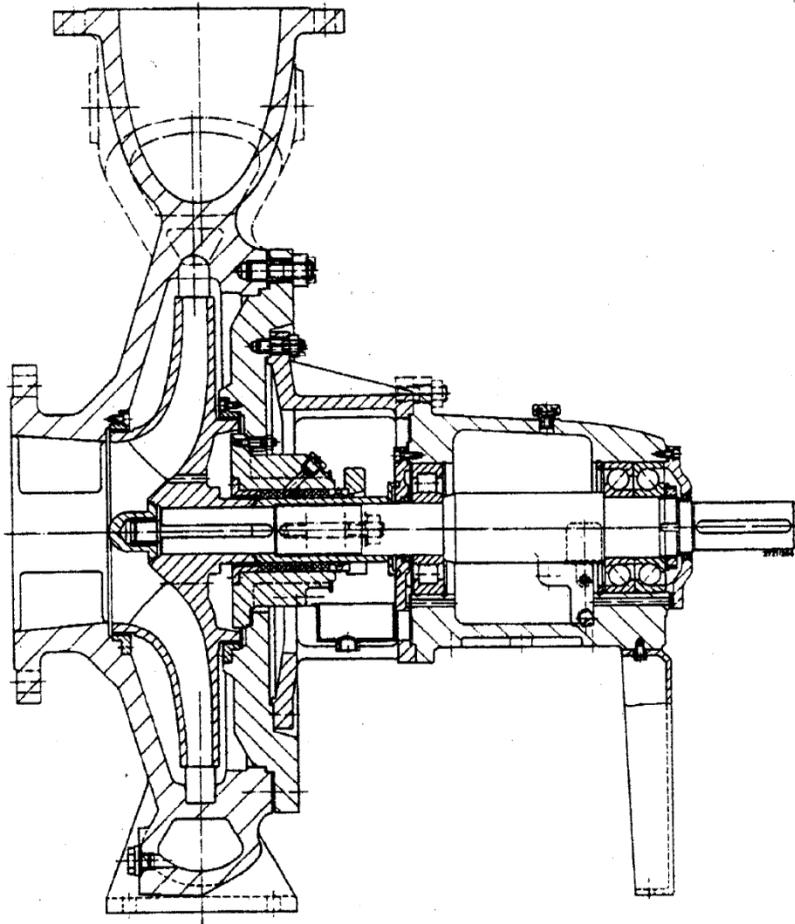
III. Kavitation

- Kavitation: -- Hohlraumbildung durch Verdampfen bei Unterschreiten des Dampfdruckes durch den statischen Flüssigkeitsdruck
- Bildung von Dampfblasen

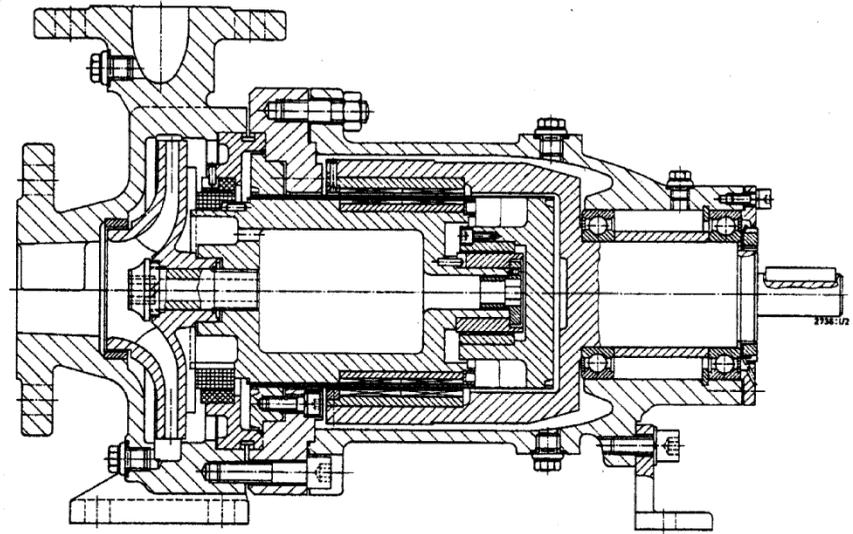
Wassertemperatur	[° C]	20	40	60	80	100
Dampfdruck	[bar]	0.0234	0.0738	0.199	0.474	1.013

Flüssigkeiten mit hohen Dampfdrücken sind naturgemäß stärker kavitationsgefährdet.

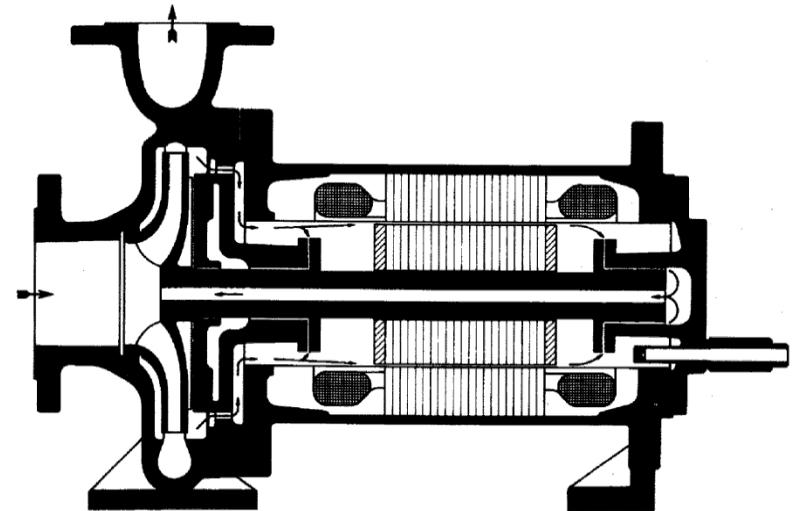
- Ausgasen (Entweichen von in der Flüssigkeit gelösten Gasen) ist **keine** Kavitation
- Prinzipiell haben Kavitation und Strömungsablösung nichts miteinander zu tun, auch wenn sie oft gemeinsam auftreten.



Chemienormpumpe nach DIN 24256 und ISO 2858



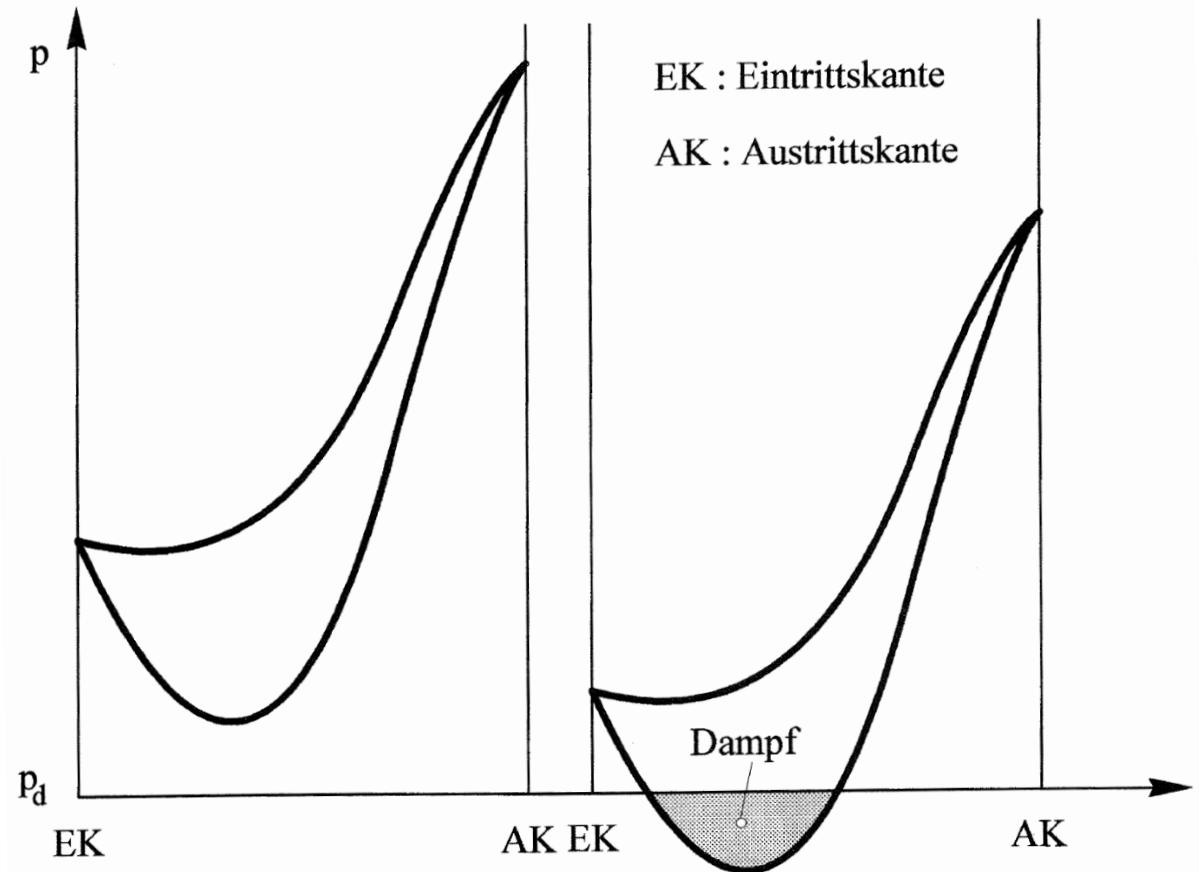
Chemiepumpe mit Antrieb über Dauermagnetkupplung



Schema einer Spaltrohmotorpumpe

Erscheinungsort der Kavitation: alle Stellen mit niedrigem Druck

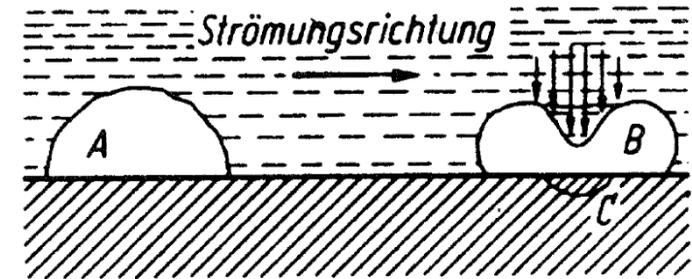
- Lauf- und Leitschaufeln
 - auch Schiffspropeller
 - u.U. auch bei hohem Druckniveau
- Drosselspalte und Gleitlager
- Ventile und Schieber (Armaturen)
- Kreisläufe z.B.
 - Kühlwasserkreisläufe von Motoren
 - Verfahrenstechnische Anlagen



Qualitative Darstellung des Druckverlaufes einer Pumpenbeschaufelung

Die Dampfblasen (Kavitationsblasen) werden in Gebiete höheren Drucks mittransportiert und verschwinden dort wieder: **Implosion**

- Bei der Implosion bilden sich „Mikrojets“ mit lokal begrenzten Drücken von **mehreren 1000 bar**, wodurch **mechanisch** Material aus der Wand gerissen wird: **Kavitationserosion**
- Blasen, die innerhalb der Strömung implodieren, sind hinsichtlich der Erosion harmlos, aber:
 - Geräusch, Lärm
 - Schwingungen, Laufunruhe
- Plötzlich stark absinkende Systemdrücke können in **extremen Fällen** innerhalb von **Sekunden** zur völligen Materialzerstörung führen, normalerweise treten Kavitationsschäden innerhalb von Tagen, Wochen oder Monaten auf.

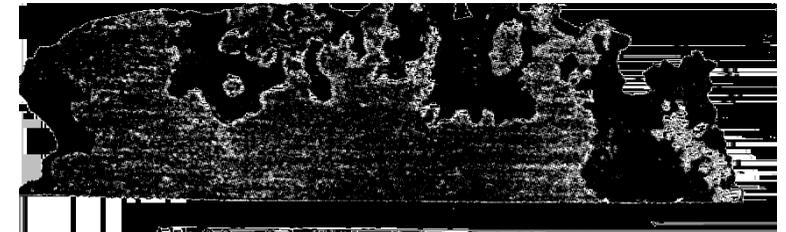


Dampfblasenbildung (Kavitation)

- | | |
|---|---------------------------------|
| A | Entstehung der Dampfblase; |
| B | Zusammenbrechen der Dampfblase; |
| C | Werkstoffzerstörung |



Durch Kavitation ausgegagte Oberfläche von Gusseisen



Schnitt des Gussstückes

Alle Werkstoffe halten den Mikrojets eine mehr oder weniger lange Zeit stand:

- Inhibitionszeit

Polieren verlängert bei allen Werkstoffen die Inhibitionszeit

- Schadenverlauf:

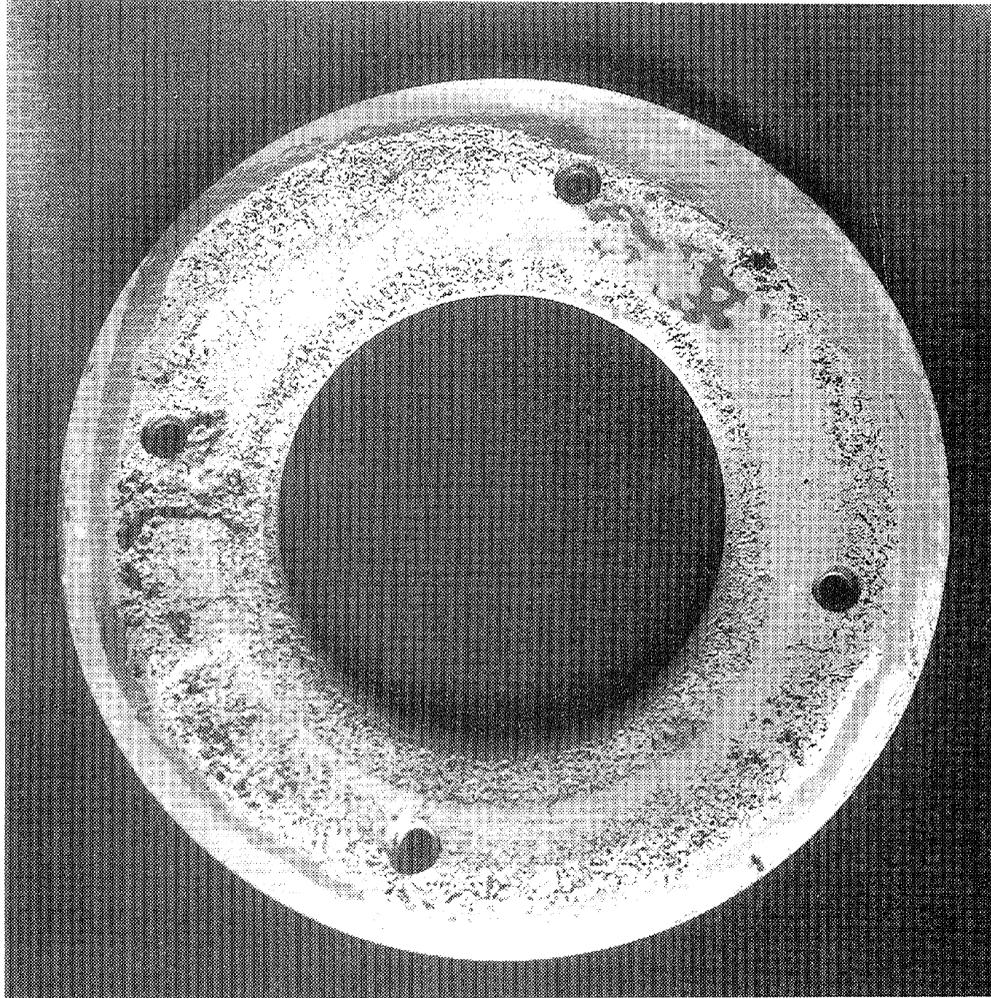
1. Oberflächeneindrücke (wie feine Hammerschläge, Beschuss mit Kugeln)
2. Aufbrechen der Oberfläche
3. Materialabtrag

- Zunehmende Kavitationsempfindlichkeit:

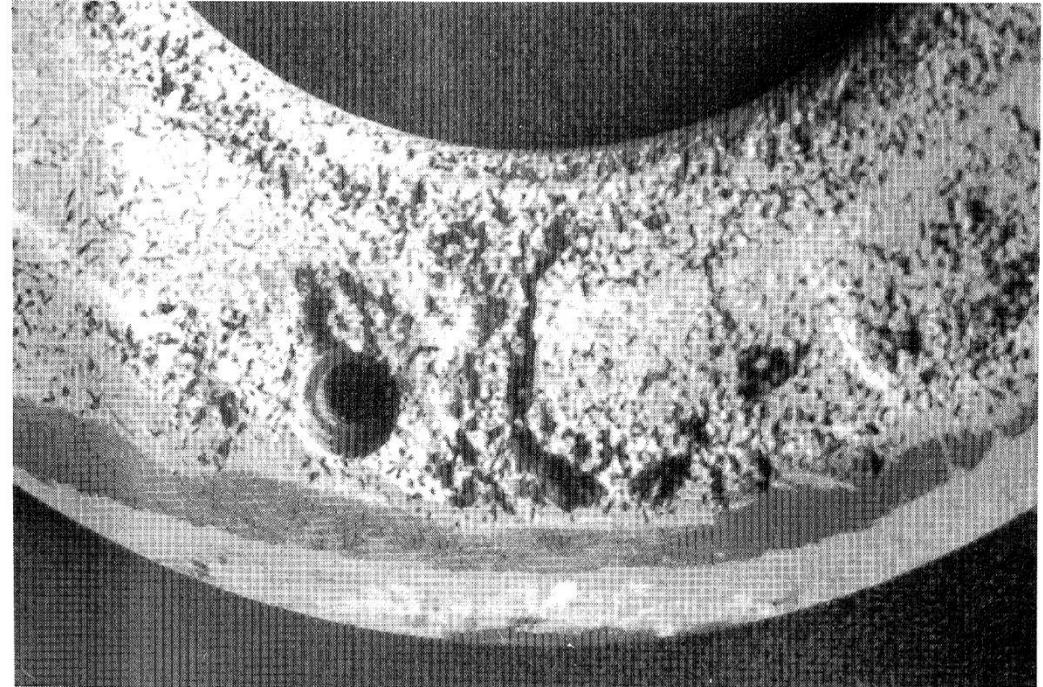
Grauguss => Stahlguss => Bronze => legierter Stahlguss => Al-Mehrstoff-Bronze



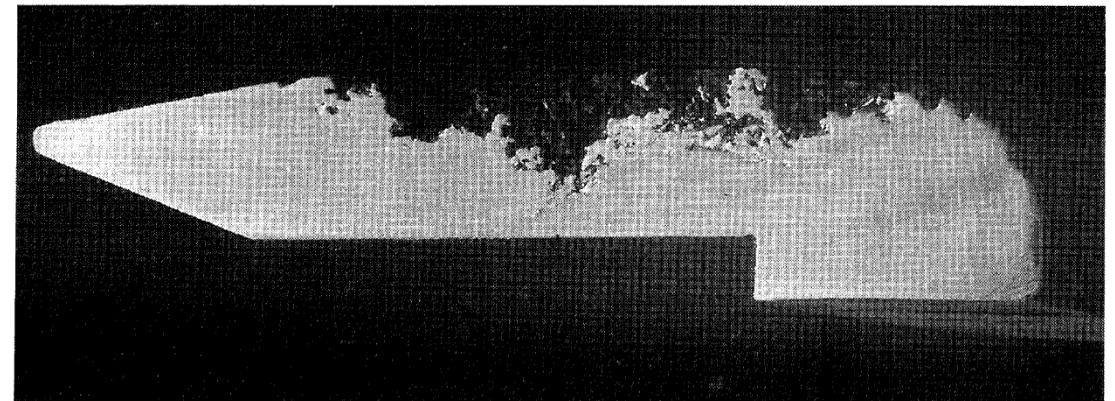
meistverwendeter Werkstoff bei Kavitationsgefährdung



Von der Kavitation angegriffener Lamellenring einer Ringdüsen-Vakuumpumpe



Teilansicht des Lamellenringes

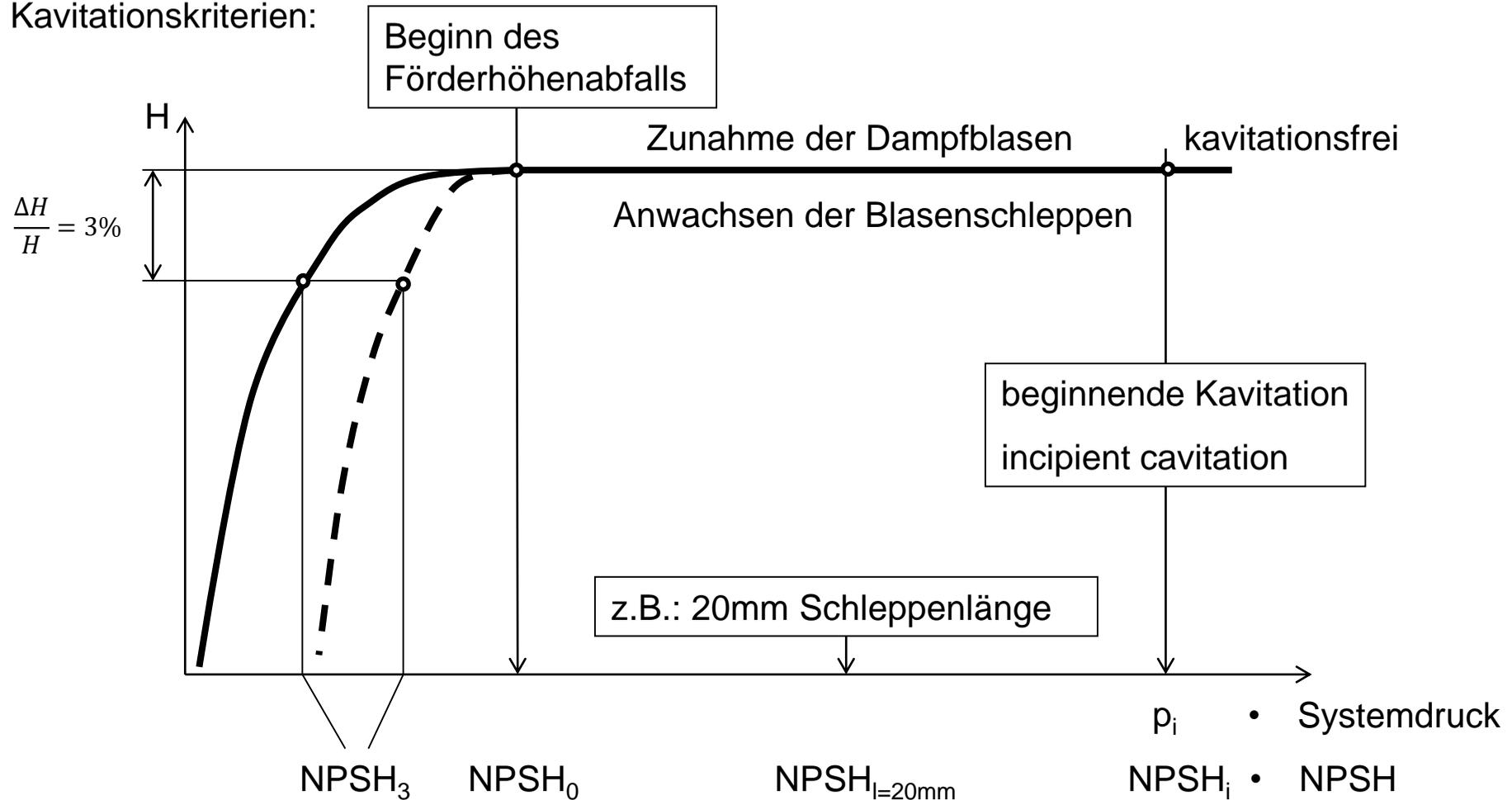


Schnitt durch den Lamellenring

Quelle: Neumaier

- Ausbildung von Kavitation: Abreißäste bei $Q=\text{const.}$ $n=\text{const.}$.

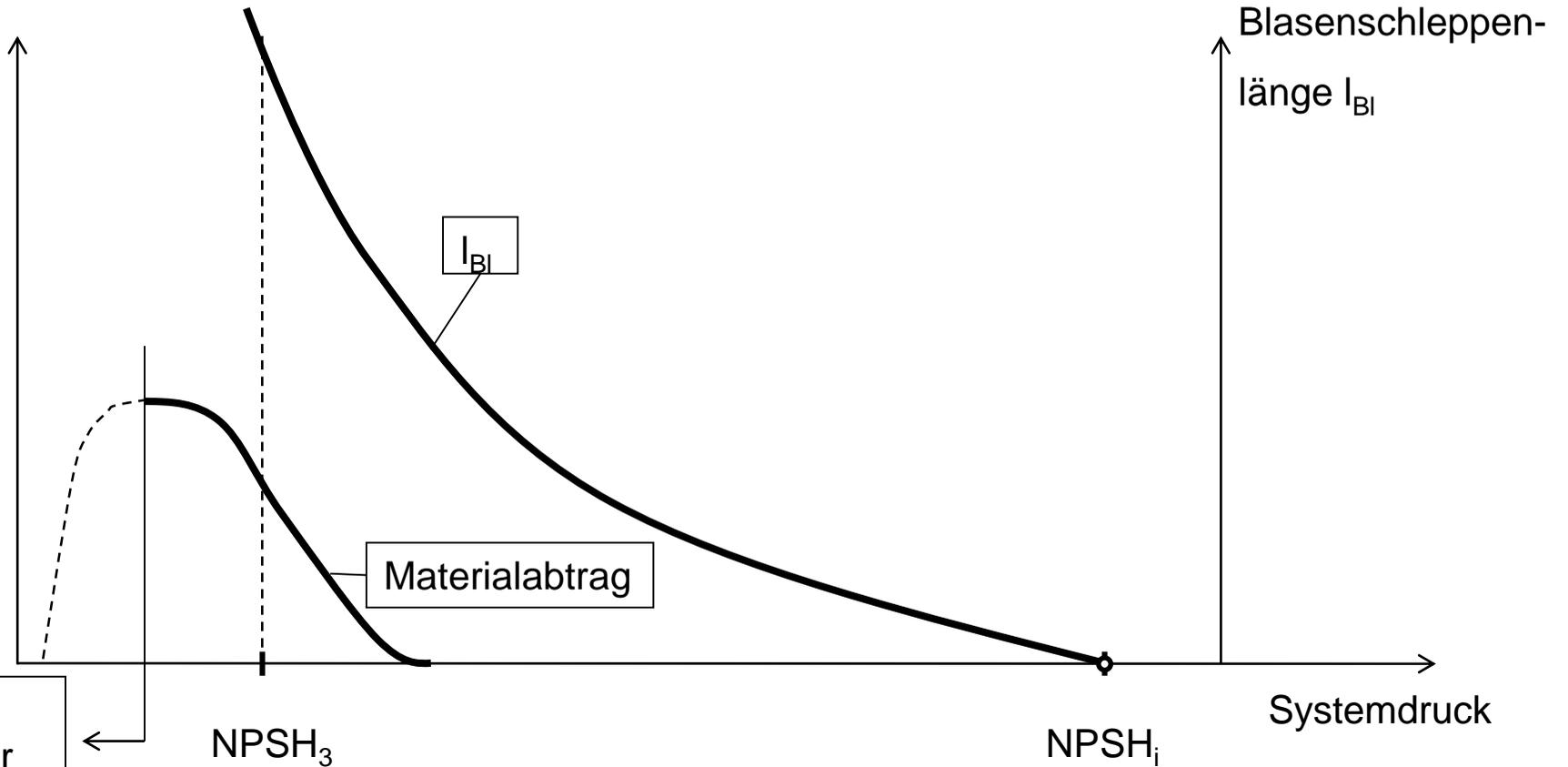
- Kavitationskriterien:



weitere Kriterien:

- Geräuschniveau => frühestes Anzeichen von Kavitation
- Materialabtrag, jedoch nicht bei Kohlenwasserstoffen

Materialabtrag
pro Zeit [mg/h]



Rad komplett mit
Dampf gefüllt, in der
Praxis ohne Relevanz

Der so ermittelte Wert ist der NPSH-Wert der Pumpe: $NPSH_{erf}$

Beim $NPSH_{erf}$ -Wert der Pumpe muss **immer** das betreffende Kriterium genannt werden!

Kavitationskennzahlen

üblich: Ermittlung der Kavitationskennzahlen auf der Saugseite der Maschine/Armatur

Der Einfachheit halber: Bezugsebene ist nicht die kavitationsgefährdete Stelle, sondern die Ebene durch die äußeren Punkte der Schaufeleintrittskante

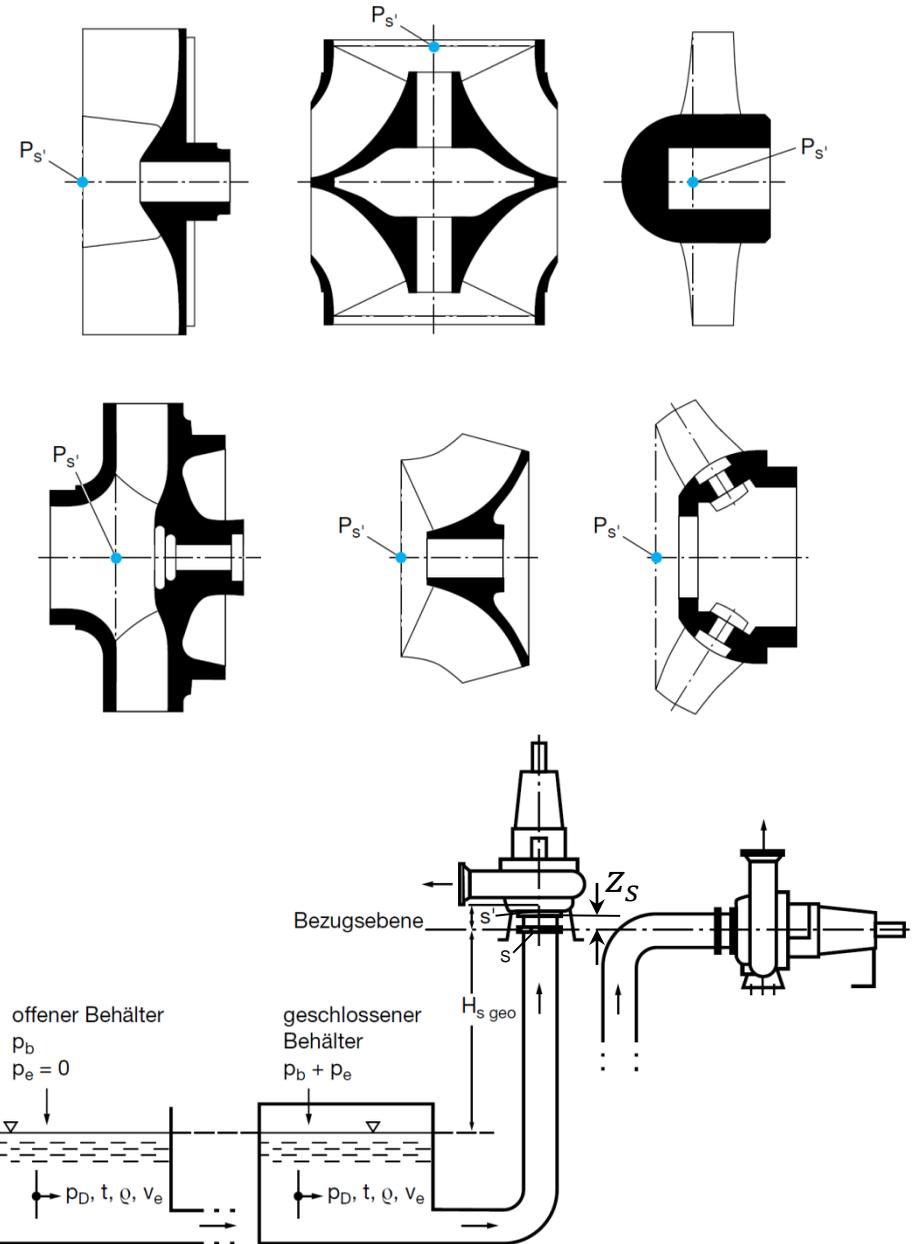
Definition NPSH: $NPSH = \frac{p_{tot,S} - p_d}{\rho g}$

Anlage: $NPSH_{vorh} / NPSH_{available}$

z.B.: $NPSH_{vorh} = \frac{p_e + p_b - p_d}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} - H_{v,e-s} - H_{s,geo}$

Nicht mehr gebräuchlich: Haltedruckhöhe

$$H_H = NPSH - z_S$$

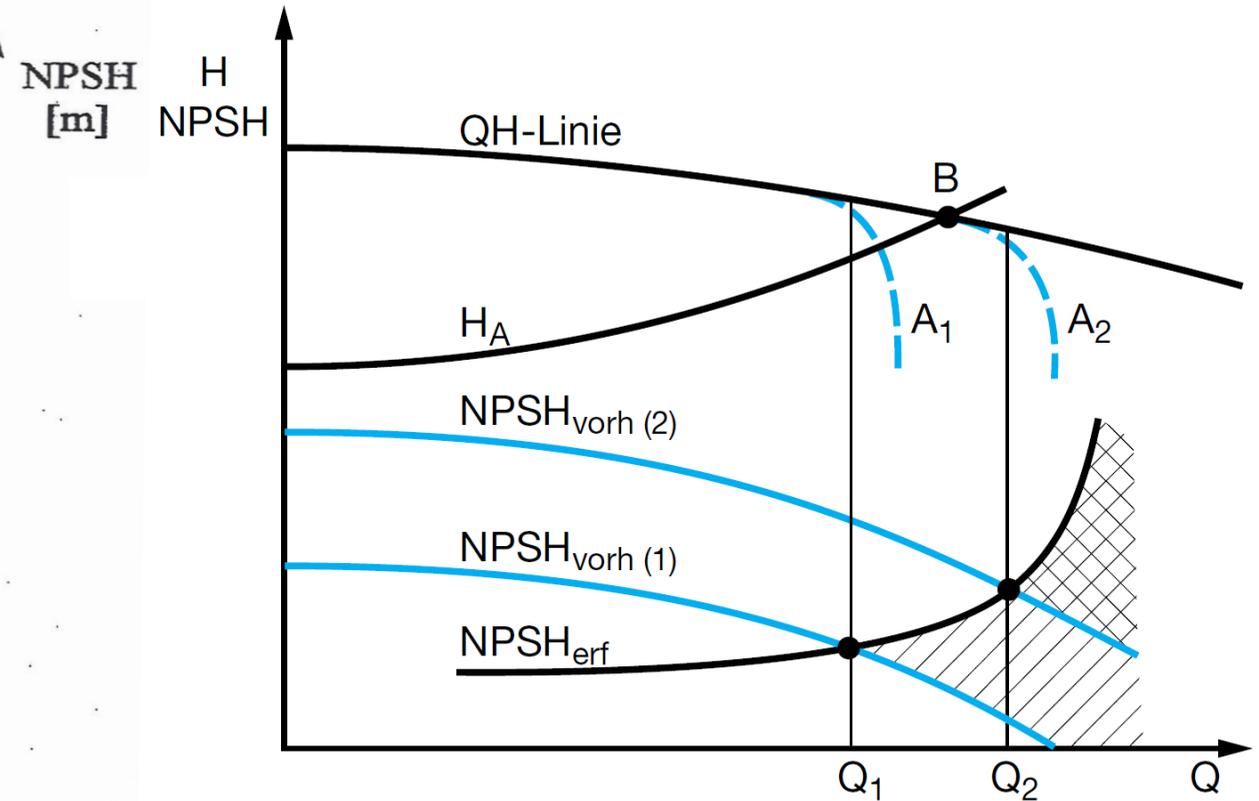
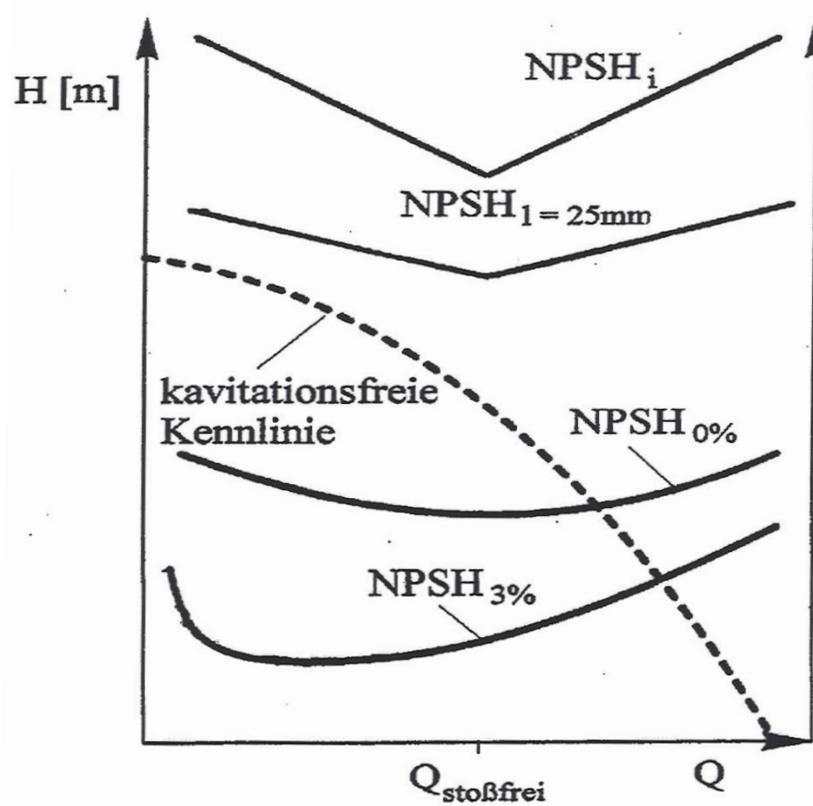


Sichere Kavitationsvermeidung: $NPSH_{\text{vorh}} > NPSH_{\text{erf}}$

$NPSH_{\text{vorh}} > NPSH_i$ kavitationsfrei

$NPSH_{\text{vorh}} > NPSH_0$ kein Förderhöhenabfall

$NPSH_{\text{vorh}} > NPSH_3$ Förderhöhenabfall max. 3 %



IV. Ähnlichkeitsgesetze und dimensionslose Kennwerte

Strömungsmaschinen können auch bei Änderung der Größe und Drehzahl einheitlich beschrieben werden:
=> Ähnlichkeitsgesetze.

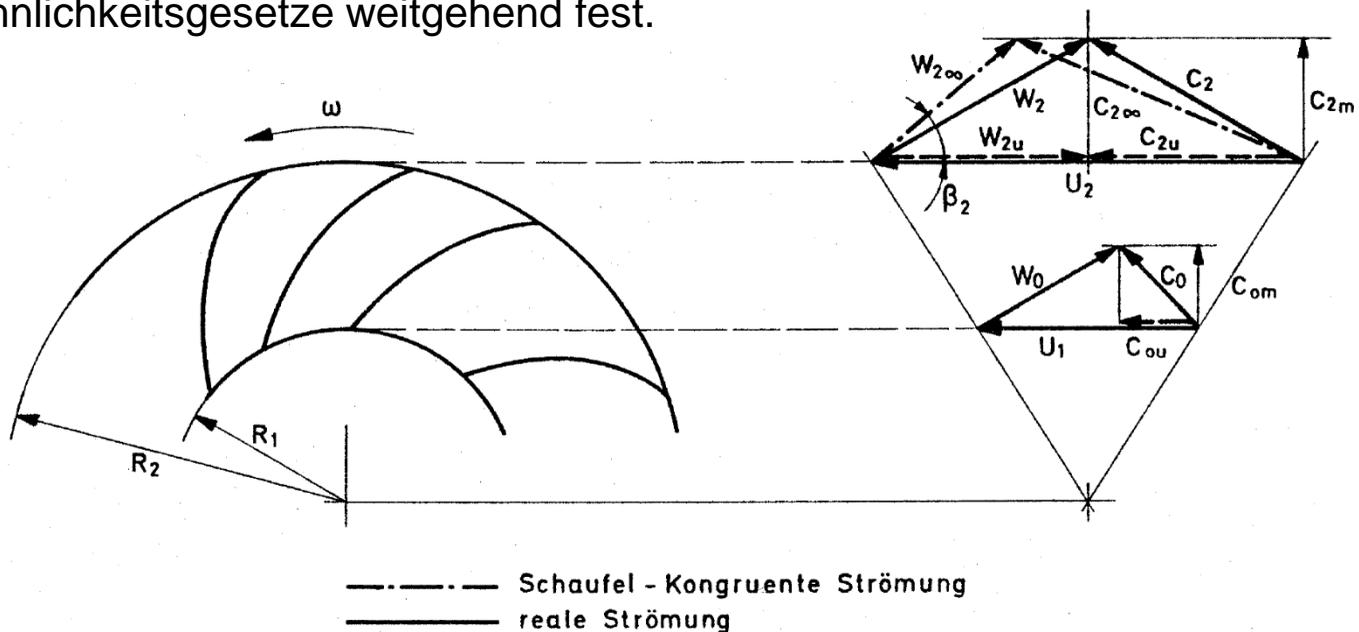
Das Betriebsverhalten liegt durch die Ähnlichkeitsgesetze weitgehend fest.

Förderhöhe:

$$H = \frac{1}{g} (u_a c_{ua} - u_e c_{ue})$$

$$H = \frac{u_a^2}{g} \left[\frac{c_{ua}}{u_a} - \left(\frac{u_e}{u_a} \right)^2 \left(\frac{c_{ue}}{u_e} \right) \right]$$

$$H = \frac{u_a^2}{g} \left[\frac{c_{ua}}{u_a} - \left(\frac{D_e}{D_a} \right)^2 \left(\frac{c_{ue}}{u_e} \right) \right]$$



Bei gleicher **Form** ist der Klammerausdruck unabhängig von Größe und Drehzahl

$$\Rightarrow \frac{H_2}{H_1} = \frac{u_a^2}{u_{a1}^2} = \frac{u_e^2}{u_{e1}^2} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left(\frac{D_{a2}}{D_{a1}} \right)^2$$

NPSH analog, weil sich die Drücke proportional zu H verhalten

Durchsatz/Volumenstrom:

$$\dot{m} = \rho c A \quad \Rightarrow \quad \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{\rho_1 c_1 D_1^2}{\rho_2 c_2 D_2^2}$$

Strahlensatz für Geschwindigkeitsdreiecke

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{u_1}{u_2} = \frac{n_1 D_1}{n_2 D_2}$$

Für ringförmig durchströmte Fläche

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{\rho_1 n_1 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3}{\rho_2 n_2}$$

Volumenstrom

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3}{n_2}$$

Leistung

$$P = \rho g Q H$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1 Q_1 H_1}{\rho_2 Q_2 H_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$$

Kräfte

$$F = A \Delta p$$

mit

$$\Delta p \sim \rho g H$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\rho_1 H_1 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}{\rho_2 H_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4$$

Bei Drehzahländerung bleiben die Geschwindigkeitsdreiecke ähnlich

$$u \sim n$$

$$c \sim n$$

$$c_u \sim n$$

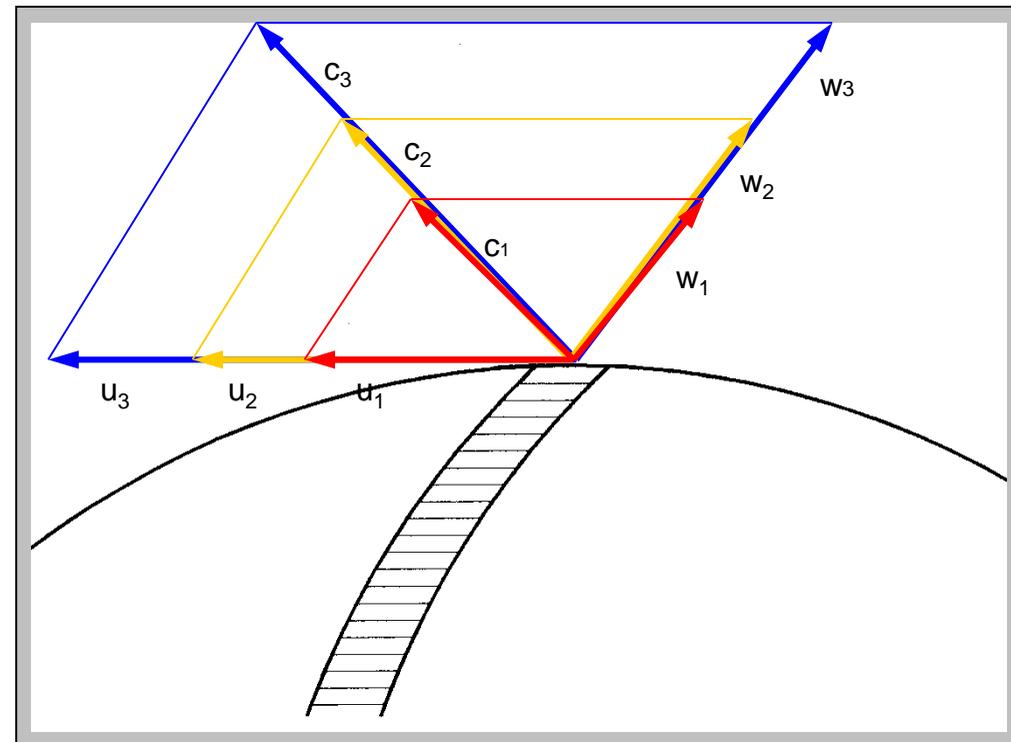
$$Q = c \cdot A \longrightarrow Q = K_1 \cdot n$$

$$H = \frac{1}{g} u_a c_{ua} \longrightarrow H = K_2 \cdot n^2$$

Ersetze n

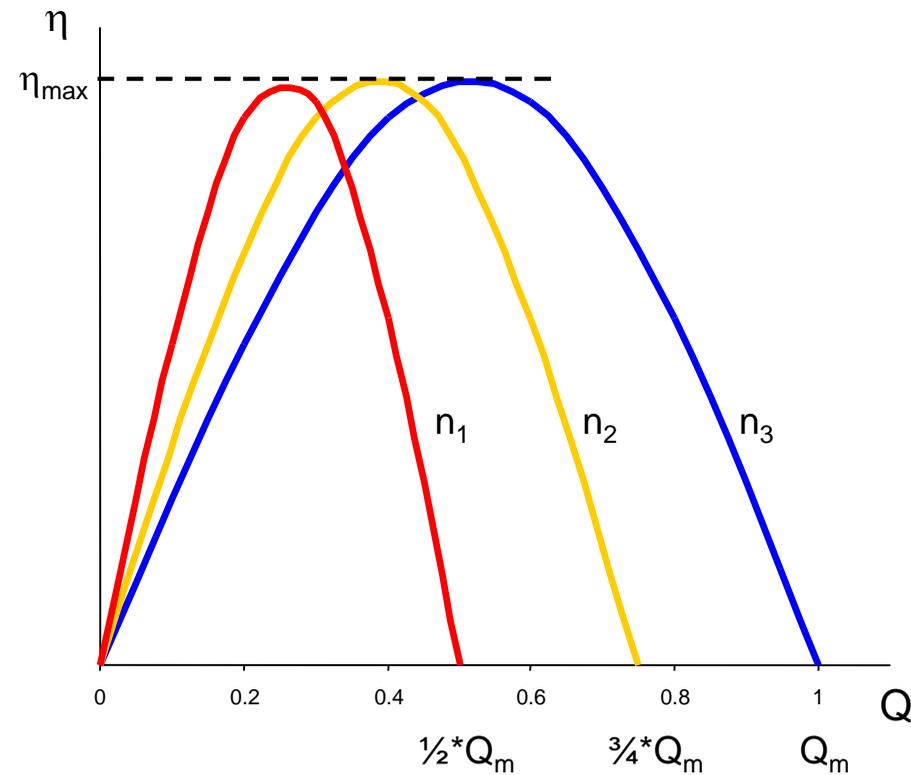
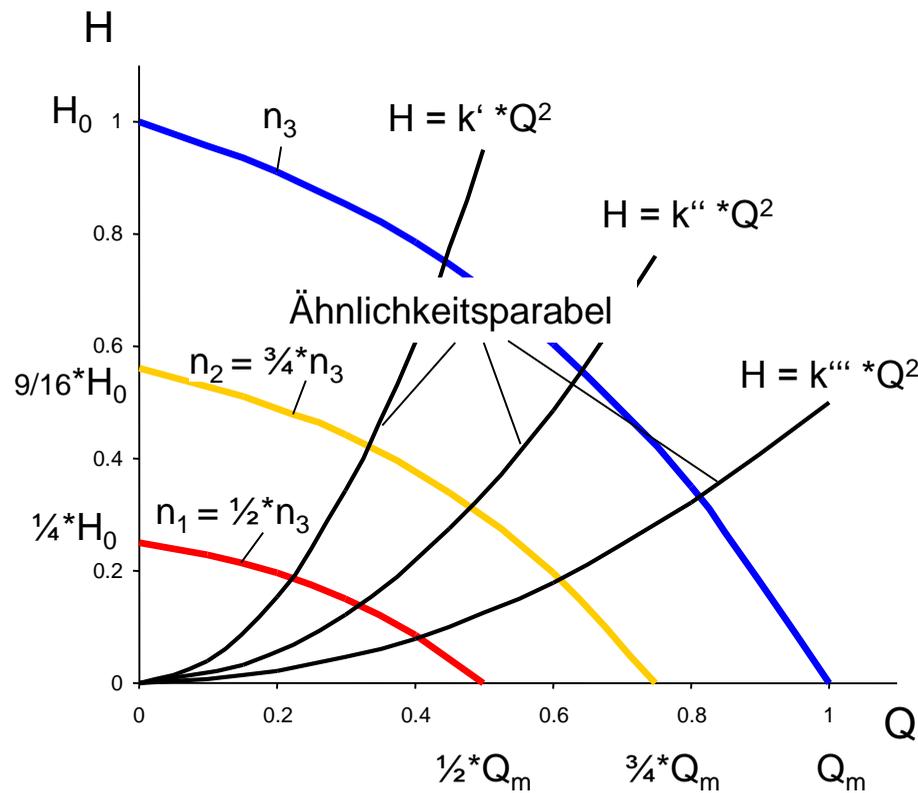
$$H = \frac{K_2}{K_1^2} \cdot Q^2 = K \cdot Q^2$$

Variation von n, alles andere ist unverändert.



Kennlinie und Ähnlichkeitsgesetz

$H = k \cdot Q^2$: Bei Drehzahländerung verschiebt sich ein Punkt der Kennlinie auf einer Parabel!
Die Wirkungsgrade bleiben praktisch gleich.

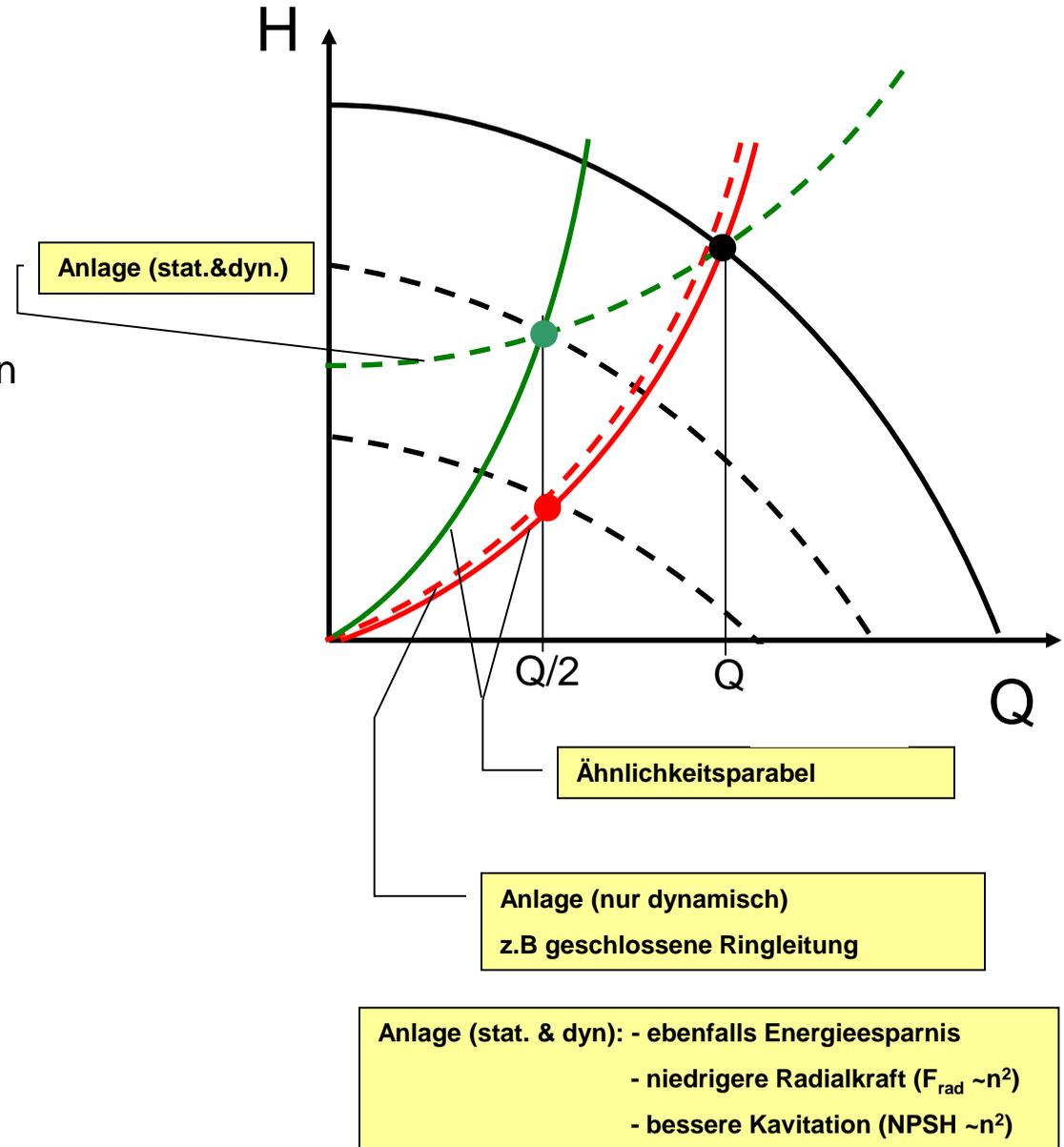


Drehzahlregelung

- Geeignet für Kennlinien mit hauptsächlich dynamischem Anteil
 - hohe Kosten (??), gute Amortisation
 - energiesparendste Regelung
 - stufenlose Regelung
- gestuft mit polumschaltbaren Elektromotoren

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \frac{NPSH_1}{NPSH_2}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_1 \cdot H_1}{\rho \cdot g \cdot Q_2 \cdot H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$



Dimensionslose Kennwerte

Strömungsmaschinen sind vielfältig:

1.) Bauart: Gebläse, Schiffsschrauben, Radialpumpen, Gas- und Dampfturbine

jeweils zugeordnet: Bereich spezifischer Drehzahl mit typischer Bauart

2.) Baugröße: innerhalb einer Bauart entsprechend der Anforderung:
unterschiedlich große und unterschiedlich schnell drehende, aber
ähnliche Maschine



Dimensionslose Kennwerte erlauben es, Maschinen auf ähnlichen Betriebspunkten zu fahren durch Anpassung von Größe und Drehzahl.

Voraussetzung: Dimensionslose Kennwerte sind ident.

1. Förderziffer φ

$$\varphi = \frac{Q}{Au} \quad \text{mit} \quad c_0 = \frac{Q}{A} \quad \Rightarrow \quad \varphi = \frac{c_0}{u}$$

Bei axialer Anströmung:

$$\tan \beta_0 = \frac{c_0}{u} = \varphi$$

Andere Schreibweise:

$$\varphi = \frac{Q}{\left(\frac{D^2\pi}{4}\right)\left(\frac{D\pi n}{60}\right)} = \frac{Q}{nD^3} 24,32 \quad \Rightarrow \quad Q = \varphi D^3 n \frac{1}{24,32}$$

$n [\text{min}^{-1}]$

Wahl der Bezugsflächen ist häufig verschieden

Axialmaschinen

$$A_{ax} = \frac{\pi}{4} D_a^2 (1 - v^2)$$

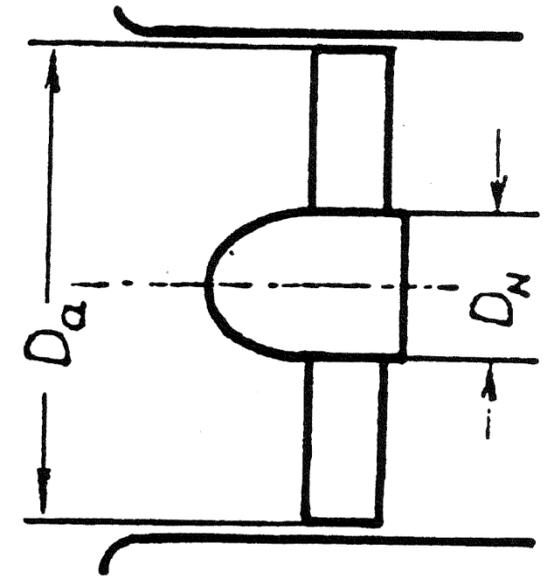
Nabenverhältnis

$$v = \frac{D_N}{D_a}$$

Vorteil:

$$\varphi = \tan \beta_0$$

bleibt erhalten



Axialmaschine

Wählt man demnach den Gesamtquerschnitt als Bezugsfläche folgt

$$\varphi = \varphi_{ax} (1 - v^2)$$

2. Druckziffer ψ

Hydraulische Maschine:
$$\psi = \frac{Y}{\left(\frac{u^2}{2}\right)} = \frac{2Y}{u^2} = \frac{2gH}{u^2}$$
 spezifische Stutzenarbeit $Y = gH \left[\frac{J}{kg} \right]$

$$\psi = \frac{2gH}{\left(\frac{D\pi n}{60}\right)^2} = 7156,5 \cdot \frac{H}{D^2 n^2} \quad \rightarrow \quad H = \psi D^2 n^2 \cdot 1,397 \cdot 10^{-4} \quad n [min^{-1}]$$

Die Umfangsgeschwindigkeit u ist mit demselben Durchmesser wie φ zu bilden.

3. Leistungsziffer λ

Pumpe:
$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} \quad [kW]$$
 Faktor 1000 nur wegen kW

mit:
$$Q = 0,0411 \varphi D^3 n$$

$$H = 1,397 \cdot 10^{-4} \psi D^2 n^2$$

eingesetzt:
$$P = 5,64 \cdot 10^{-8} \underbrace{\frac{\varphi \psi}{\eta}}_{\text{Leistungsziffer } \lambda} \rho D^5 n^3$$

Leistungsziffer λ

4. Durchmesserziffer δ

Hydraulisch: $H = 1,397 \cdot 10^{-4} \psi D^2 n^2$

$$Q = 0,0411 \varphi D^3 n$$

Eliminiere n: $\Rightarrow D = 0,5361 \frac{\psi^{\frac{1}{4}} Q^{\frac{1}{2}}}{\varphi^{\frac{1}{2}} H^{\frac{1}{4}}}$ Def.: $\delta = D \frac{H^{\frac{1}{4}}}{Q^{\frac{1}{2}}}$

$$\delta = 0,5361 \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}}$$

Bedeutung: Durchmesser einer Maschine, bei der Druckzahl und Lieferzahl bekannt sind, liegt fest.

5. Spezifische Drehzahlen

Eine spezifische Drehzahl ergibt sich durch Umrechnung auf die Drehzahl und die Größe bei einem Normzustand:

$$Q = 1 \frac{m^3}{s}$$

$$H = 1m$$

Es hat sich gezeigt, dass zu einer bestimmten spezifischen Drehzahl eine bestimmte Bauform gehört: type number/shape number

geg.: Q_A, H_A, n_A

ges.: Drehzahl n_q für Normzustand

1. Fall-/Förderhöhe:

$$\left(\frac{D_A}{D_q}\right)^2 \left(\frac{n_A}{n_q}\right)^2 = \frac{H_A}{H_q}$$

2. Volumenstrom:

$$\left(\frac{D_A}{D_q}\right)^3 \frac{n_A}{n_q} = \frac{Q_A}{Q_q}$$

nach n_q aufgelöst =>

$$n_q = n_A \frac{\left(\frac{Q_A}{Q_q}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{H_A}{H_q}\right)^{\frac{3}{4}}} = n_A \frac{\sqrt{Q_A}}{H_A^{\frac{3}{4}}}$$

mit

$$H = 1,397 \cdot 10^{-4} \psi D^2 n^2$$

$$Q = 0,0411 \varphi D^3 n$$

} =>

$$n_q = 157,8 \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}}$$

Einheiten:

$$[n] = \text{min}^{-1}$$

$$[H] = \text{m}$$

$$[Q] = \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Keller: Schnelllaufzahl σ

$$\sigma = \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}}$$

Weitere Definitionen:

- Type number: K von ISO empfohlen
$$K = 2\pi n \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}}$$
- Suction specific speed: n_{SS}
$$n_{SS} = n \frac{\sqrt{Q}}{(NPSH)^{\frac{3}{4}}}$$
- Spezifische Schnellläufigkeit nach Pfeleiderer: n_q'
$$n_q' = n \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}}$$

Radformen und Druckzahlen

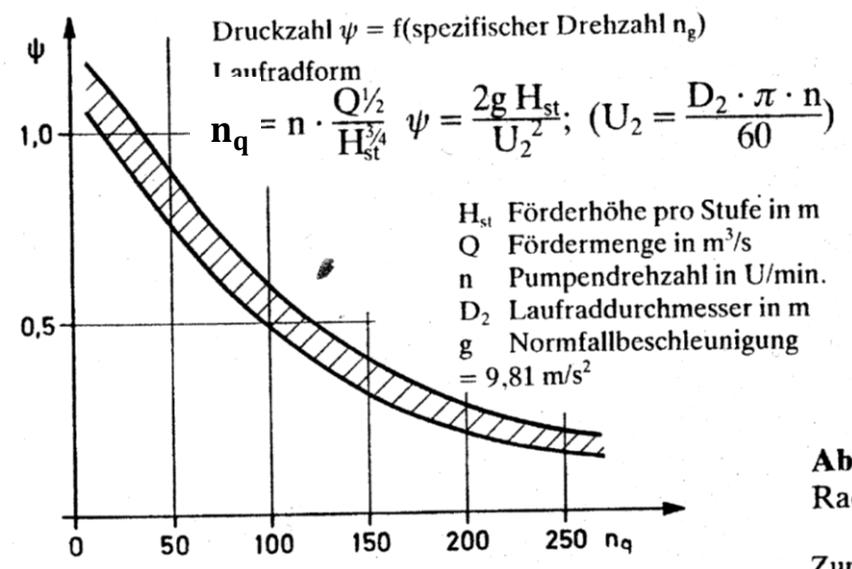
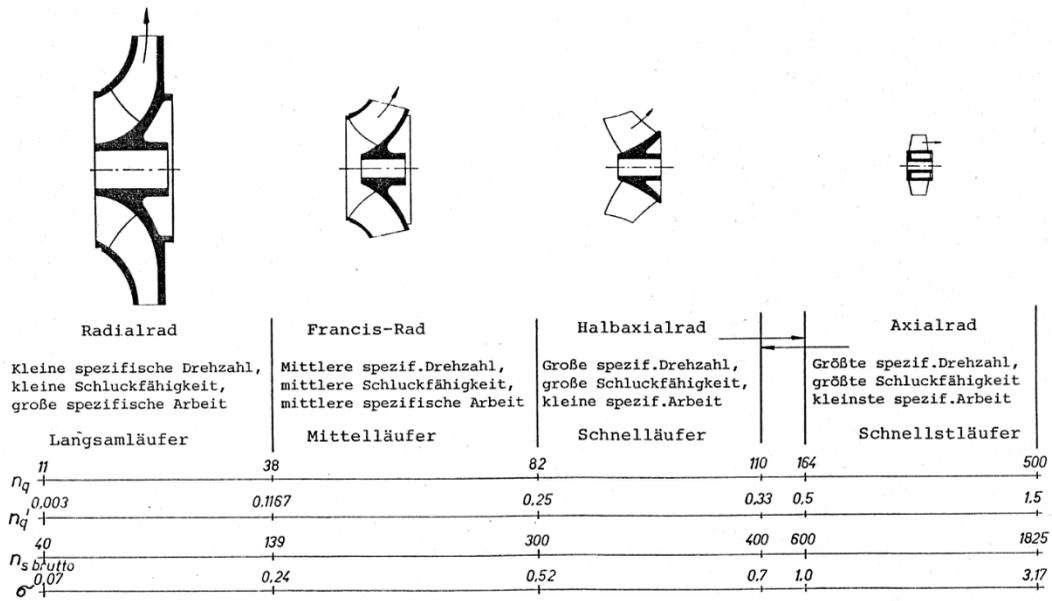
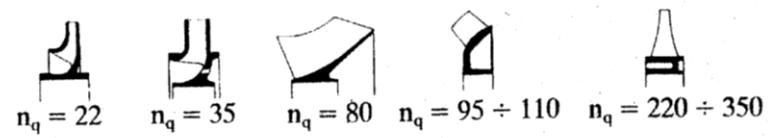


Abb. 1.9 Radformen u



Zunehmende Fördermenge
 Abnehmende Förderhöhe



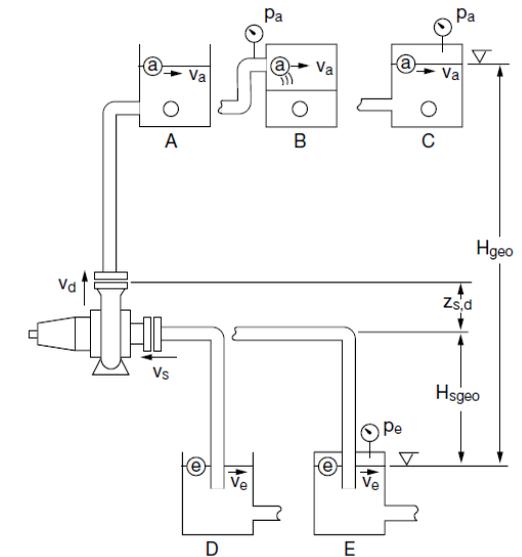
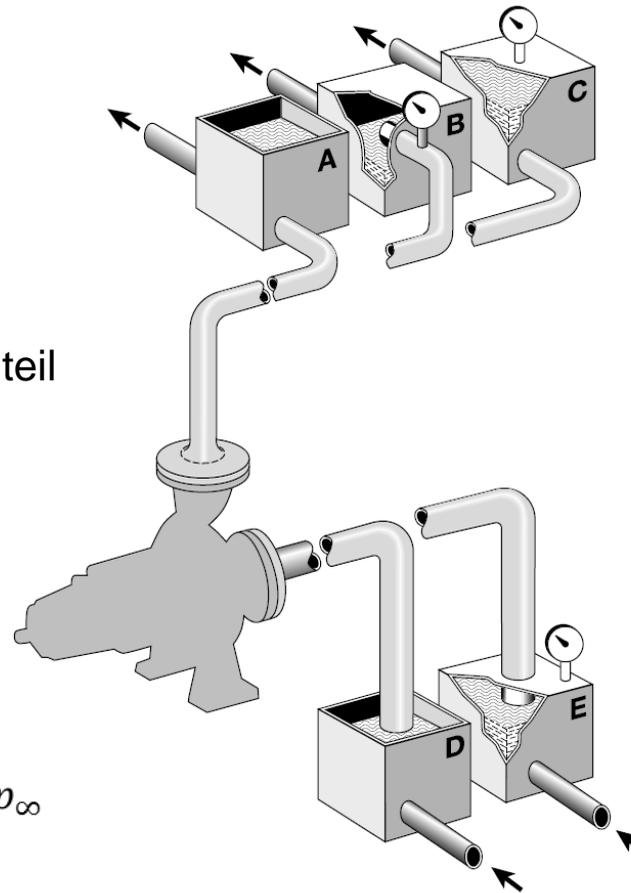
Quelle: Sulzer

V. Auslegung von Pumpen und Anlagen

Erforderliche Förderhöhe der Anlage

$$H_A = H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho g} + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} + \sum H_V$$

statischer Anteil
dynamischer Anteil



Sonderfälle:

- große Behälter $v_a \cong 0, v_e \cong 0$
- offene Behälter $p_a = p_\infty, p_e = p_\infty$
- geschlossene Ringleitung $a = e$

Pumpenanlage mit Saugbetrieb

Quelle: KSB

Pumpenauswahl:

$$H_p = \underbrace{H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g}}_{H_{stat}} + \underbrace{\frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} + \sum H_{vi}}_{H_{dyn}}$$

$$H_{stat} \neq f(Q)$$

Ausnahme: -) sich füllende/entleerende Behälter

$$\frac{z_a}{z_e} = f(Q)$$

-) sich füllende/entleerende Druckbehälter

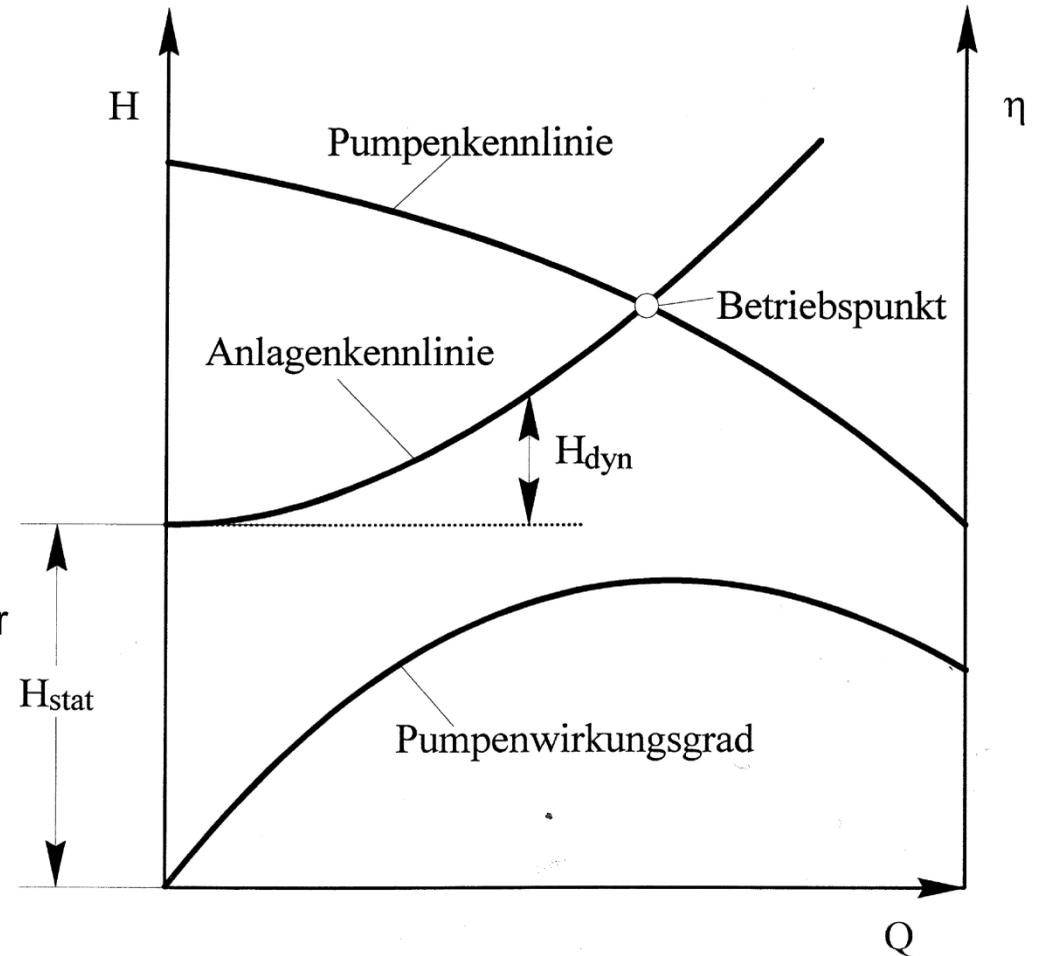
$$\frac{p_a}{p_e} = f(Q)$$

$$H_{vi} = \zeta_i \frac{v_i^2}{2 \cdot g}$$

- Verlustansatz (Darcy-Weisbach)

ζ_i

- Verlustbeiwert



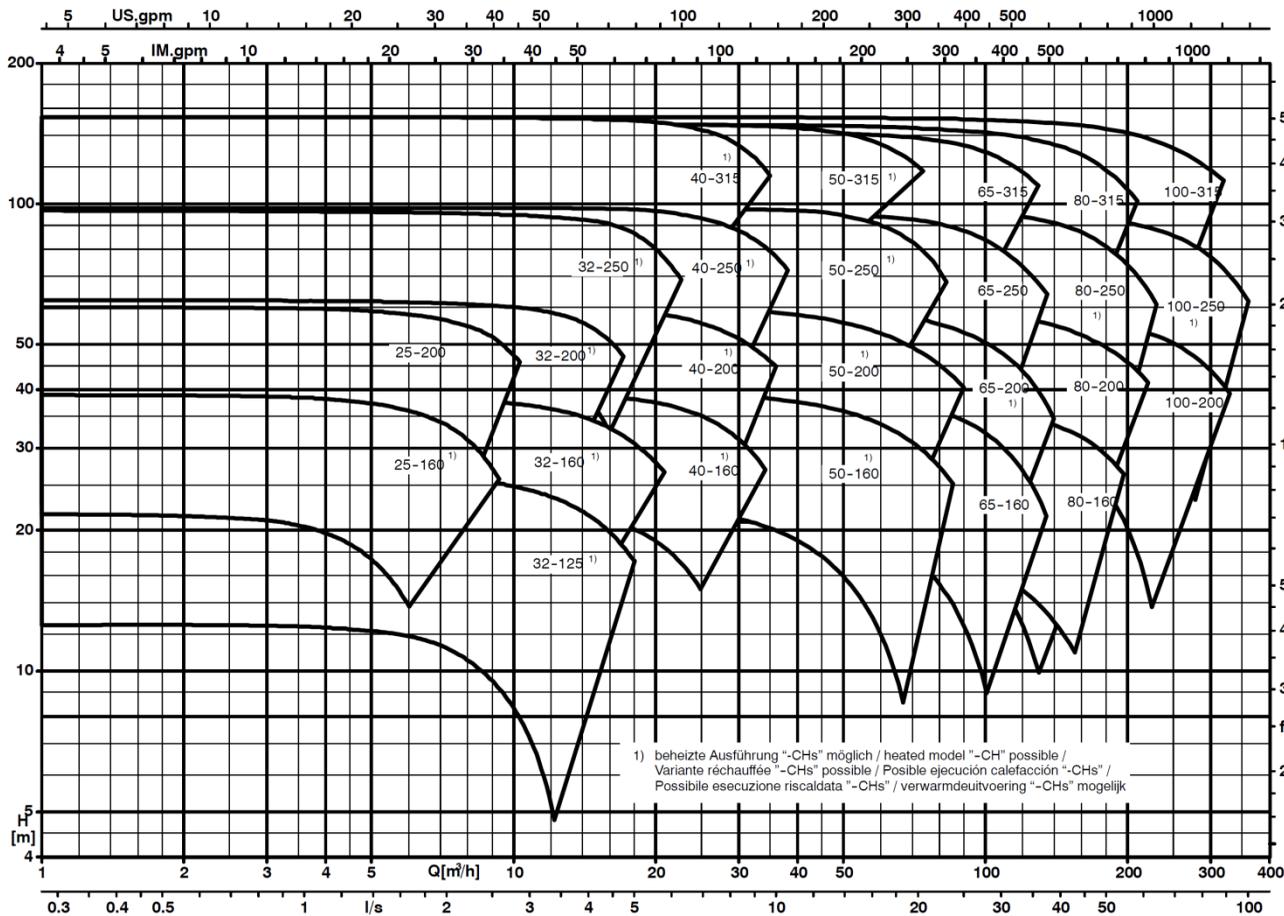
Die Pumpengröße muss so gewählt werden, dass sie bei gegebenem Volumenstrom Q das Optimum erreicht!

- Auswahl der Pumpe

$$H_p(Q_{opt}) = H_A$$

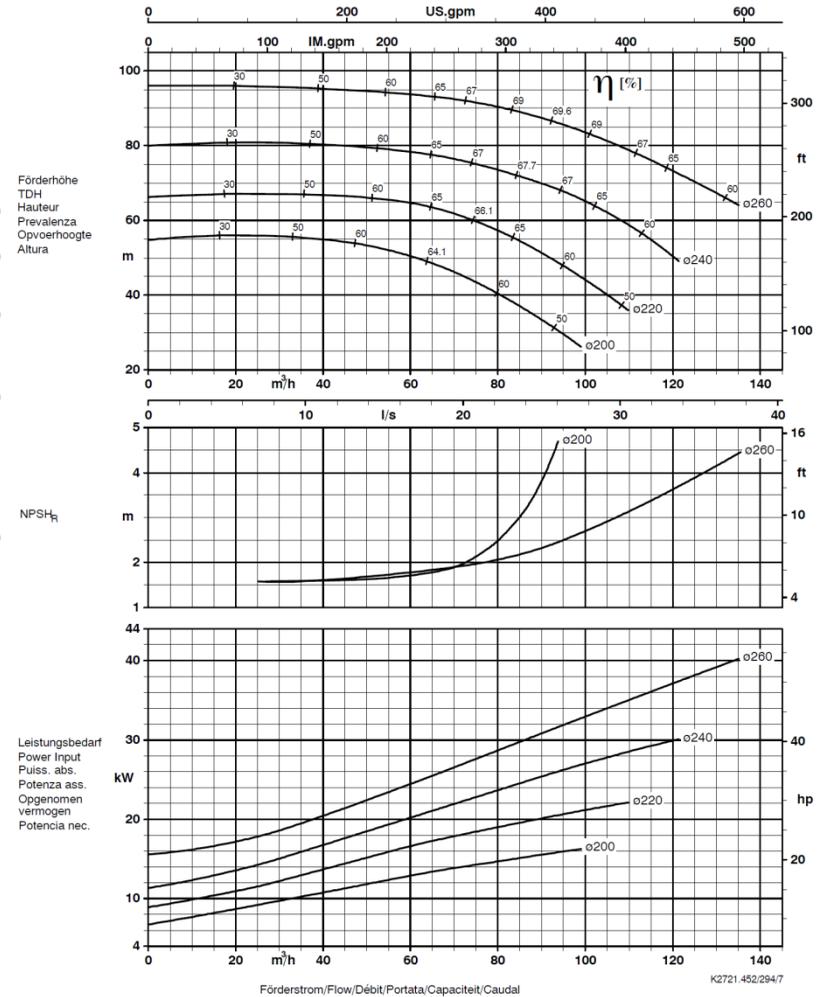
keine Toleranzen, keine Sicherheitszuschläge

- u.U. Anpassung der Kennlinie durch Abdrehen

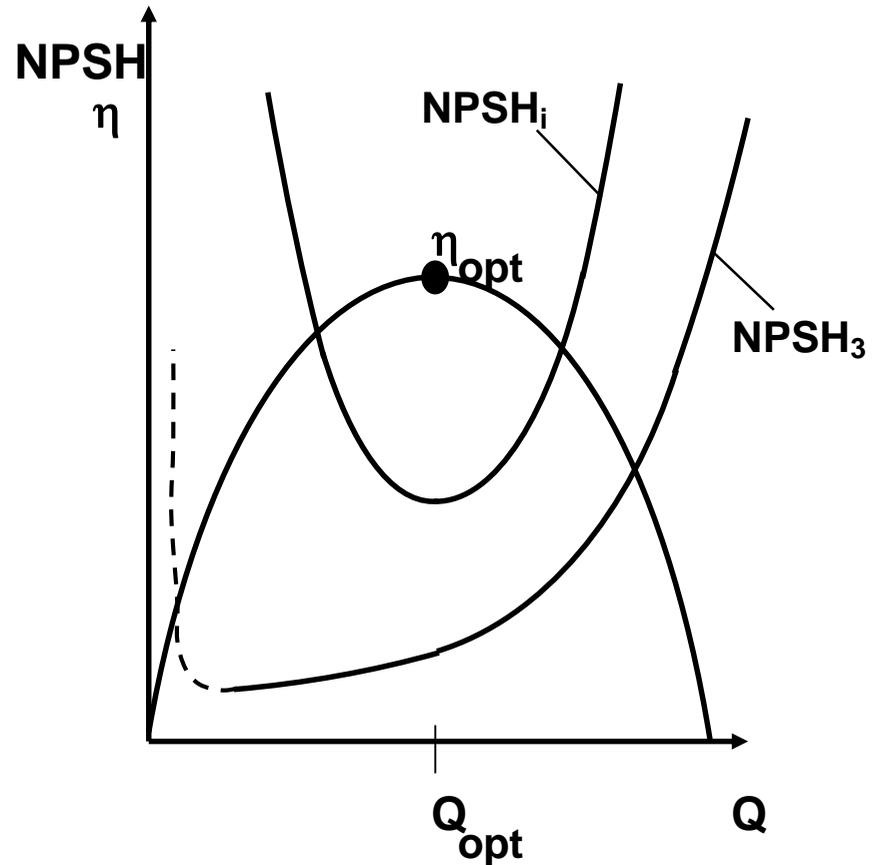
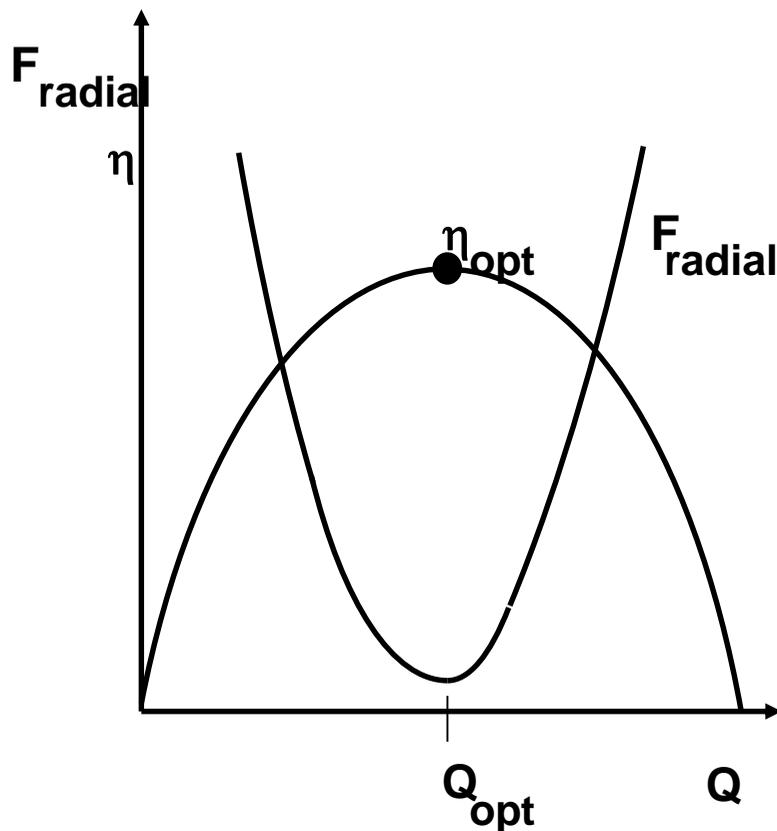


Quelle: KSB

Barreihe-Größe Type-Size Modèle CPK-D / CPKN 65-250 Magnechem / -Bloc Secochem-Ex, HPK-L	Typo Serie Tipo 65-250	Nennzahlzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominal toerental Revoluciones nom.	Laufrad-Ø Impeller Dia. Diámetro de roas	Ø Gänge Ø Waaler Ø Rodete
Projekt Project Projet	Projekt Project Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offerte. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Posizion. Pos.-Nr.
		2900 1/min			
 KSB Aktiengesellschaft Postfach 1361 81253 Pegnitz Bahnhofplatz 1 91257 Pegnitz					



Was passiert, wenn die Pumpe nicht im Optimalpunkt fährt?



Ausserhalb des Optimalpunktes:

- Schlechter Betriebspunkt \longrightarrow Energieverschwendung
- Hohe Radialkraft \longrightarrow Zerstörung der Gleitringdichtungen und Lager
- Kavitation \longrightarrow Zerstörung der Hydraulik

2. Armaturen und Formstücke:

- Verlustbeiwert ζ hängt stark von der Bauart ab
- Für Standardbauarten gibt es Tabellen bzw. Formeln – ansonsten: Herstellerangaben

Kniestück	α		45°		60°		90°	
			Oberfläche glatt	rau	Oberfläche glatt	rau	Oberfläche glatt	rau
	ζ		0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30

Kombinationen mit 90°-Kniestücken

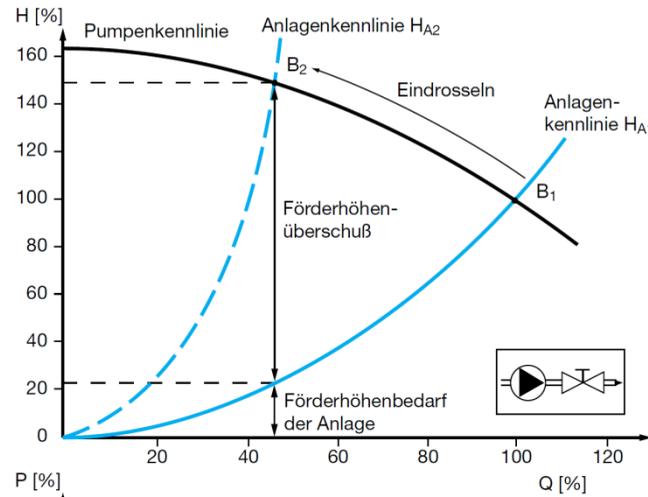
	$\zeta = 2,5$
	$\zeta = 3$
	$\zeta = 5$

T-Stücke (Stromtrennung)

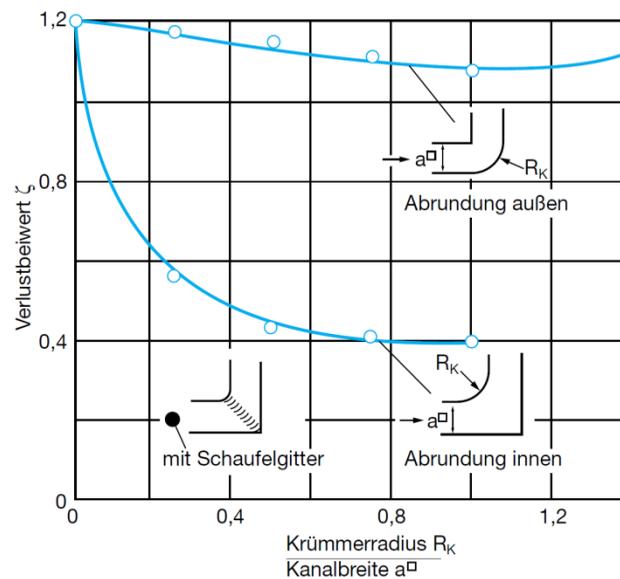
	scharfkantig	$\zeta = 1,3$
	abgerundet mit geradem Boden	$\zeta = 0,7$
	kugelförmig mit nach innen abgerundetem Hals	$\zeta = 0,9$
	kugelförmig	$\zeta = 2,5$ bis 4,9

Darstellung von Formstücken mit zugehörigen Verlustbeiwerten

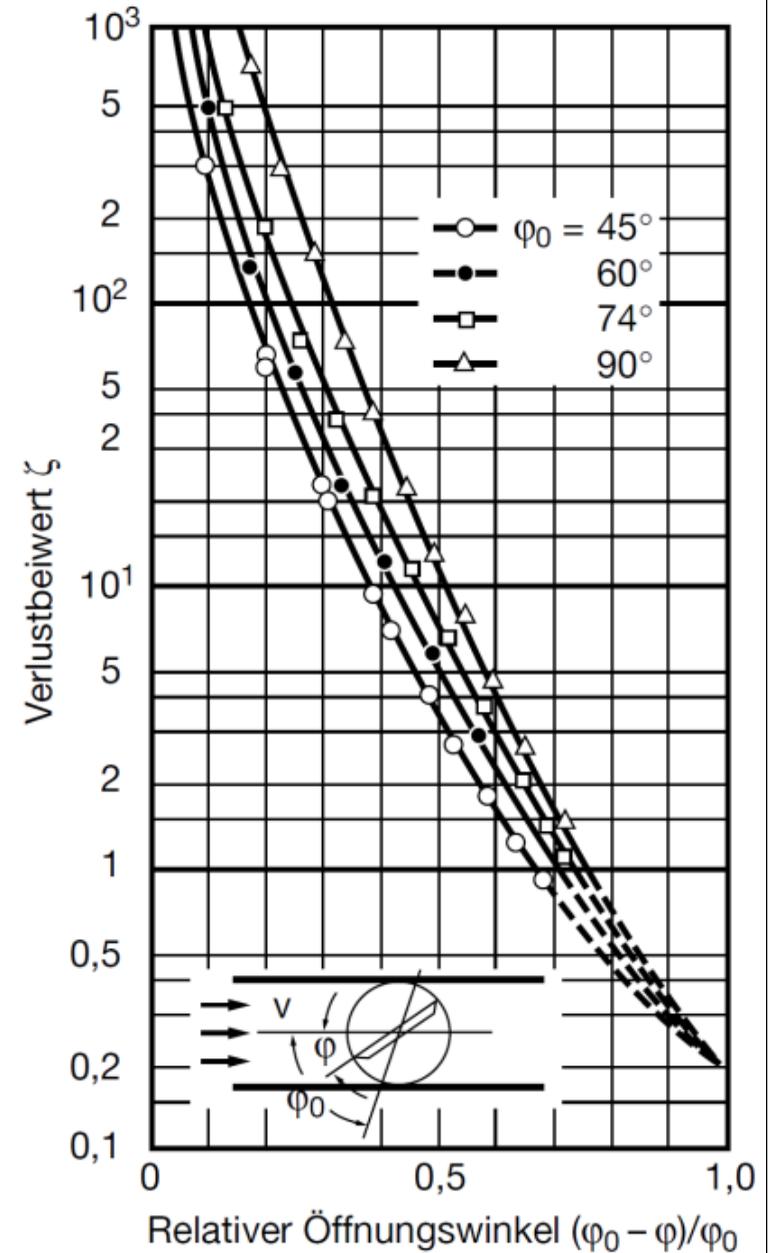
Quelle: KSB



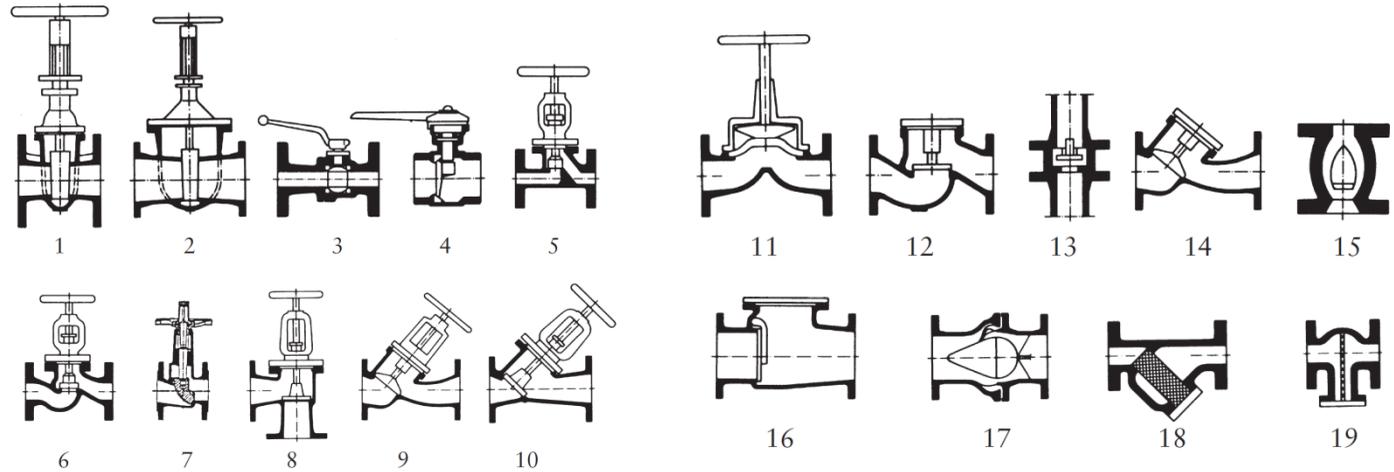
Verschiebung des BP durch Drosselung



Einfluss der Ausrundung von konkaver und konvexer Seite auf den Verlustbeiwert von Krümmern mit quadratischem Querschnitt



Bauformen von Armaturen

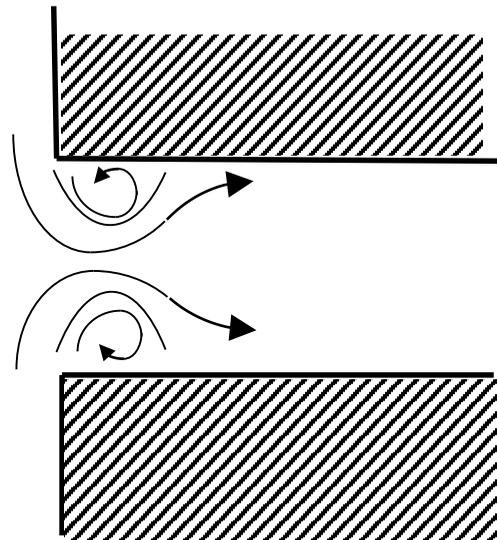


Art der Armatur		Bauform	Verlustbeiwert ζ bei DN =																		Anmerkung			
			15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400	500	600	800	1000			
Absperarmaturen	Flachschieber ($d_E = DN$)	min max	1	0,1 0,65	←																	0,1 0,3	bei $d_E < DN$ siehe Fußnote 1)	
	Rundschieber ($d_E = DN$)	min max	2					0,25 0,32	0,24 0,31	0,23 0,30	0,22 0,28	0,21 0,26	0,19 0,25	0,18 0,23	0,17 0,22	0,16 0,20	0,15 0,19	0,13 0,18	0,12 0,16	0,11 0,15	0,11 0,14			
	Hähne ($d_E = DN$)	min max	3	0,10 0,15	←																			bei $d_E < DN$ $\zeta = 0,4$ bis 1,1
	Klappen	PN 2,5 +10	min max	4					0,90 1,20	0,59 1,00	0,38 0,80	0,26 0,70	0,20 0,62	0,14 0,56	0,12 0,50	0,09 0,42	0,06 0,40	←						
		PN 16 +25	min max							2,04 2,50*	1,80 2,30*	1,55 2,10*	1,30 1,90*	1,08 1,70*	0,84 1,50*	0,75 1,30	0,56 1,10	0,48 0,90	0,40 0,83	←				
	Ventile, geschmiedet	min max	5			6,0 6,8	↔		6,0 6,8															
	Ventile, gegossen	min max	6	3,0 6,0	←																		3,0 6,0	bei Optimierung $\zeta = 2$ bis 3 erreichbar
	Compactventile	min max	7	0,3 0,3	0,4 0,9	0,6 1,9	←		1,1 1,9		1,9 2,2	2,2 2,3	2,3 2,5	2,5 2,5										
	Eckventile	min max	8	2,0 3,1	←																		2,0 6,6	
	Schrägsitzventile	min max	9	1,5 2,6	←																		1,5 2,6	
	Freiflußventile	min max	10	0,6 1,6	←																		0,6 1,6	
	Membranventile	min max	11	0,8 2,7	←										0,8 2,7									

Quelle: KSB

Eintrittsverlust:

$$\zeta = 0,5$$

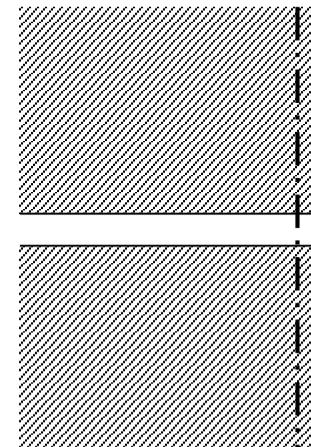


wegen Einschnürung

Austrittsverlust:

$$\zeta = 1,0$$

Kinetische Energie geht verloren bei Austritt ins Freie oder in Behälter
am Austritt nicht doppelt zählen



Weitere Bedingungen:

1. Motorleistung und Pumpenleistung müssen zusammenpassen
2. Saugverhältnisse von Pumpe und Anlage müssen zusammenpassen

ad 1. • Pumpenleistung:

$$P_P = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta} = \frac{\rho \left[\frac{kg}{dm^3} \right] Q \left[\frac{m^3}{h} \right] H [m]}{367 \cdot \eta} [kW]$$

Alternative: Leistung aus Pumpenkennfeld ablesen ($\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$)
gegebenfalls Umrechnung auf andere Dichte

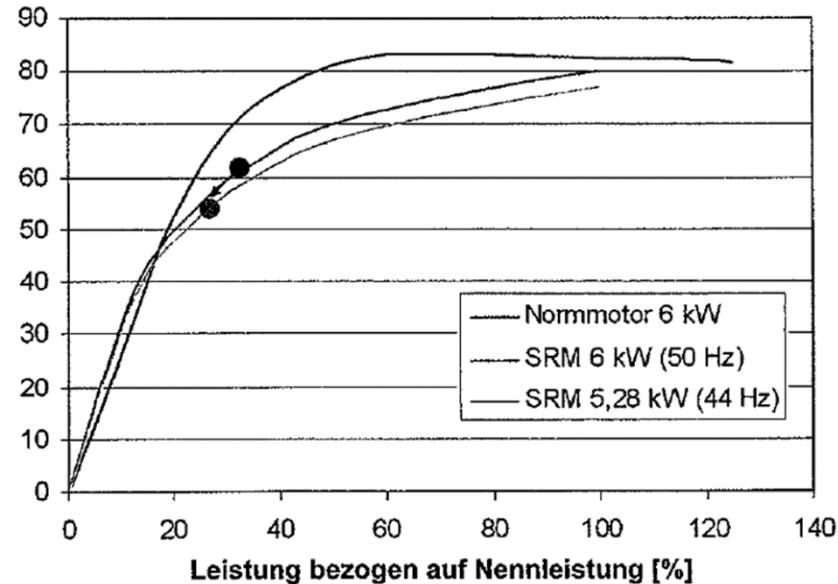
• Motorleistung:

Sicherheitszuschläge

$\leq 7,5 kW$	$7,5 - 40kW$	$> 40kW$
20%	15%	10%

Achtung: zulässige Lagerbelastung des Motors einhalten!

Motor nicht zu weit überdimensionieren, weil der Motorwirkungsgrad bei Teillast stark abnimmt



SRM...Spaltrohrmotor

- Einfluss der Drehzahlen:

Polzahl	2	4	6	8	10	12	14
Frequenz							
	Bezugsdrehzahlen der Kennliniendokumentation in 1/min						
bei 50 Hz	2900	1450	960	725	580	480	415
bei 60 Hz	3500	1750	1160	875	700	580	500

Gegebenfalls sind die **exakten** Drehzahlen einzusetzen.

ad 2. Saugverhältnisse

$$NPSH_{vorh} \geq NPSH_{erf}$$

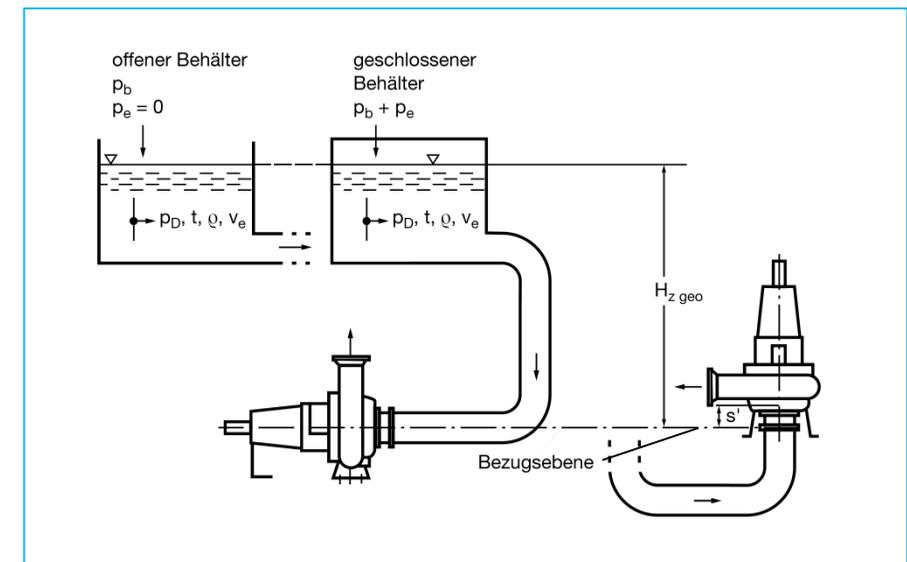
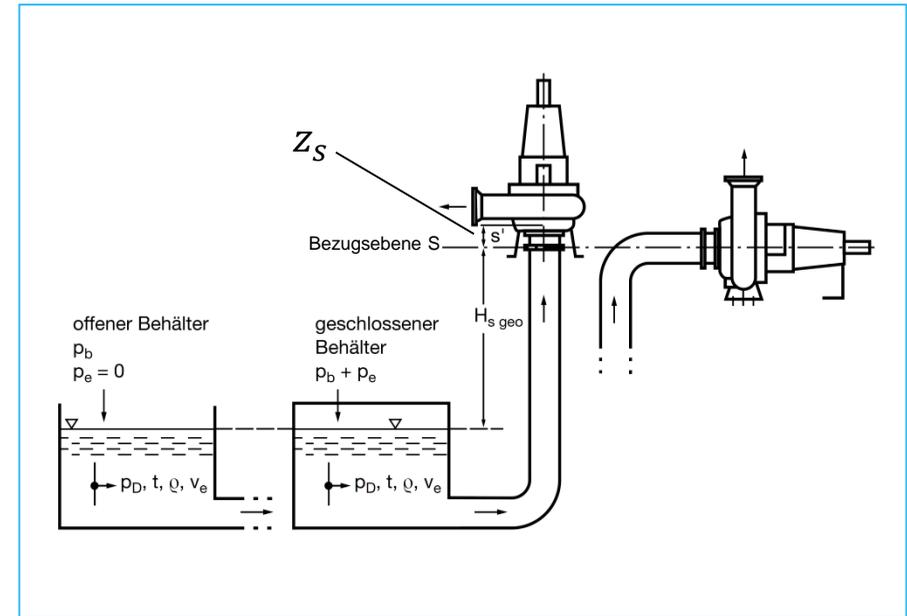
- Ansatz:
- schreibe erweiterte Bernoulli-Gleichung an zwischen bekannter Stelle auf Saugseite (i.A. Eintritt) und Stelle S
 - Bezugsebene S mit $Z_S = 0$

$$NPSH_{vorh} = \frac{p_{tot,s} - p_D}{\rho g}$$

$$= \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} - H_{v e-s} \pm H_{geo} \quad [m]$$

Faustregel für offene Saugbehälter:

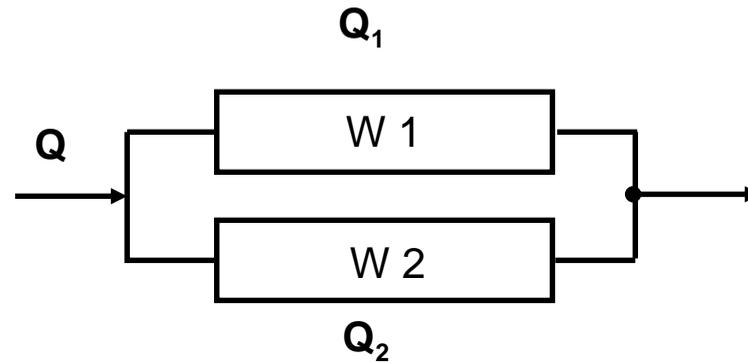
$$NPSH_{vorh} = 10 - H_{v e-s} \pm H_{geo}$$



Quelle: KSB

Anlagenkennlinien bei Rohrleitungsnetzen: Kirchhoff'sche Gesetze

1. Parallelschaltung



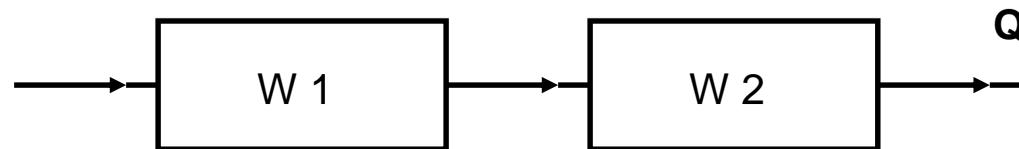
$$Q = Q_1 + Q_2$$

Kontinuität

$$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2$$

Weil an den Verzweigungspunkten über beide Teilstränge der gleiche Druck herrscht

2. Serienschaltung

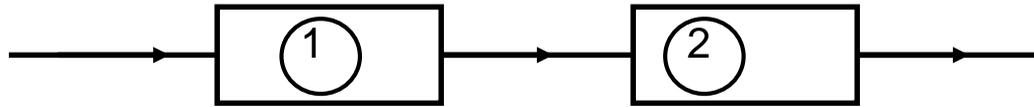


$$Q = Q_1 = Q_2$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

Widerstände addieren sich

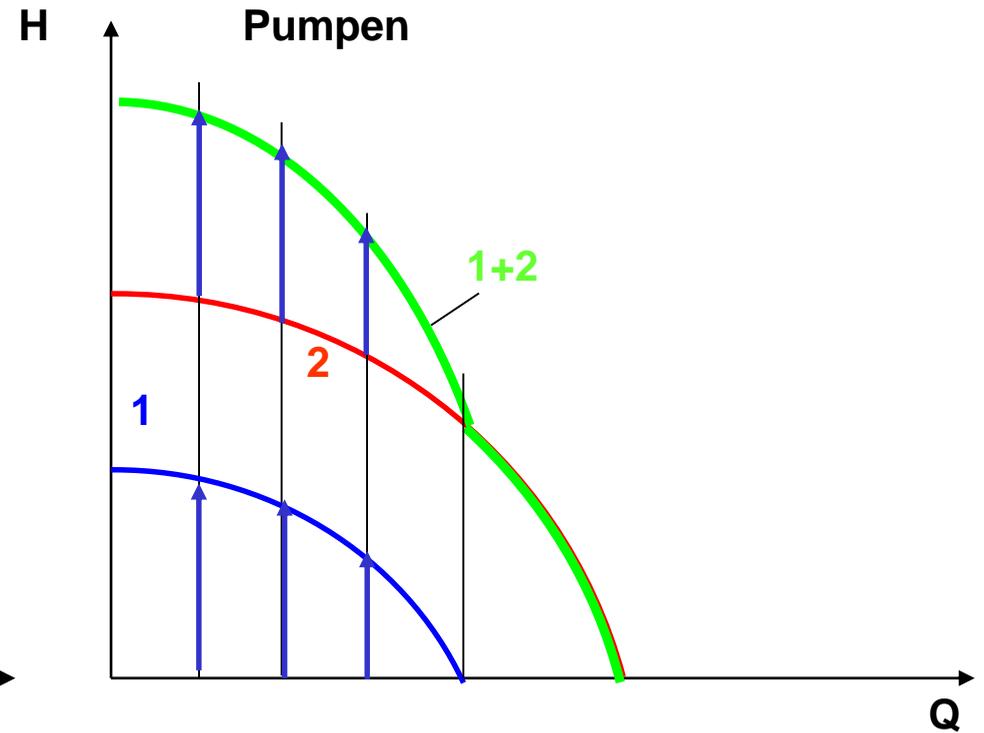
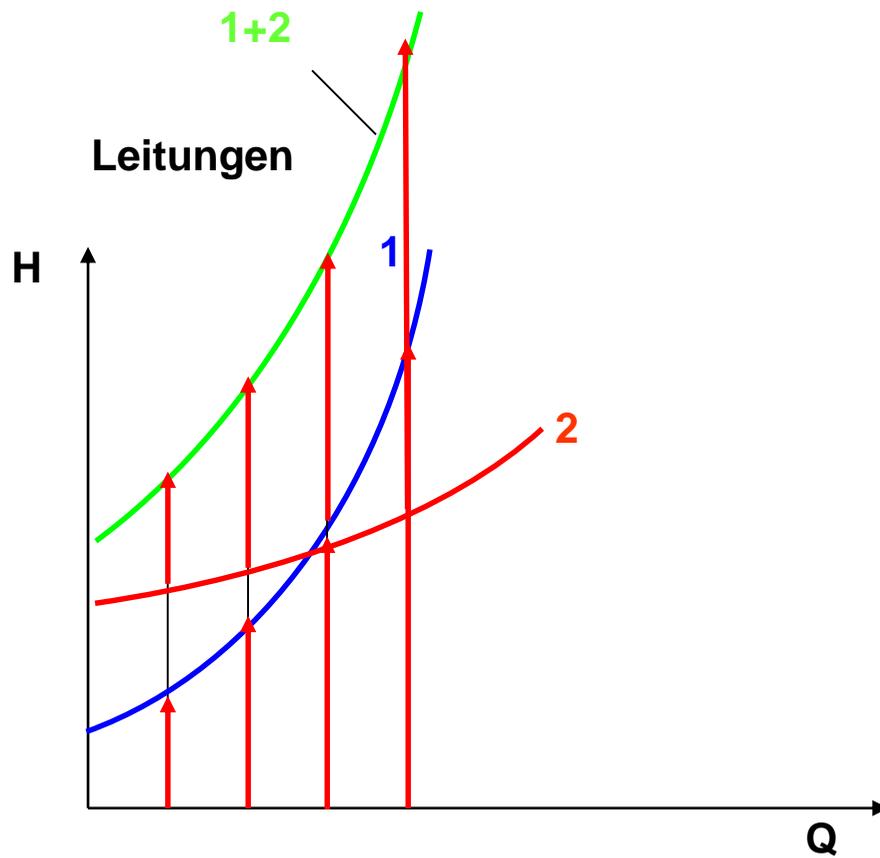
Verzweigte Rohre: Serienschaltung



$$Q = Q_1 = Q_2$$

$$\Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2$$

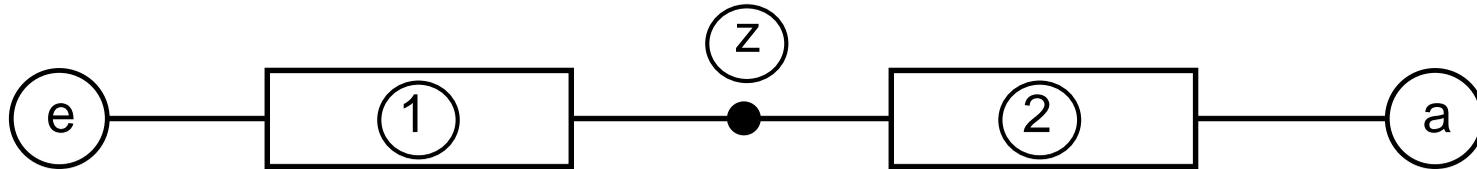
Vertikale Summation



Verzweigte Rohre: Serienschaltung

Bei der Ermittlung der Widerstände der einzelnen Rohrleitungsabschnitte braucht der statische Druck und die Kinetische Energie an inneren Schnittstellen nicht berechnet werden.

Beweis:

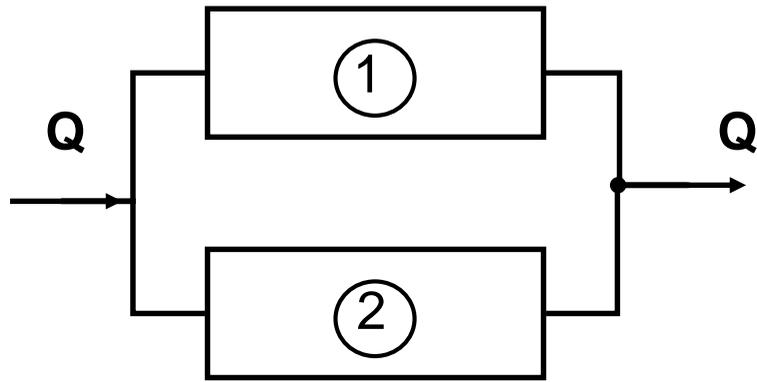


$$\begin{aligned} \Delta H &= \overbrace{\Delta H_1} + \overbrace{\Delta H_2} \\ \Delta H &= \frac{p_z - p_e}{\rho \cdot g} + z_z - z_e + \frac{v_z^2 - v_e^2}{2 \cdot g} + \sum H_{V1} + \frac{p_a - p_z}{\rho \cdot g} + z_a - z_z + \frac{v_a^2 - v_z^2}{2 \cdot g} + \sum H_{V2} = \\ &= \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + z_a - z_e + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} + \sum H_{V1} + \sum H_{V2} \end{aligned}$$

Es reicht also:

$$\begin{aligned} \Delta H_1 &\approx \Delta H_{1red} = \frac{-p_e}{\rho \cdot g} - z_e + \frac{-v_e^2}{2 \cdot g} + \sum H_{V1} \\ \Delta H_2 &\approx \Delta H_{2red} = \frac{p_a}{\rho \cdot g} + z_a + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} + \sum H_{V2} \end{aligned}$$

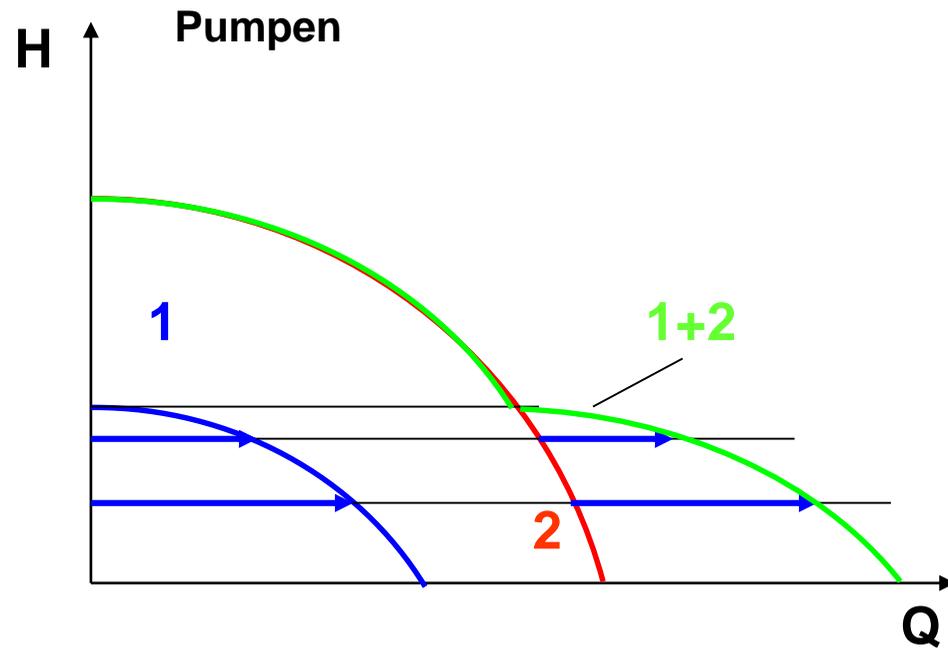
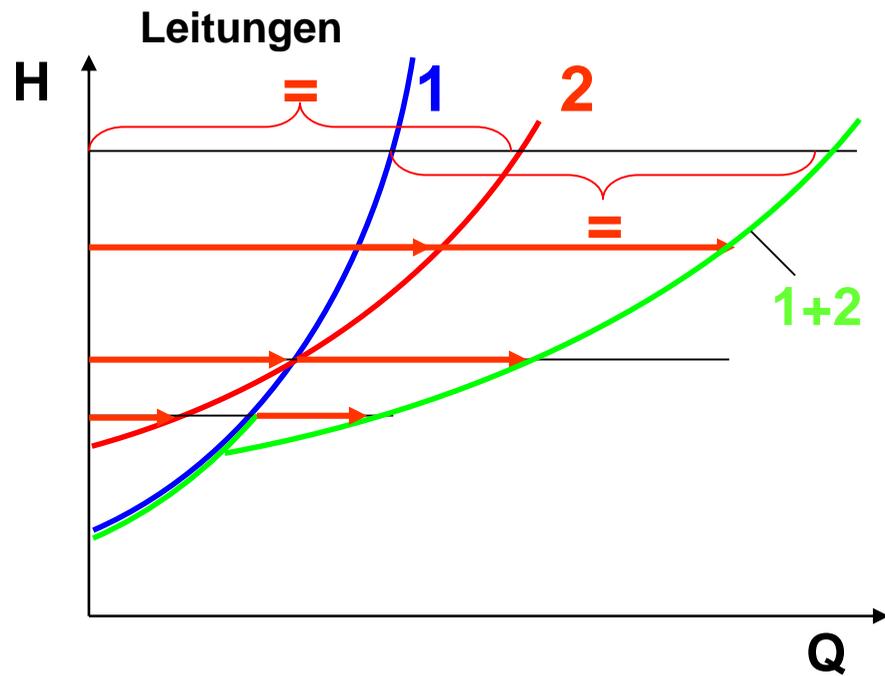
Verzweigte Rohre: Parallelschaltung



$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$\Delta H = \Delta H_1 = \Delta H_2$$

horizontale Summation



Verzweigte Rohre: Parallelschaltung

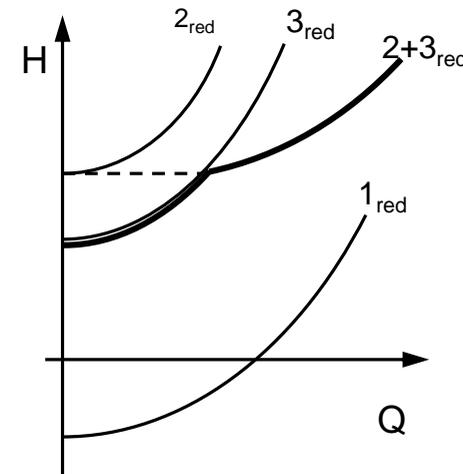
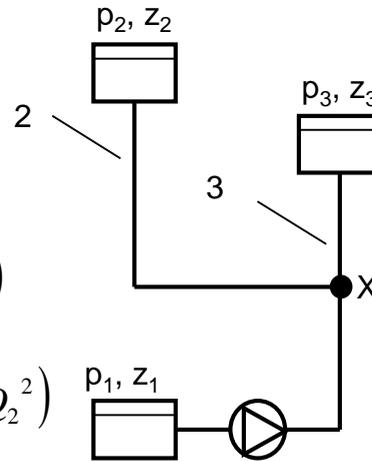
Bei der Ermittlung der Widerstände der einzelnen Rohrleitungsabschnitte braucht der statische Druck und die Kinetische Energie am inneren Schnitt nicht berechnet zu werden.

Beweis:

$$\text{Ltg.1: } H_1 = \frac{p_X - p_1}{\rho \cdot g} + z_X - z_1 + \frac{v_X^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + \sum H_{V1}(Q^2)$$

$$\text{Ltg.2: } H_2 = \frac{p_2 - p_X}{\rho \cdot g} + z_2 - z_X + \frac{v_2^2 - v_{X2}^2}{2 \cdot g} + \sum H_{V2}(Q_2^2)$$

$$\text{Ltg.3: } H_3 = \frac{p_3 - p_X}{\rho \cdot g} + z_3 - z_X + \frac{v_3^2 - v_{X3}^2}{2 \cdot g} + \sum H_{V3}(Q_3^2)$$



$$\text{Ltg.2+3: } H_{2/3} = \frac{p_3 - p_X}{\rho \cdot g} + z_3 - z_X + \frac{v_3^2 - v_X^2}{2 \cdot g} + \left\{ \begin{array}{l} \sum H_{V3}(Q_3^2) \text{ für } H_{2/3} \leq \frac{p_2 - p_X}{\rho \cdot g} + z_2 - z_X \\ \sum H_{V2/3}(Q_2 + Q_3)^2 \text{ für } H_{2/3} > \frac{p_2 - p_X}{\rho \cdot g} + z_2 - z_X \end{array} \right\}$$

Wenn 1 + $\Sigma(2+3)$ in Serie geschaltet wird, heben sich wieder die x-Terme heraus.

Verzweigte Rohre: Parallelschaltung

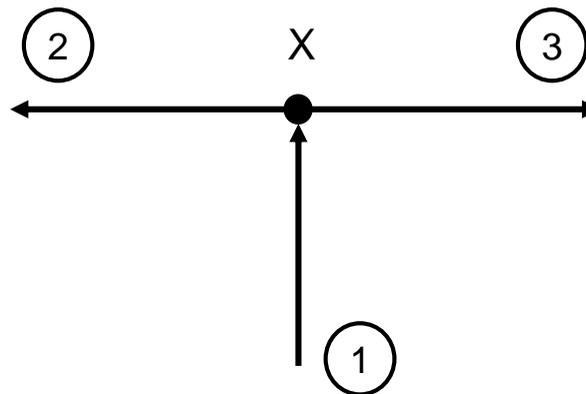
Wenn Leitung 2/3 mit Leitung 1 in Serie geschaltet wird, heben sich wieder die statische Druckhöhe $\frac{p_x}{\rho \cdot g}$, die geodätische Höhe z und die kinetische Energiehöhe $\frac{v_x^2}{2 \cdot g}$ heraus, weil die Verbindungsstelle x Endpunkt der Leitung 1 und Anfangspunkt der parallelgeschalteten Summenleitung (Leitung 2 + Leitung 3) ist.

Ungenauigkeit:

$$p_{x1} = p_{x2} = p_{x3}$$

$$Q_{x1} = Q_{x2} + Q_{x3}$$

$$Q_{x1}^2 = (Q_{x2} + Q_{x3})^2 \neq Q_{x2}^2 + Q_{x3}^2$$



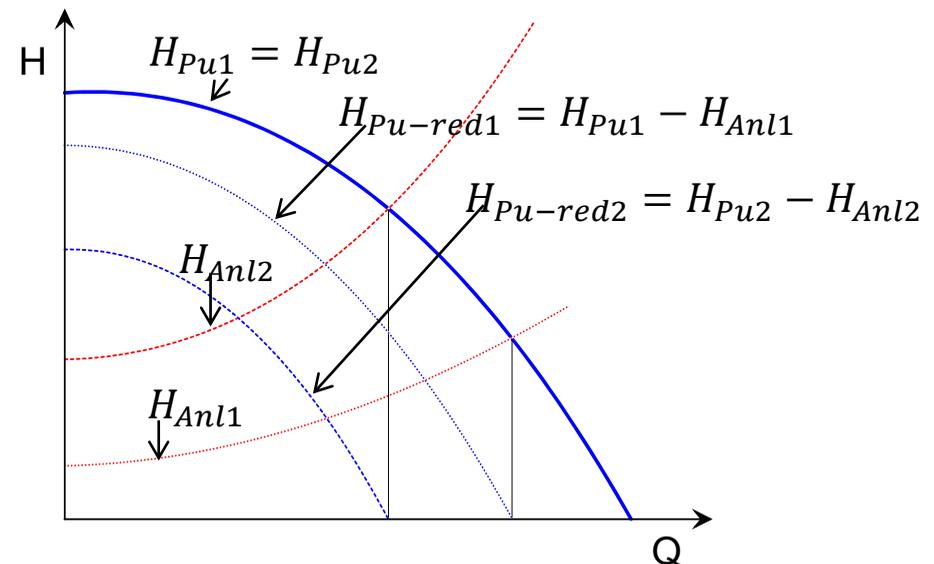
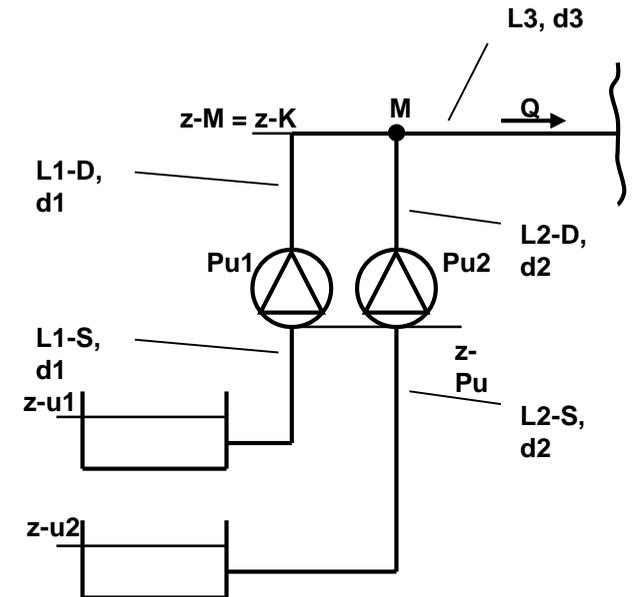
wird aber als Abzweigverlust ζ in H_v berücksichtigt

Verzweigte Rohre: Rechenregel

- 1.) Betrachte Verbraucher und Pumpe separat
- 2.) Fasse parallelgeschaltete Leitungsstränge/Pumpen zu einer Summenleitung/Summenpumpe zusammen (horizontale Summation)

Tipp 1: Parallelgeschaltete Pumpen mit unterschiedlichen Leitungen vor/und/oder nach der Pumpe: Ermittle für jede Pumpe die reduzierte Pumpenkennlinie, d.h. subtrahiere von Pumpenkennlinien die zugehörigen Rohrleitungswiderstände \Rightarrow reduzierte Pumpenkennlinie.

Tipp 2 : Wende niemals die Ähnlichkeitsgesetze bei Drehzahlregelung auf die reduzierte Pumpenkennlinie an !

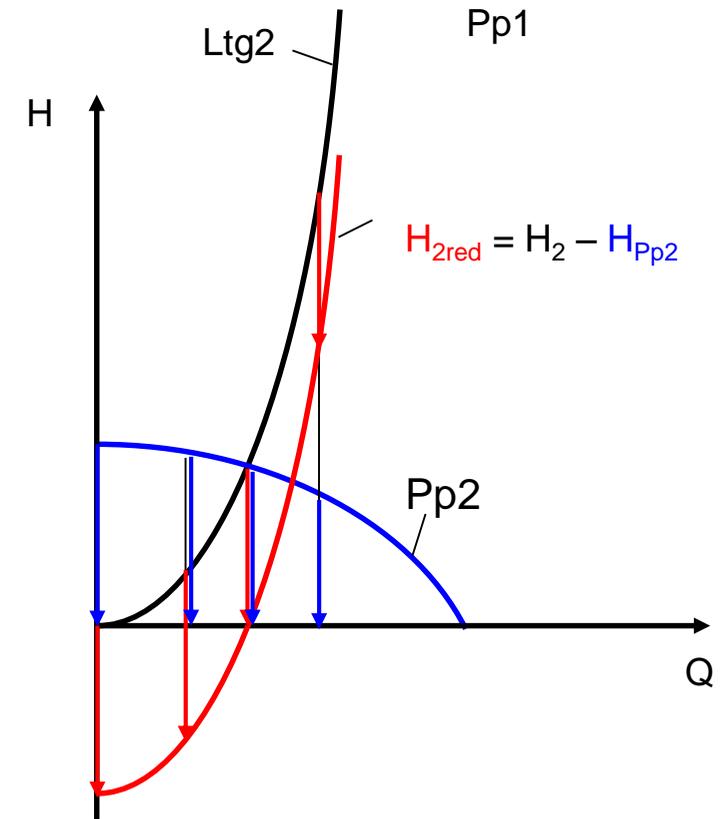
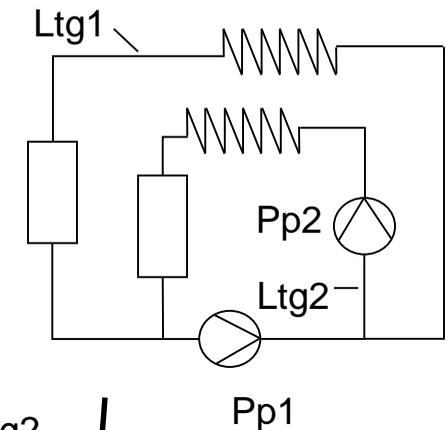


Verzweigte Rohre: Rechenregel

Typ 3: Pumpen in einem Nebenstrang, das heißt teilweise serien- geschaltete Pumpen : Ermittle für den Nebenstrang mit Pumpe die reduzierte Leitungskennlinie, d.h. subtrahiere von Leitungskennlinie die Pumpenkennlinie

Typ 4: An inneren Schnittpunkten: statischen Druck und kinetische Energie weglassen (s.o.)

- 3.) Fasse serien- geschaltete Leitungsstränge/Pumpen zu einer Summenleitung/Summenpumpe zusammen (vertikale Summation)
- 4.) Ermittle Betriebspunkt im Schnittpunkt der Summenleitung und der Summenpumpe
- 5.) Ermittle die Durchsätze durch die einzelnen Teilstränge durch Umkehrung des Rechenwegs, d.h. durch Umkehrung der vertikalen bzw. horizontalen Summationen.



Förderung zäher Flüssigkeiten:

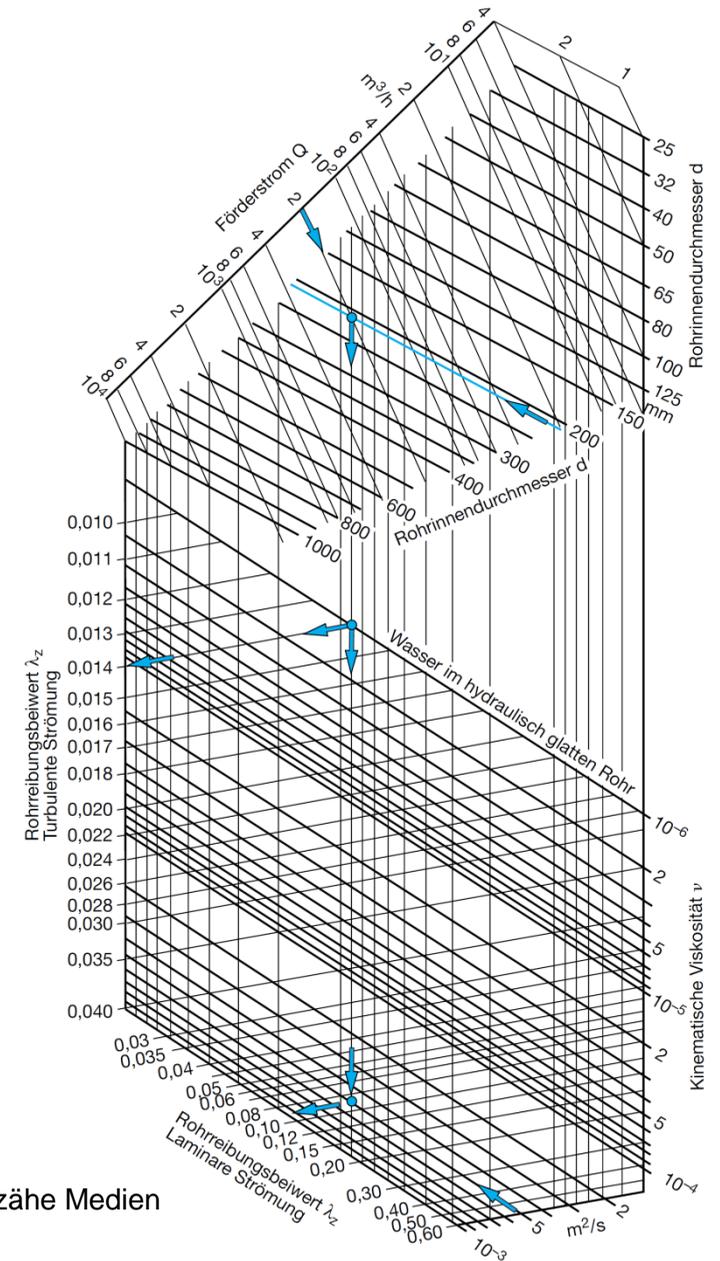
Anlage

Rohrreibungswiderstände bei zähen Medien

$$\frac{H_{v,Z}}{H_{v,W}} = \frac{\lambda_Z}{\lambda_W}$$

Z = zähes Medium

W = Wasser

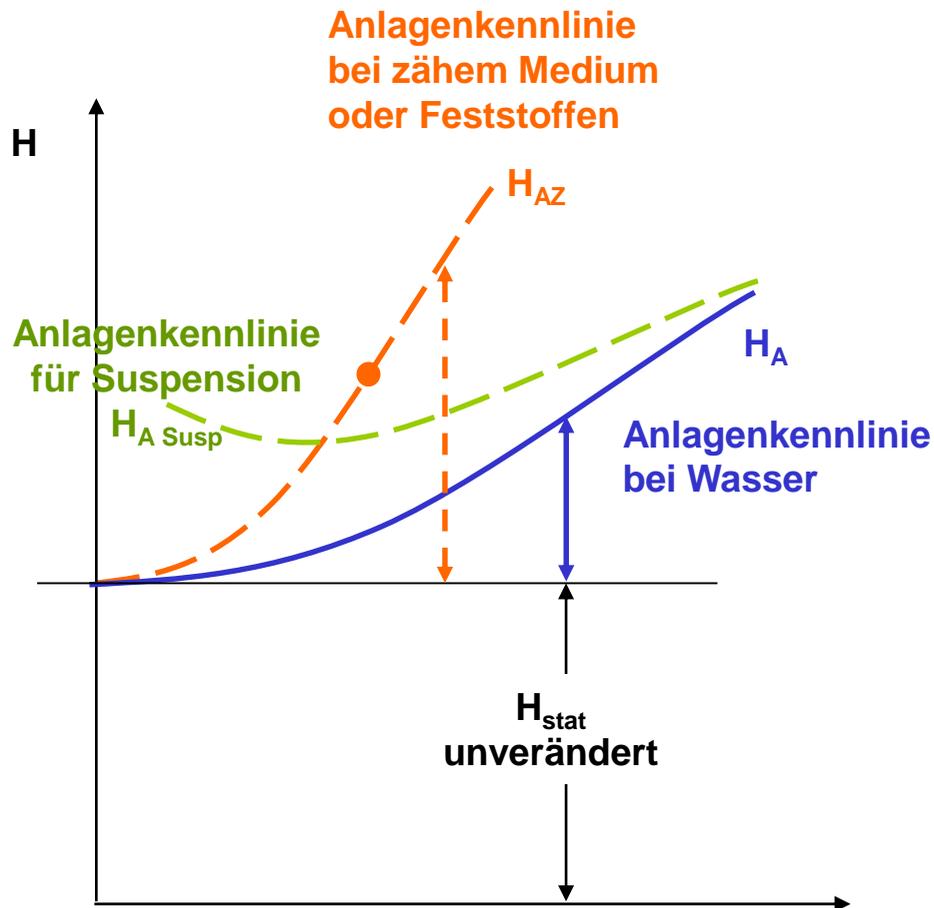


Ermittlung des Rohrreibungsbeiwertes für zähe Medien

Quelle: KSB

Anlagenkennlinie:

Die Anlagenkennlinie wird bei zähen oder Feststoff-Medien gegenüber Wasser verändert



➡ Anlagenwiderstand = $f_1(v_z)$

$$H_A = H_{geo} + \underbrace{\frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g}}_{H_{\text{stat}}} + \underbrace{\frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} + \sum H_{vi}}_{H_{\text{dyn}}} = H_P$$

Verlustansatz

$$H_{vi} = \zeta_i \frac{v_i^2}{2 \cdot g}$$

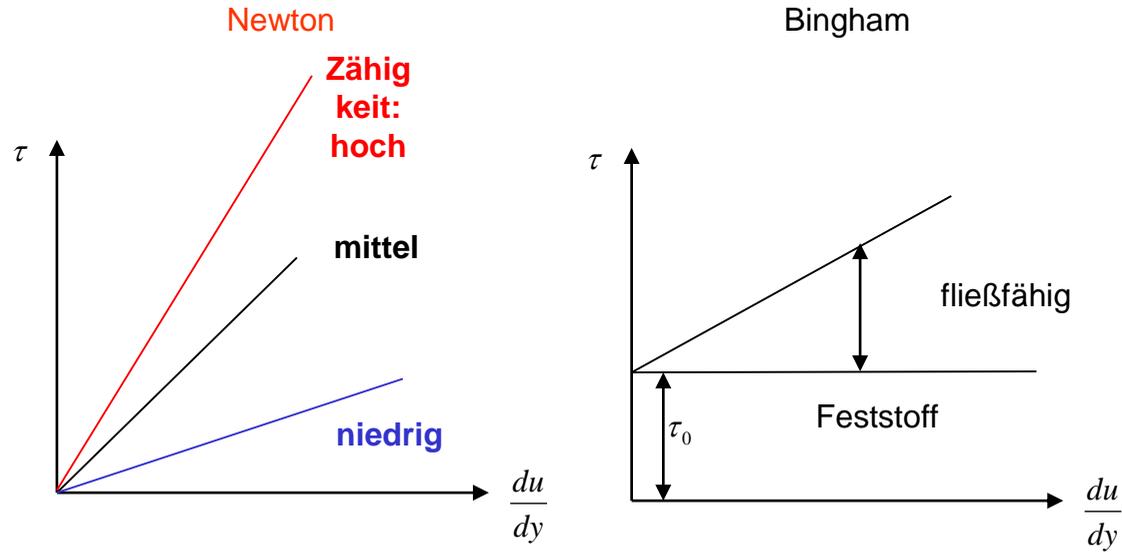
Vereinfacht für zähes Medium:

$$\frac{\zeta}{\zeta_z} = \frac{\lambda}{\lambda_z} = \frac{H_A}{H_{AZ}}$$

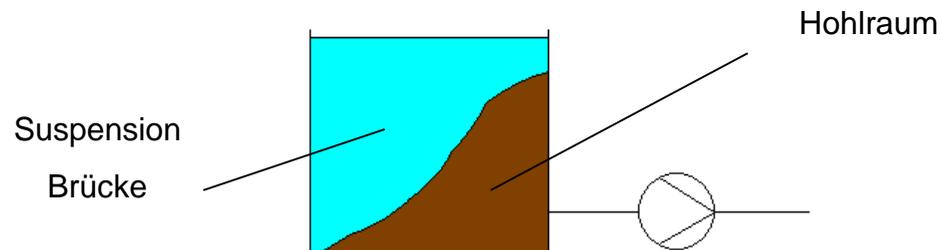
Zähe Medien

Alle fließfähigen Medien können gepumpt werden:

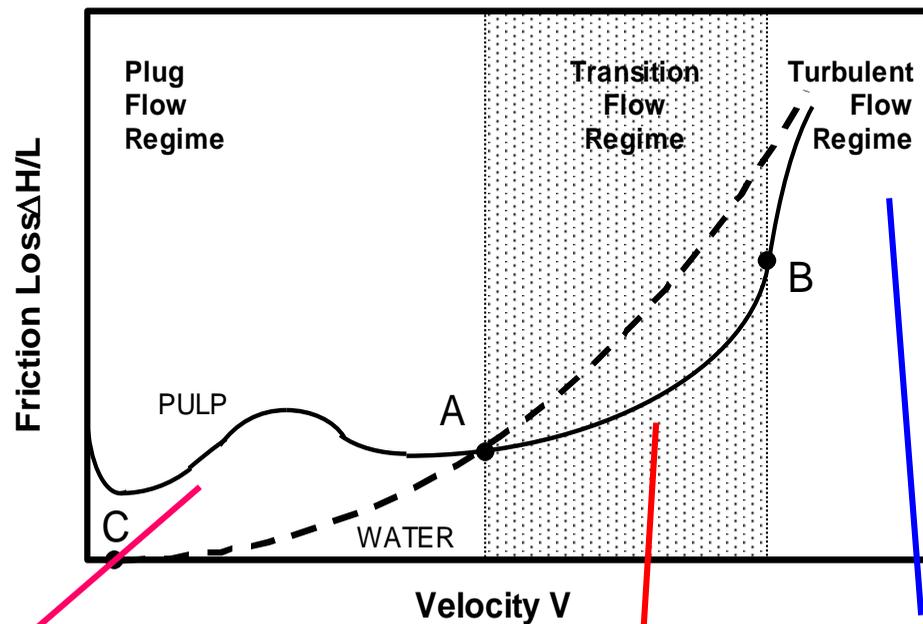
Fließverhalten:



- evtl. Fluidisierung erforderlich (Mischer, Rührer)
- evtl. Brückenbildung vermeiden



Zellstoff als Beispiel für zähes 3-Phasen-Medium



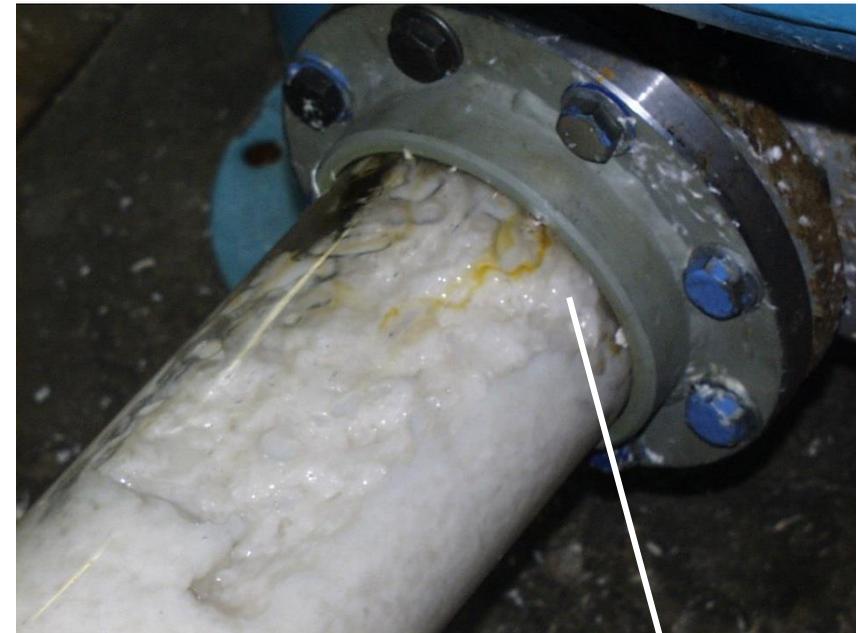
Pfropfenströmung:

- Schubspannung kleiner als Grenzspannung
- Strömung wie Dredging

Übergangsbereich:

- Kein turbulenter Austausch
- Schmierfilm aus Wasser an Wand

Turbulente Strömung,
Schubspannung größer
als Grenzspannung



Luftblase : teilweise
Entmischung

Feststofftransport

Alle Pumpen sind grundsätzlich für den Transport von zähen oder feststoffbeladenen Medien geeignet.

Voraussetzung: Medium liegt als Suspension vor (Mischung kleiner und großer Körner (Sieblinie) und ist fließfähig (Rheologie).

Beispiele:

- Sand und Abraum in Minen- und Baggerbetrieben
- Asche in Kraftwerken
- Schlamm und Abwasser
- Rauchgasentschwefelung
- Pasten und Zellulose
- Glycerin und Honig

Suspension ist ein Fest – Flüssig – 2 – Phasen – Gemisch

Solange das Medium zum Saugstutzen der Pumpe kommt, wird es auch gefördert (Brückenbildung vermeiden).

Feststofftransport

Günstig für Förderung von Feststoffsuspensionen:

Mischungen von kleinen und großen Körnern \Leftrightarrow höhere Gemischdichte (Sieblinie)

Feine Körner helfen bei der Förderung von groben

Schlecht für die Förderung von Feststoffsuspensionen: Separation

Je schneller Partikel ausfallen \Rightarrow umso mehr H – Einbuße

Scharfkantige Partikel verursachen:

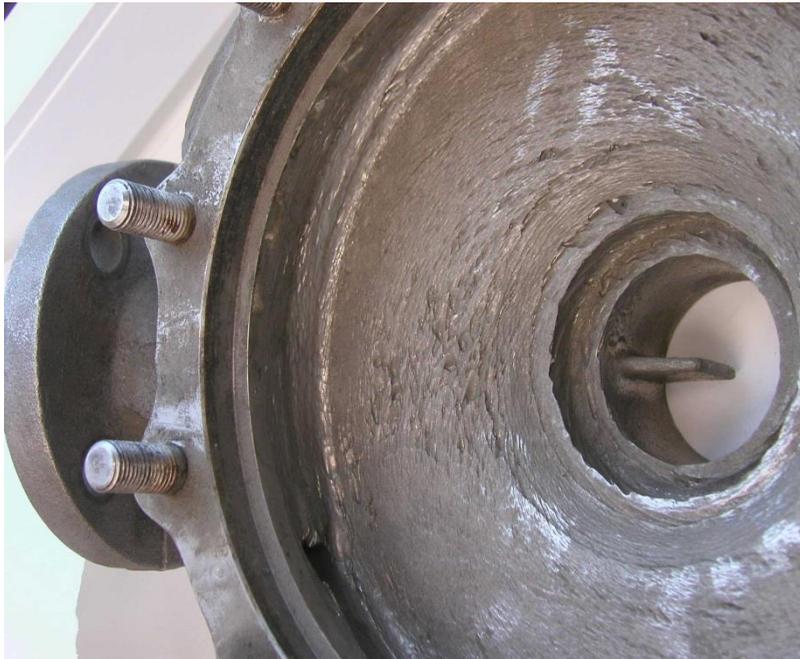
- schleimmere Abrasion
- mehr H – Abfall

Abrasion

Feststoffe führen in allen strömungsführenden Komponenten zu Verschleiß \Rightarrow Abrasion mit typischen Verschleißbildern

Geeignete Materialien:

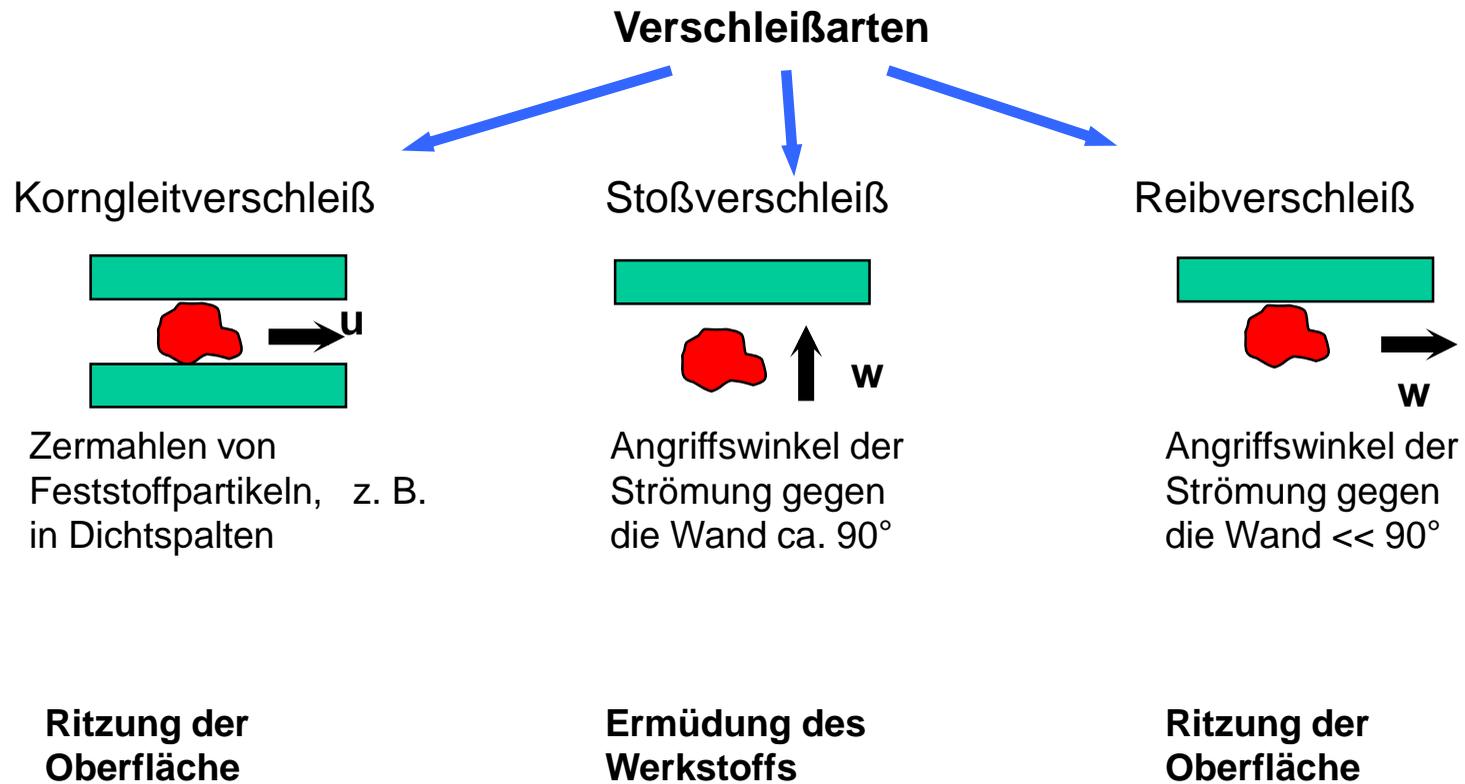
- Duktile Metalle hoher Härte (CrMo – Stähle), Ni-Hart, Stellite, Ferro-Titanit
- Mineralguss
- Kunststoffe auf metallischem Träger: Gummi, PP, PE
- Oberflächenbeschichtung aus SiC, WC



Quelle:Klikos, BASF

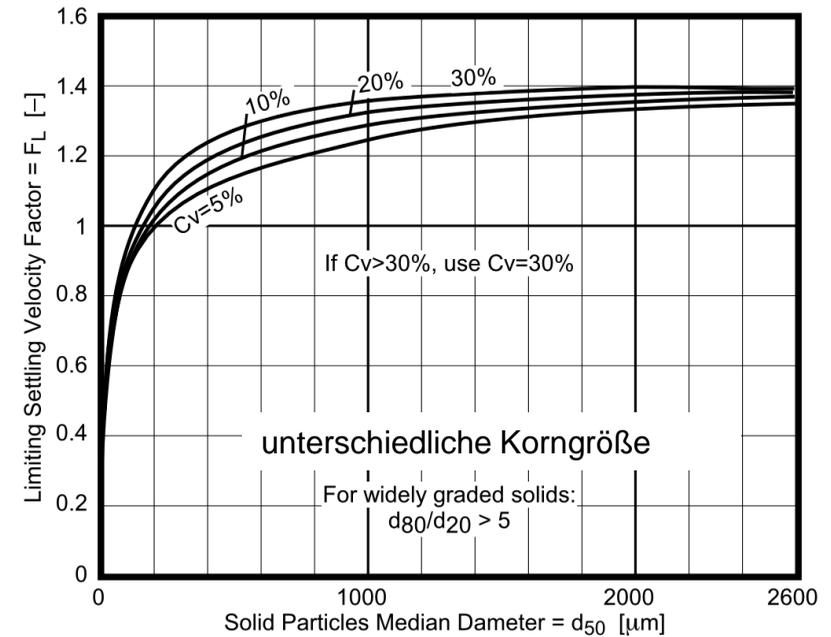
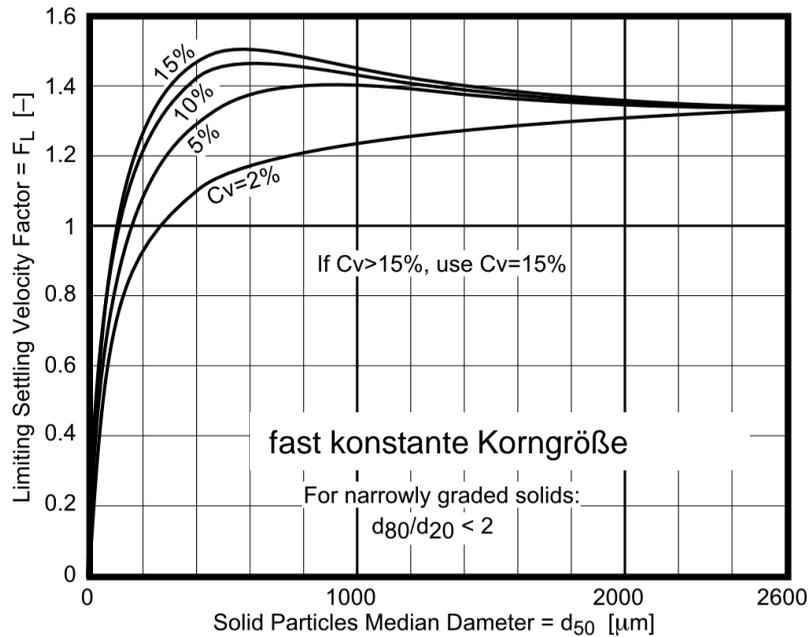
Abrasion

Verschleiß der Oberfläche eines festen Körpers durch Relativbewegung eines Feststoffes



Quelle:Klikos, BASF

Berechnungsverfahren für Feststofftransport



Absetzgeschwindigkeit:

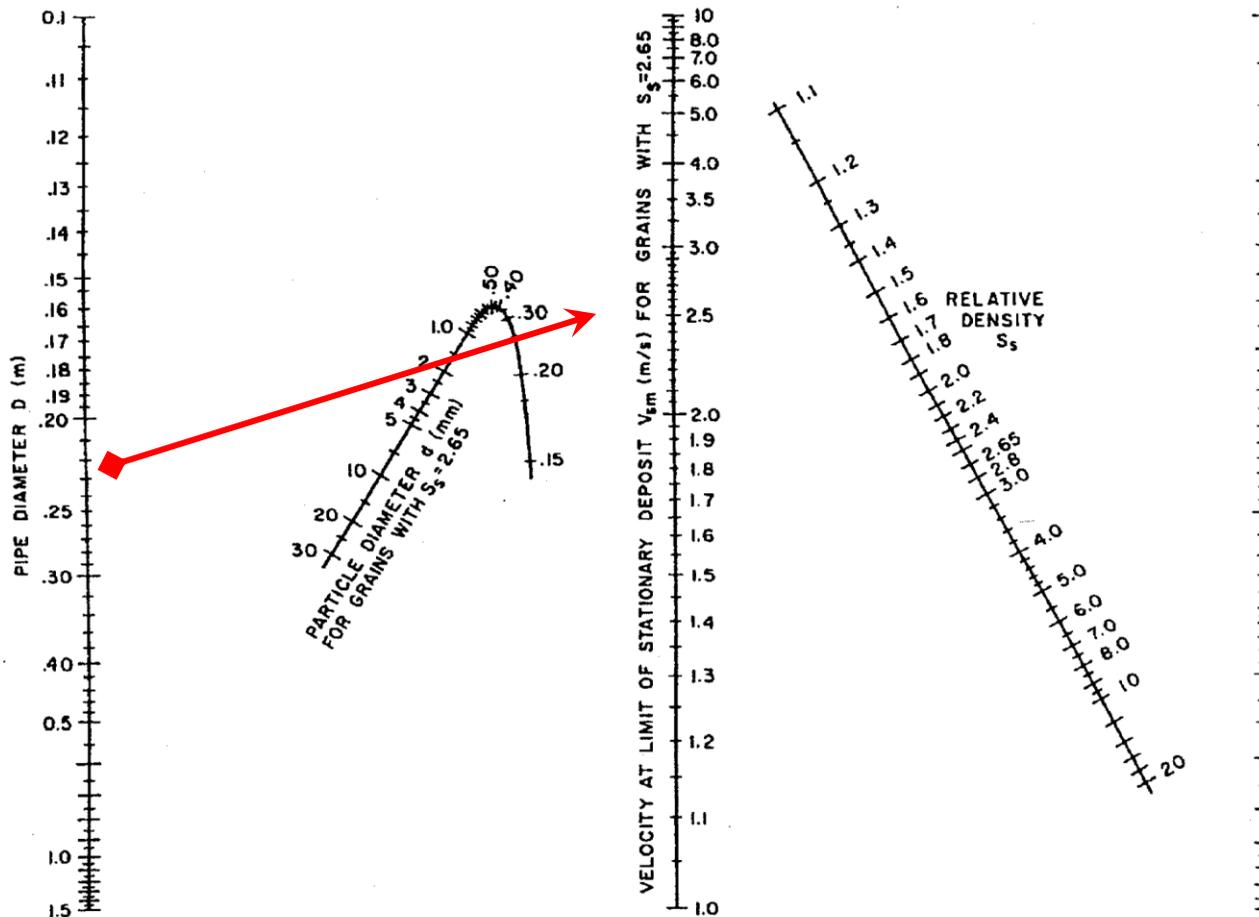
$$v_L = F_L \cdot \sqrt{2gD \left(\frac{\rho_{fest}}{\rho_{Wasser}} - 1 \right)}$$

D : Rohrdurchmesser, ρ : Dichte

Quelle: Weir Slurry Pumping Manual 2002

<http://services.eng.uts.edu.au/~johnd/MaterialsHandling/WeirSlurryPumpingHandbook.pdf>

Berechnungsverfahren für Feststofftransport



Alternative zur Ermittlung der Absetzgeschwindigkeit v_L :

- Markiere Rohrdurchmesser
- Ziehe Gerade von Durchmesser zu Partikelgröße und verlängere bis v_L
- Zur Sicherheit gegen Absetzen: Wähle ungünstigsten Fall

Figure 5.3. Nomographic chart for maximum velocity at limit of stationary deposition, from Wilson (1979)

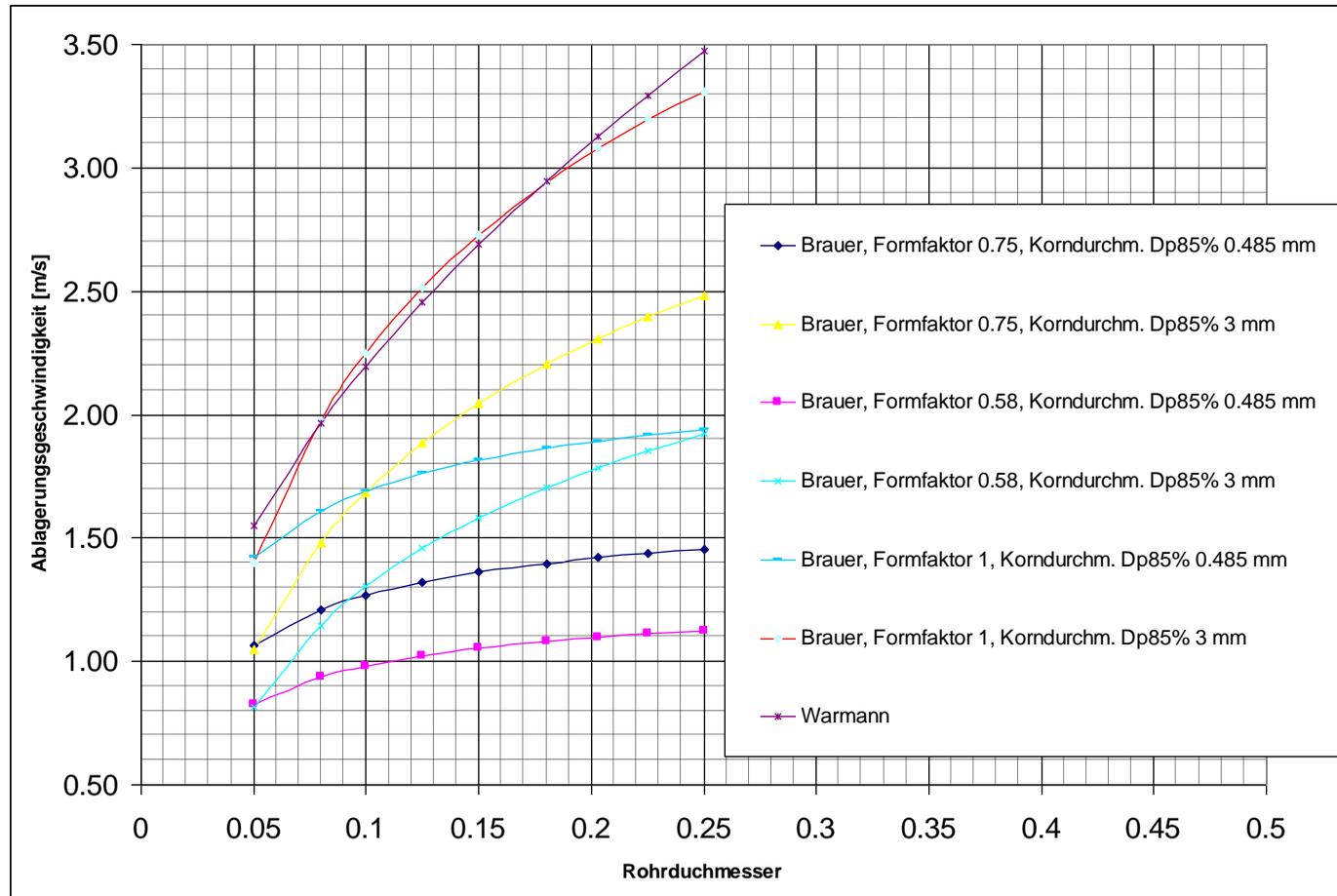
Quelle: Wilson, K.C., Addie, G.R., Sellgren, A., Clift, R.: Slurry Transport Using Centrifugal Pumps, New York, Springer 2006

= KSB/GIW

Absetzgeschwindigkeiten nach verschiedenen Berechnungsverfahren

Abhängig von Korngröße, Kornform, Sieblinie und Rohrdurchmesser ergeben sich sehr unterschiedliche Absetzgeschwindigkeiten.

Herstellerempfehlung: Hohe Absetzgeschwindigkeit wählen zur Sicherheit bei variablem Gemisch



Brauer: Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen, Sauerländer, Aarau, Frankfurt (1971)

Quelle: Eigene Berechnungen

Berechnungsverfahren für Feststofftransport

Gegeben:

- Feststoffmassenstrom m_{fest} , z.B. to/a oder kg/sec
- Dichte des Feststoffs ρ_{fest}

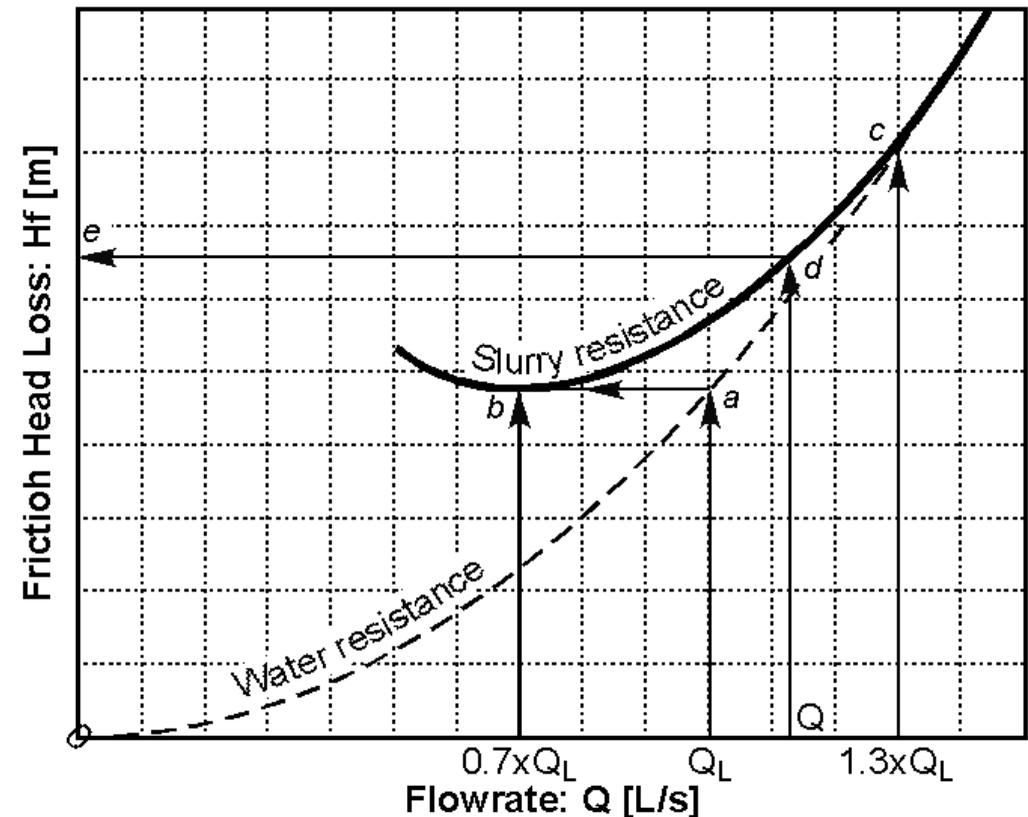
Für gewünschten Feststoffmassenstrom m_{fest} :

- Wähle Feststoff-Volumenkonzentration c_v (an sich beliebig, z.B. 1 %)
- Berechne $Q = Q_{\text{fest}}/c_v = m_{\text{fest}}/(c_v \rho_{\text{fest}})$
- Bestimme Absetzgeschwindigkeit v_L
- Bestimme Mindest-Volumenstrom $Q_L = v_L A_{\text{Leitung}}$
- Falls $Q > (110 \% - 115 \%) Q_L$: Rohrdurchmesser **korrekt**
- Falls $Q < (110 \% - 115 \%) Q_L$: Rohrdurchmesser oder Vol.-Konzentration **ändern**

Berechnungsverfahren für Feststofftransport: Anlagenkennlinie

Vereinfachtes Verfahren für Feststoffanlagen:

- Ermittle, zeichne normale Wasserkennlinie
- Zeichne Senkrechte bei Absatz-Durchsatz Q_L
- Zeichne Senkrechte bei $0,7 Q_L$ und $1,3 Q_L$
- Ziehe Horizontale von a nach b: **Minimum der Feststoff-Anlagenkennlinie**
- Zeichne Anlagenkennlinie: Parabel durch Mini-mum (b) und tangentialer Übergang bei $1,3 Q_L$ (c)



Anlagenkennlinien von Suspensionsströmungen haben ein ausgeprägtes **Minimum**, das vom Bingham-Verhalten herrührt.

Störungsfreier Betrieb ist nur rechts von Q_L möglich!

Quelle: Weir Slurry Pumping Manual 2002

Berechnungsverfahren für Feststofftransport: **Anlagenkennlinie**

Bei hohen Feststoffgehalten (Dredging) gibt es keine Gesetzmäßigkeiten, den Druckverlust im Voraus zu bestimmen.

Daraus resultiert die eigentliche Einsatzgrenze für Kreiselpumpen.

Colorado School of Mines'

Aufwertefaktoren für Reibungsverluste gegenüber Wasser bei hohen Feststoffgehalten (Dredging)

Leichter Schlick, Schlamm oder Lehm,

ohne Sandanteil 1.10

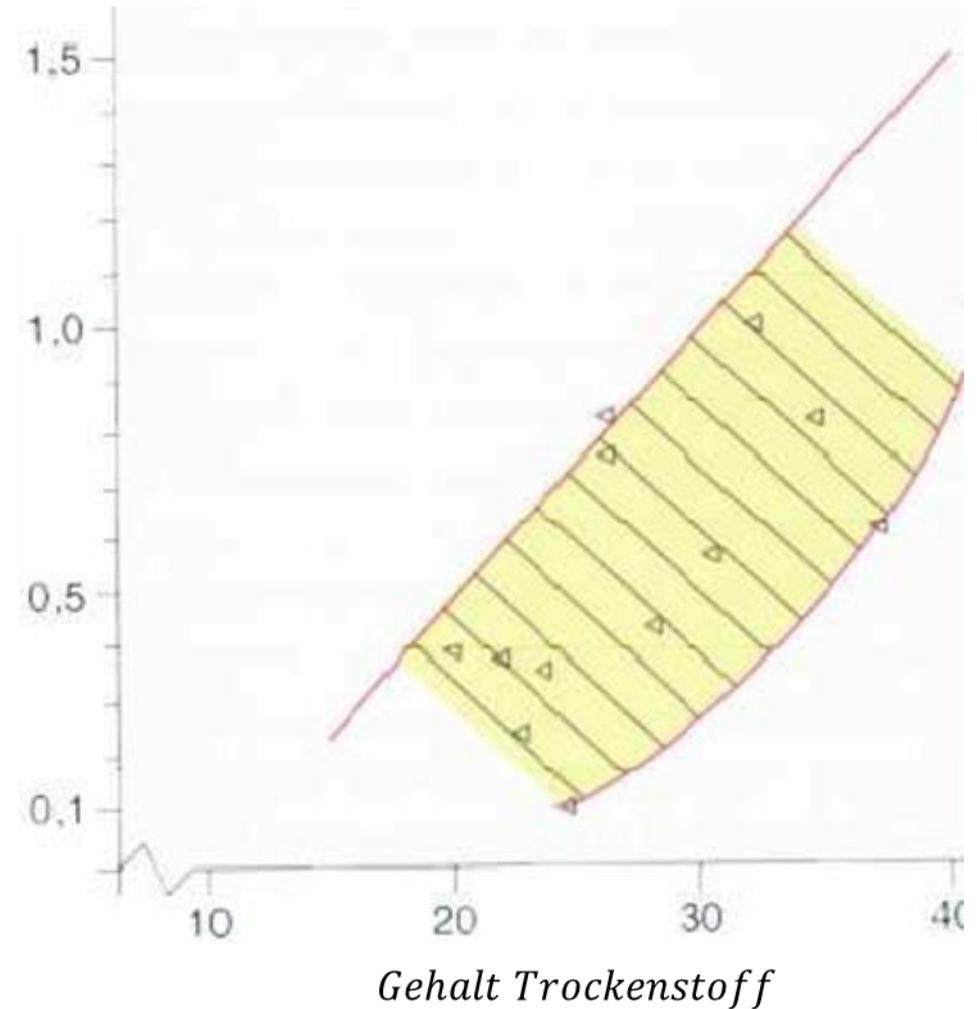
Schlamm, feiner Sand, weicher Lehm 1.15

Mittlerer Sand, Schlamm- und Lehm (gem.) 1.20

Zäher Lehm, grober Sand und/oder Kies 1.30

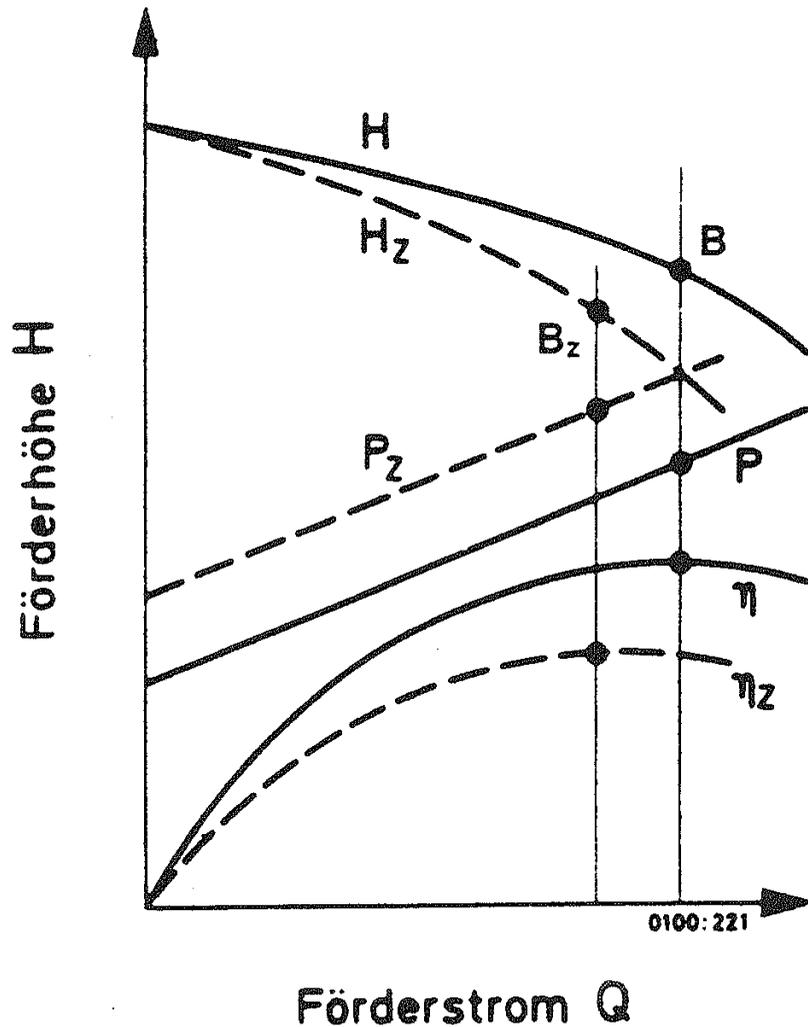
Korallen und Muscheln 1.40

Grober Kies und Geröll ohne Lehm 1.50



Quelle: Haubold, Praktikerseminar 2006

Auch die Pumpenkennlinie wird bei zähen oder Feststoff-Medien verändert



$$\begin{array}{l}
 H_z < H \\
 Q_z < Q \\
 P_z > P
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} H_z < H \\ Q_z < Q \\ P_z > P \end{array}} \right\} \eta_z < \eta$$

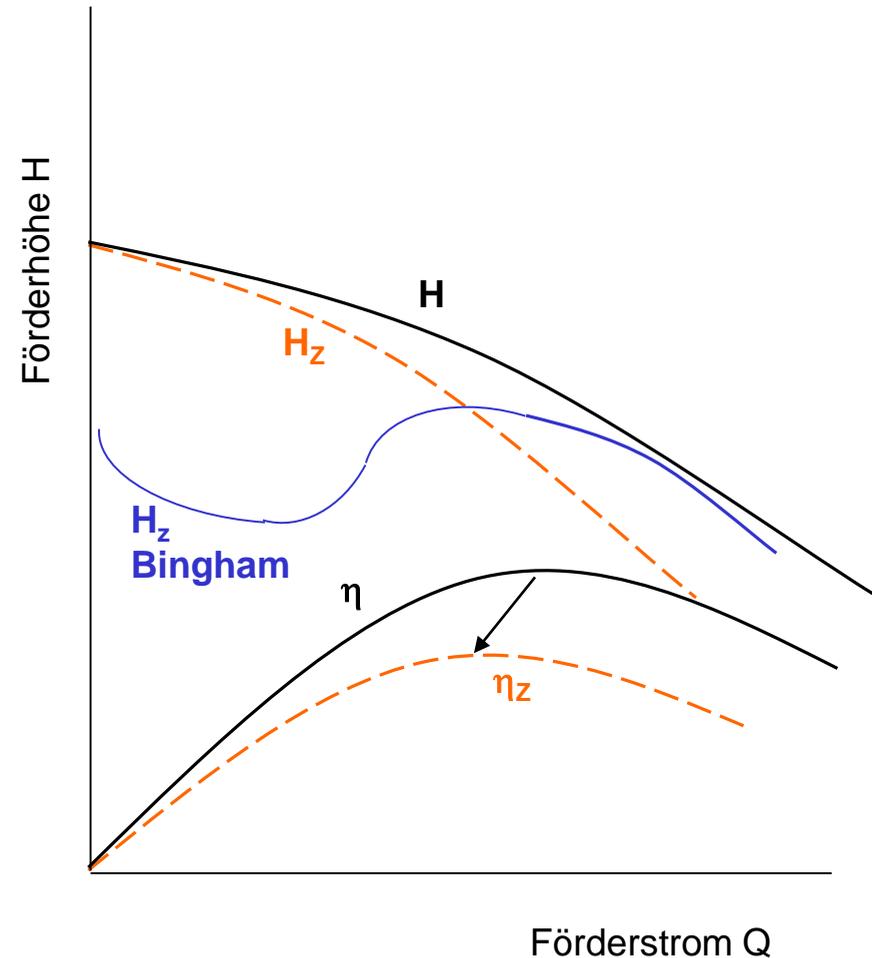
- Optimaler Betriebspunkt verschiebt sich
- Nullförderhöhe bleibt gleich
- Bekannte Kennlinie (i.A. für Wasser) kann punktweise auf ein zäheres (oder weniger zähes) Medium umgerechnet werden

Quelle: KSB Pumpenlexikon

Auch die Pumpenkennlinie wird bei zähen oder Feststoff-Medien verändert

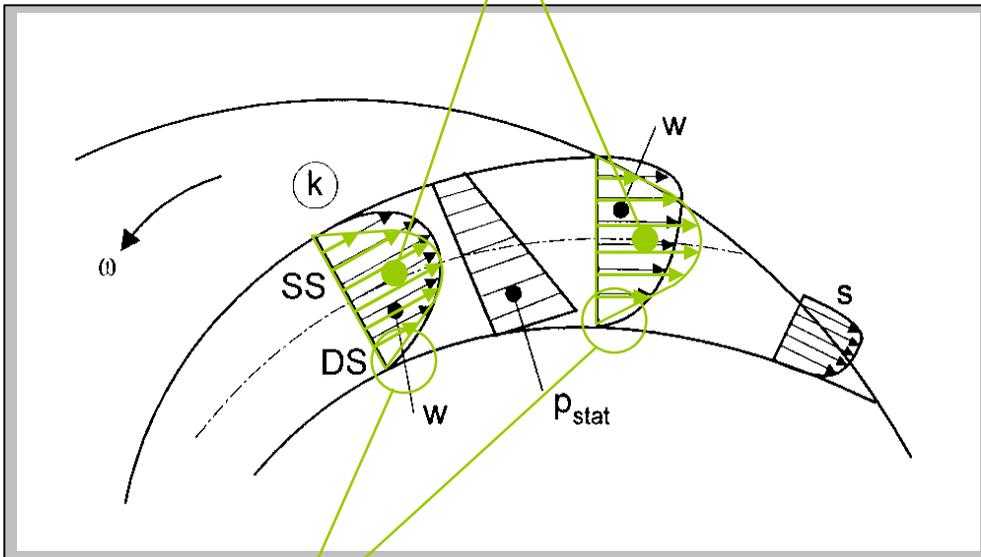
Kreiselpumpen für zähe Medien:

- Nullförderhöhe bleibt unverändert
- Förderhöhe geht bei $Q > 0$ zurück
- Leistungsaufnahme steigt
beides führt zu niedrigerem Wirkungsgrad mit Optimum bei kleinerem Q



Zähigkeitseinfluß auf die Laufradströmung

Niedrigerer Volumenstrom
(Versperrungswirkung)



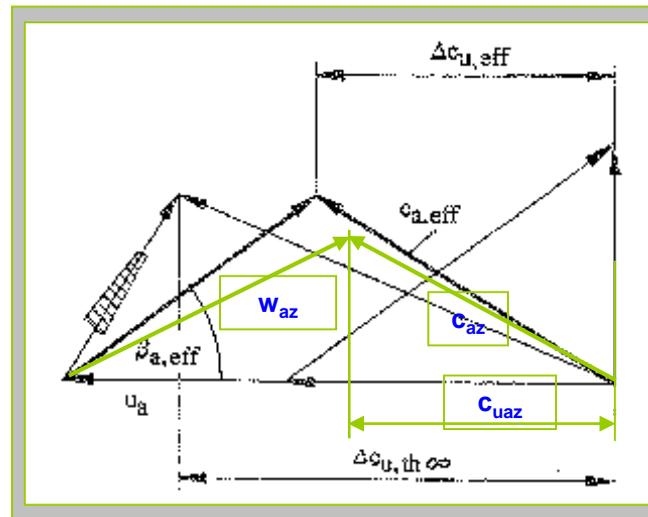
höhere Wandreibung
dickere Grenzschichten
höhere Zähigkeit

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

effektiv $H = \frac{1}{g} (u_a c_{u,eff})$

effektiv viskos $H_z = \frac{1}{g} (u_a c_{uaz})$

$H_z < H$ weil $c_{uaz} < c_{u,eff}$



$Q_z < Q$

Rechenweg:

geg.: Q_W, H_W, η_W, v_Z, n

1. Ermittle Optimum aus gegebenem Pumpenkennfeld

$Q_{opt}, H_{opt}, \eta_{opt}, n_{q,opt}$

2. Zeichne Q_{opt} in Diagramm

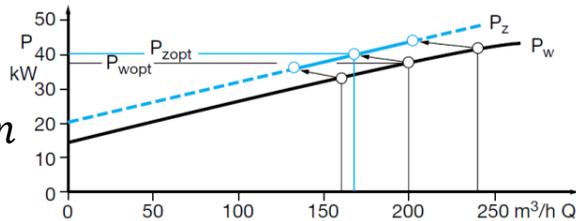
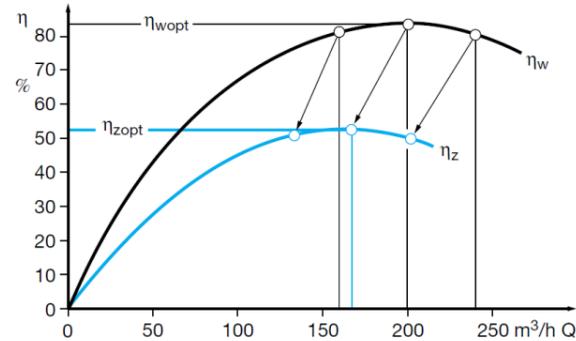
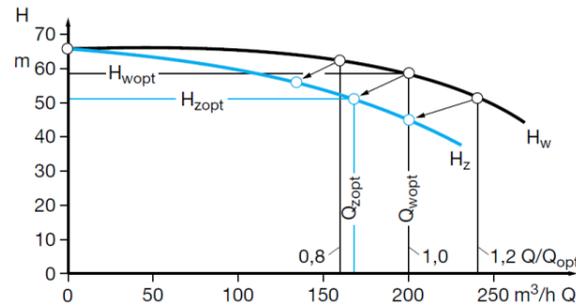
3. Gehe zu H_{opt} senkrecht nach oben

4. Gehe horizontal zu v_Z

5. Gehe senkrecht nach oben zu n

6. Gehe schräg/senkrecht zum f -Nomogramm

7. Lies bei richtiger n_q Linie die Werte für f_Q, f_H, f_η ab

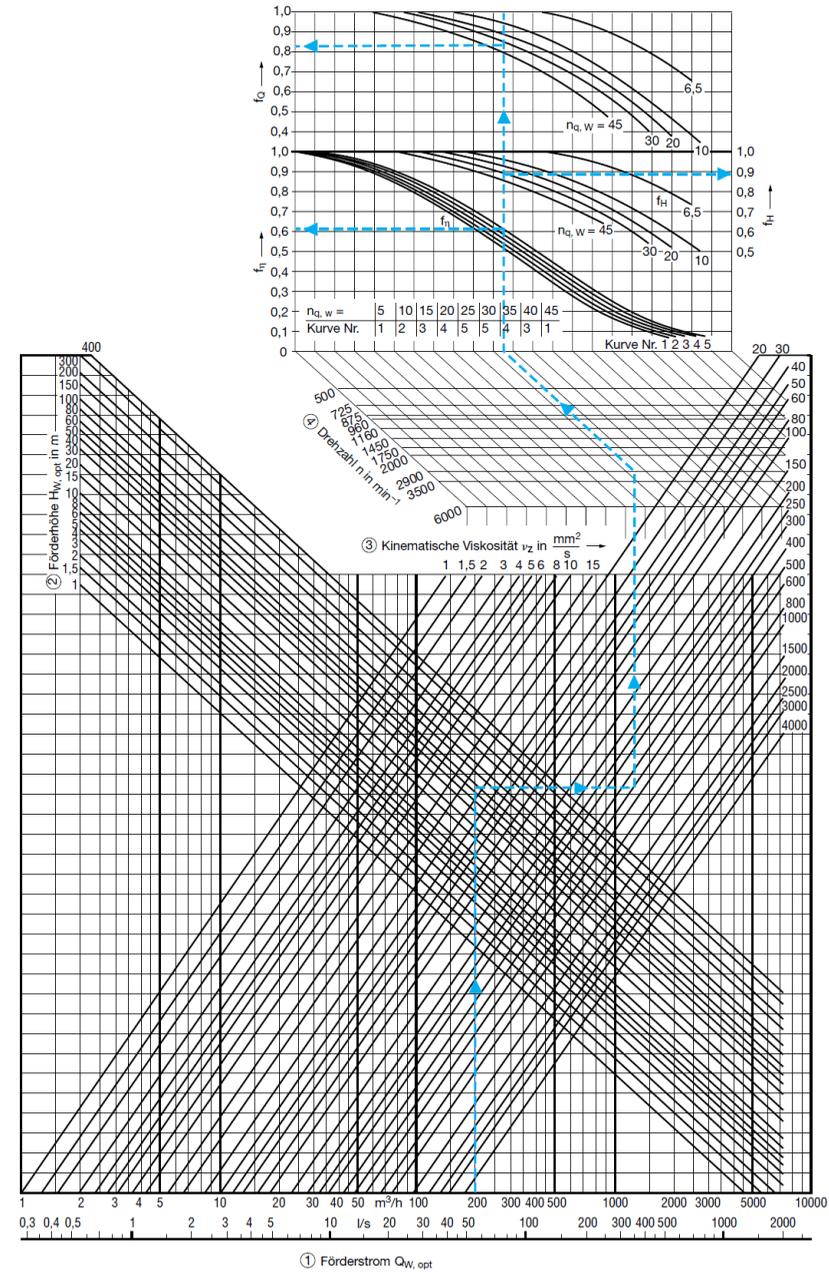


- oben: Umzeichnung der Kennlinien von Wasser auf ein zähes Medium

- rechts: Ermittlung der Korrekturfaktoren f nach dem KSB-Verfahren für ein Beispiel mit:

$Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}, H = 57,5 \text{ m},$

$n = 2900 \text{ min}^{-1}, v = 500 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



Quelle: KSB

- Für die Umrechnung ganzer Kennlinien muss der Vorgang für mehrere Punkte der $H(Q)$, $\eta(Q)$ - Kennlinien wiederholt werden.

- Die Leistung kann aus
$$P = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta} [kW]$$
 errechnet werden.

- Die Nullförderhöhe ist bei allen Medien gleich.

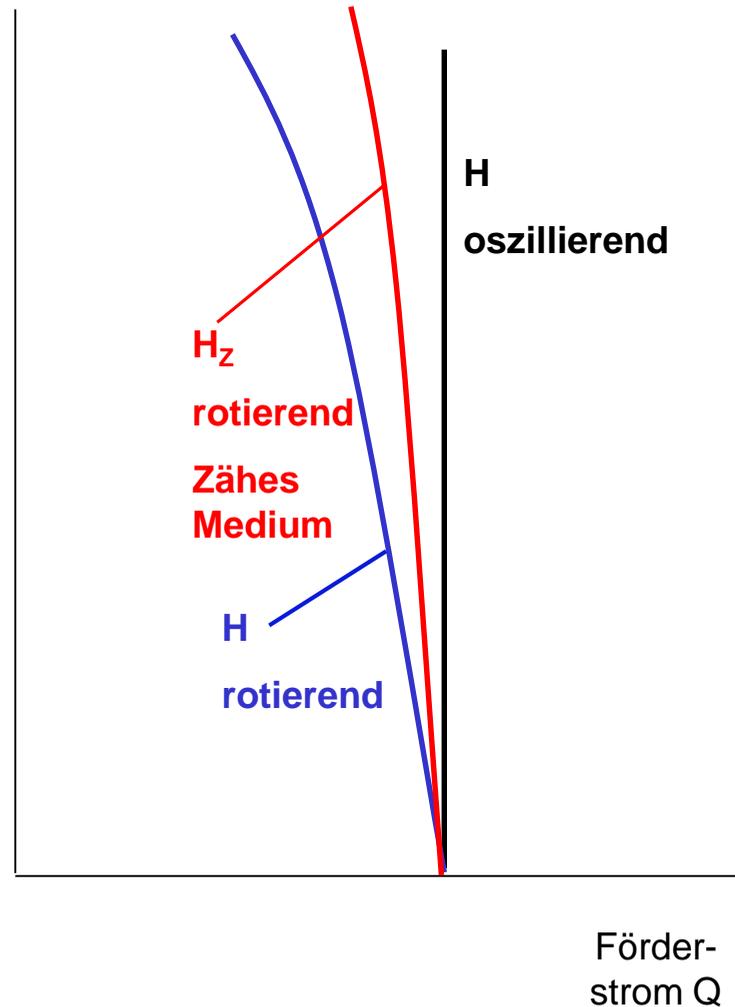
Die Verdrängerpumpen-Kennlinie ändert sich kaum

Verdrängerpumpen

Rotierend / Oszillierend

Förder-
höhe H

- Verdrängerpumpen haben sehr steile Kennlinien.
- Die Kennlinie der oszillierenden VP ist senkrecht (keine Spaltverluste)
- Die Kennlinie der rotierenden VP ist geneigt wegen geringer Spaltverluste.
- Die Kennlinie der rotierenden VP wird bei **zähem** Medium steiler (**steifer**) wegen verringerter Spaltverluste

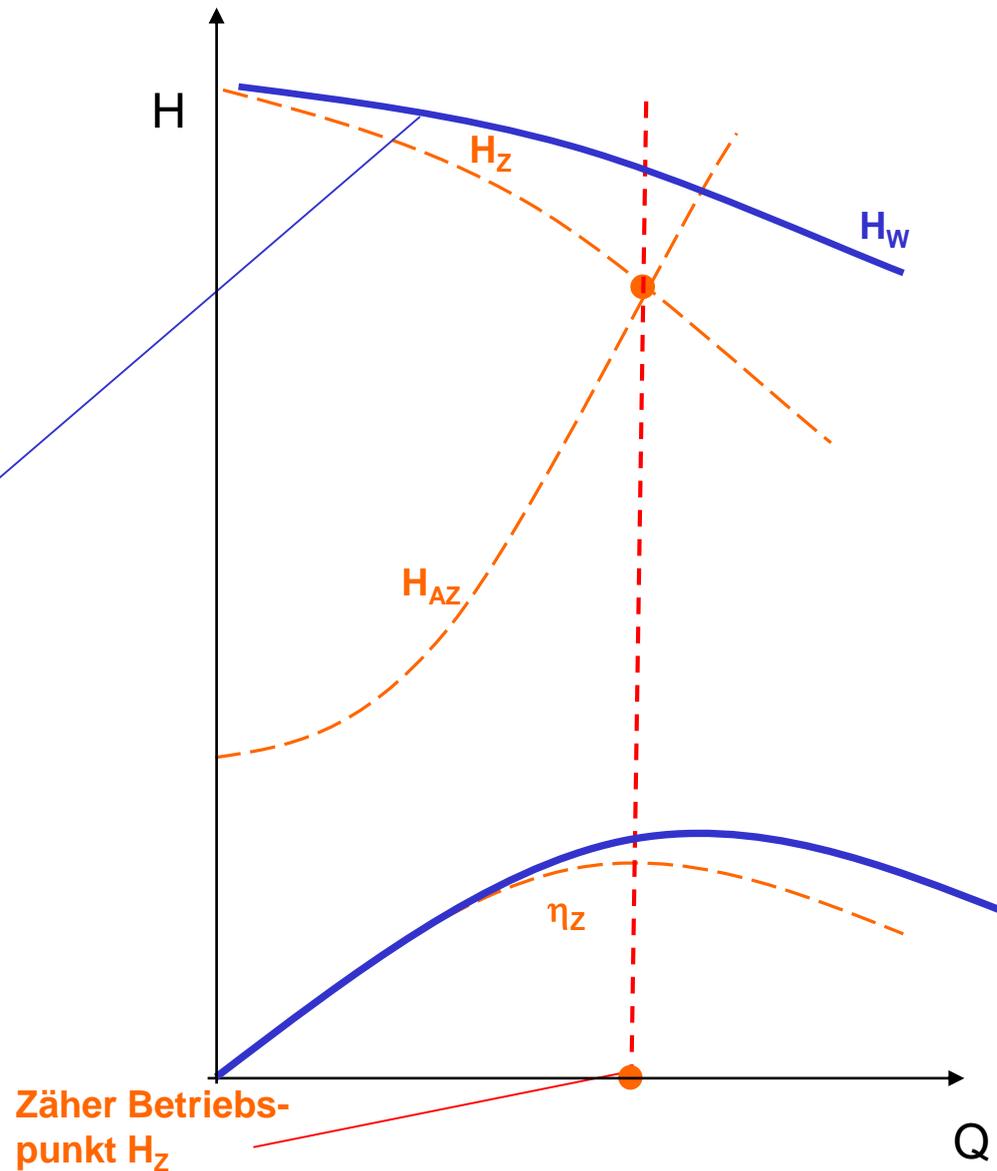


Betriebspunkt von Kreiselpumpen

Auswahl der Pumpe bei unveränderter Fördermenge Q

Die erforderliche Pumpe wird erheblich größer bei gleicher Nennweite

Wasserkennlinie H_W , damit die Pumpe auch bei zähem Medium die Höhe erreicht



Zäher Betriebspunkt H_Z

Auswahl der geeigneten Pumpe

1. Bestimme erforderlichen Förderstrom

Q [m³/s]

i.A. ist der Förderstrom gegeben: Wieviel will ich fördern?

2. Berechne Rohrleitungswiderstand

H [m]

$$H = \frac{\Delta p_{\text{Gemisch}}}{\rho_{\text{Gemisch}} g}$$

Gesetzmäßigkeiten, Erfahrungswerte, Versuch

3. Wähle Drehzahl

n [1/s]

Bei abrasiven Medien: Niedrige Drehzahl,
sonst hoch, Kavitationsgefahr beachten

4. Berechne spez. Schnellläufigkeit

n_q [1/s]

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Die spezifische Schnellläufigkeit ist
die Kenngröße für den Pumpentyp

Auswahl der geeigneten Pumpe

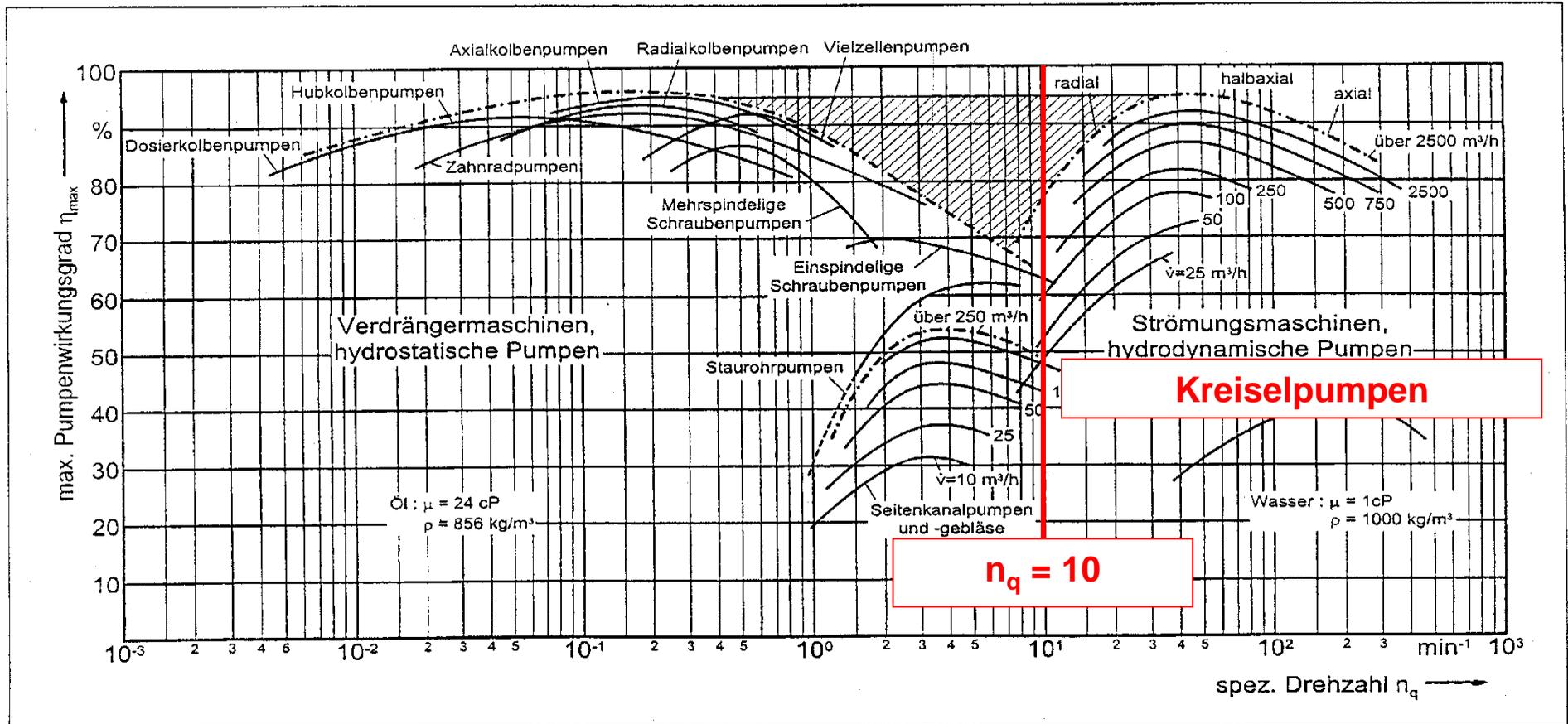


Bild 1: Bereiche des optimalen Wirkungsgrads für verschiedene Pumpenarten über der spezifischen Drehzahl n_q

Der häufig hohe Widerstand H bei kleinem Q zwingt oft zu Verdrängerpumpen

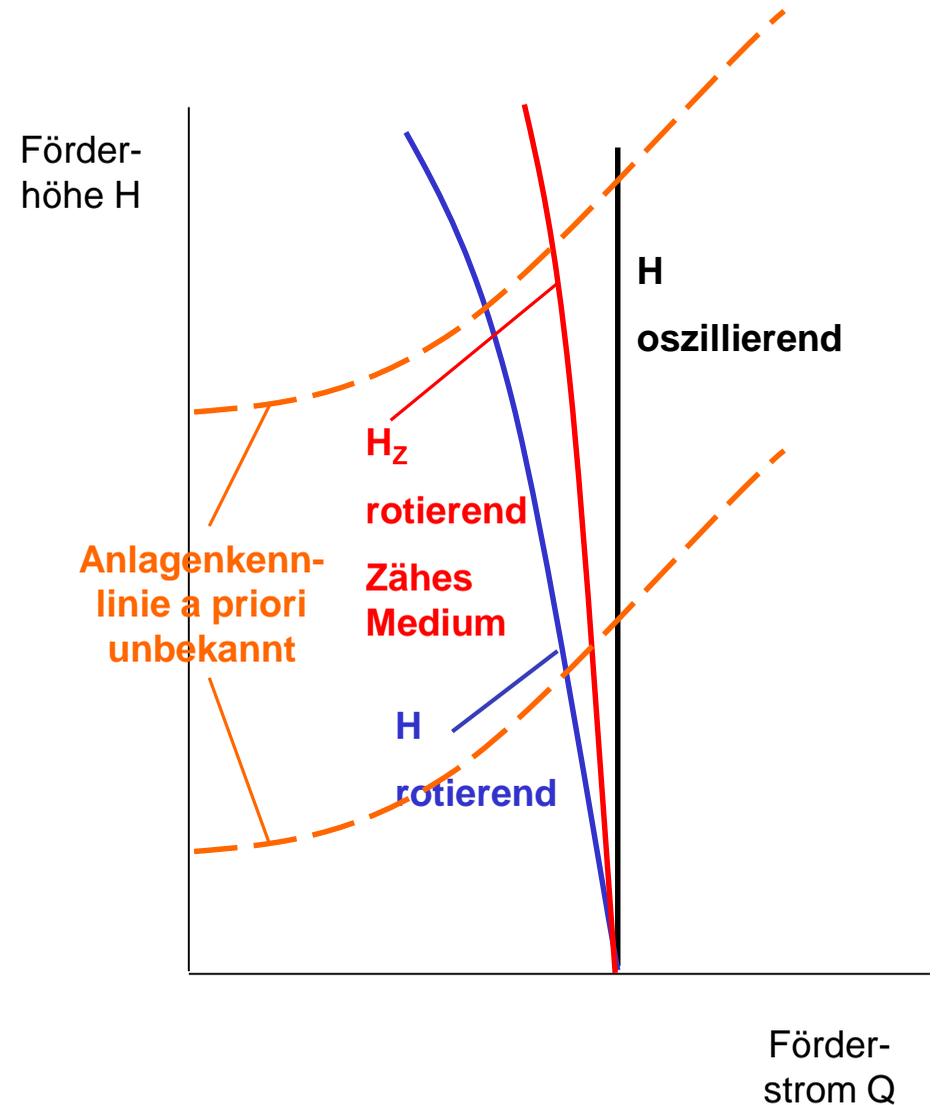
$n_q > 7 - 10$:
Kreiselpumpe

Betriebspunkt von Verdrängerpumpen

Ist der Anlagenwiderstand im Voraus nicht bekannt, muß oft auf eine Verdrängerpumpe zurückgegriffen werden, weil diese jeden Gegendruck schafft.

Voraussetzung: ausreichende Motorleistung

Grund: Verdrängerpumpen wirken hydrostatisch, Kreiselpumpen hydrodynamisch



Auswahl der geeigneten Pumpe

Die Überprüfung der Pumpenauswahl bzw. des Pumpensystems erfolgt dann auf Basis der Lebenszykluskosten LCC

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_d + C_{env}$$

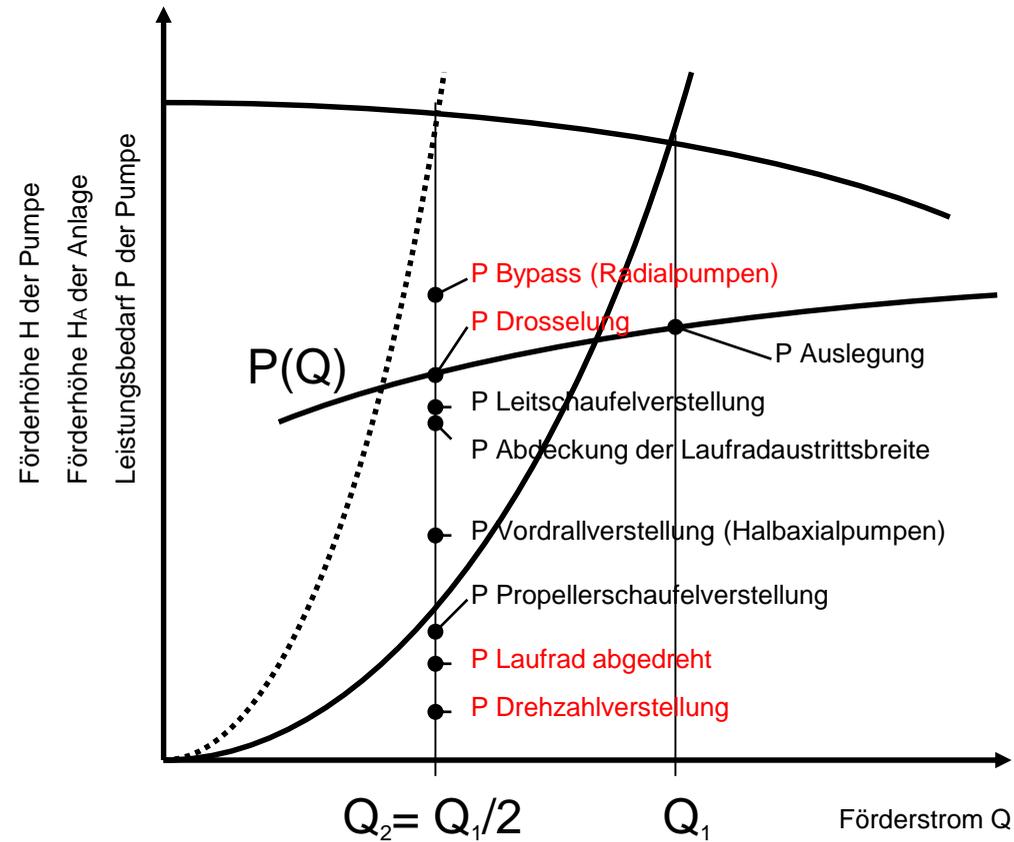
The diagram shows the equation $LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_d + C_{env}$ with lines connecting each term to a category below. C_{ic} is connected to 'Anschaffungskosten'. C_{in} is connected to 'Installationskosten'. C_e is connected to 'Energiekosten'. C_o is connected to 'Betriebskosten'. C_m is connected to 'Instandhaltungskosten'. C_s is connected to 'Stilllegungskosten'. C_d is connected to 'Ausfallkosten'. C_{env} is connected to 'Umweltkosten'.

Regelungsarten:

Regelungsmöglichkeiten

- Zu/Abschalten von Pumpen
- **Bypass-Regelung**
- **Drosselung**
- Vordrallregelung
- Laufschaufelverstellung
- **Lauftradabdrehen**
- **Drehzahlregelung**
- Kavitationsregelung

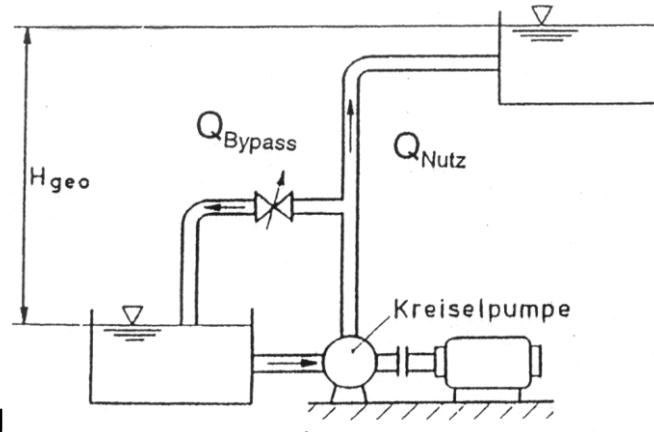
Leistungsbedarf verschiedener Regelungen



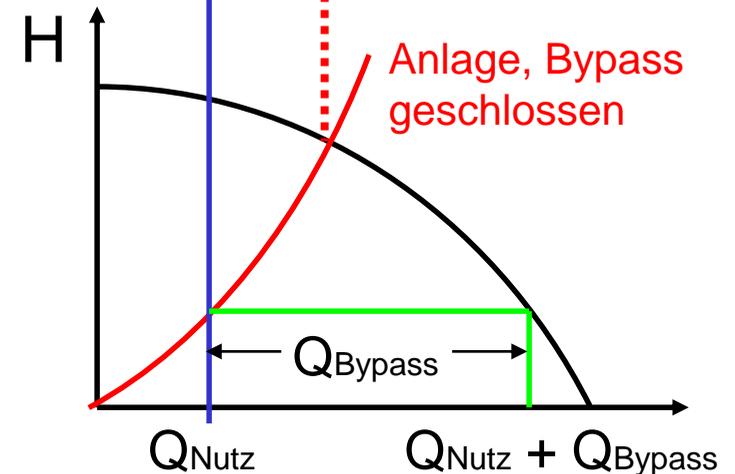
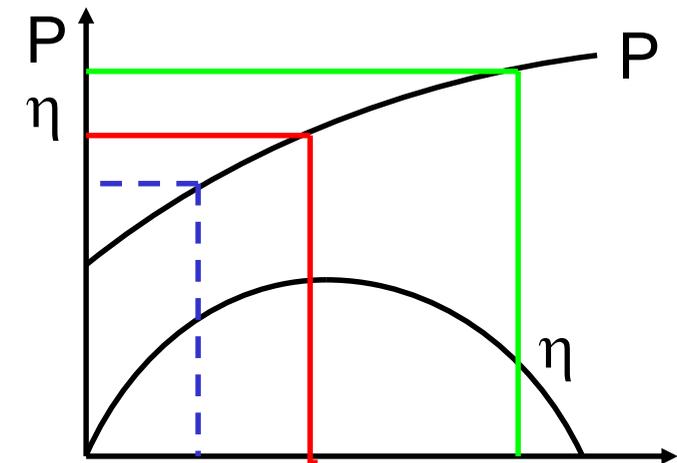
Leistungsvergleich der verschiedenen Regelarten

Quelle: KSB - Pumpenlexikon

Bypass-Regelung



- Möglichkeit der Fördermengenregulierung
- (Teil-) Rückführung des Förderstroms zur Pumpenseugseite, u.U durch Kühler
- Gründe: Einsatz im Teillastgebiet vermeiden (wegen Kavitation, Aufheizung oder Axialschub),
Typisch: Anfahren großer Pumpen und Anlagen
- Große Energieverschwendung, weil bei Drosselung auf Q_{Nutz} die Abzweigmenge Q_{bypass} zusätzlich gefördert werden muß.



Bypass-Regelung

Hydraulisches Anlagenverhalten

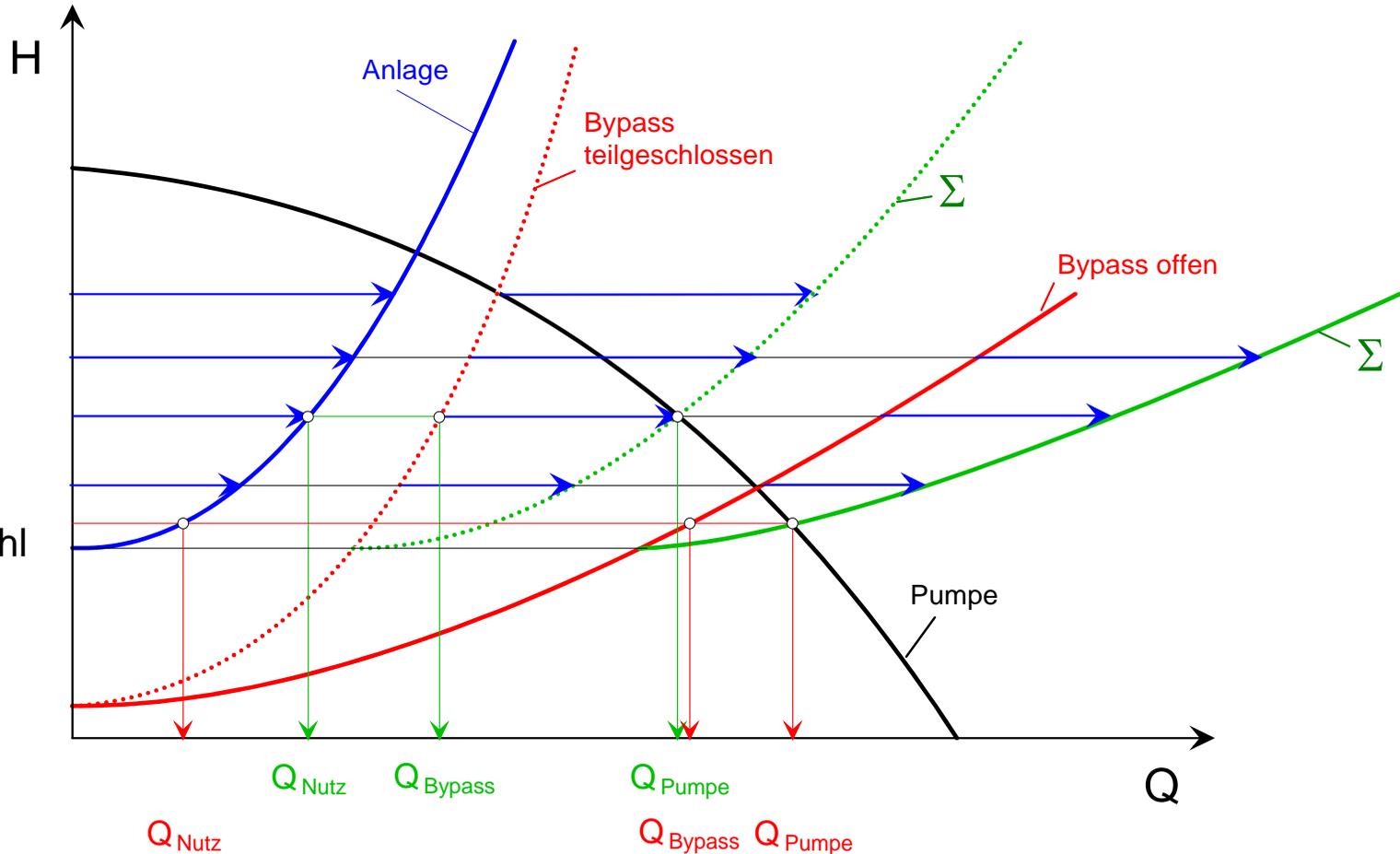
Öffnen des Bypass:

⇒ Q_{Bypass} steigt

⇒ Q_{Nutz} sinkt

⇒ $Q_{\text{Pumpe}} = Q_{\text{Nutz}} + Q_{\text{Bypass}}$

Pumpe läuft in Überlast, obwohl Q_{Nutz} sinkt



Drosselung

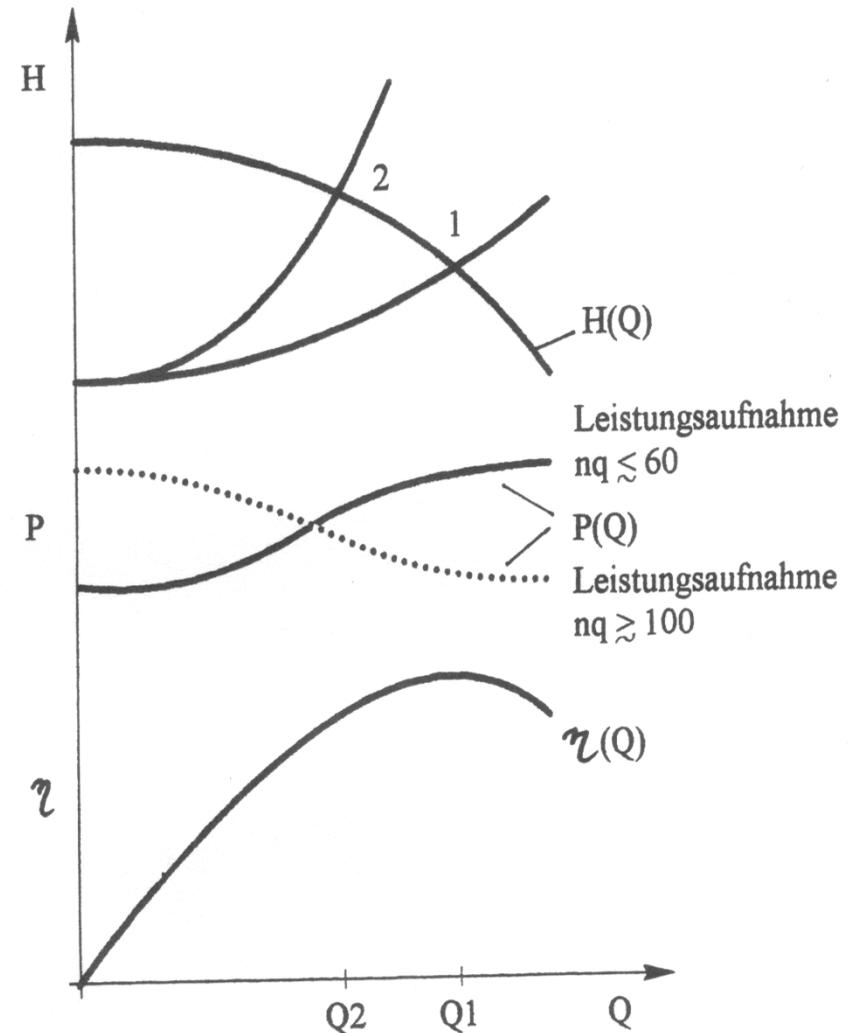
Anlagenkennlinie wird steiler,
weil ζ steigt.

Wenn dem Verbraucher nur an
geringem Förderstrom gelegen
ist, wird bei Drosselung enorm
Energie verschwendet.

Nur sinnvoll bei Radialpumpen
bis $nq \sim 60$, weil bei größerer
Schnellläufigkeit Motor bei
Drosseln überlastet werden
kann.

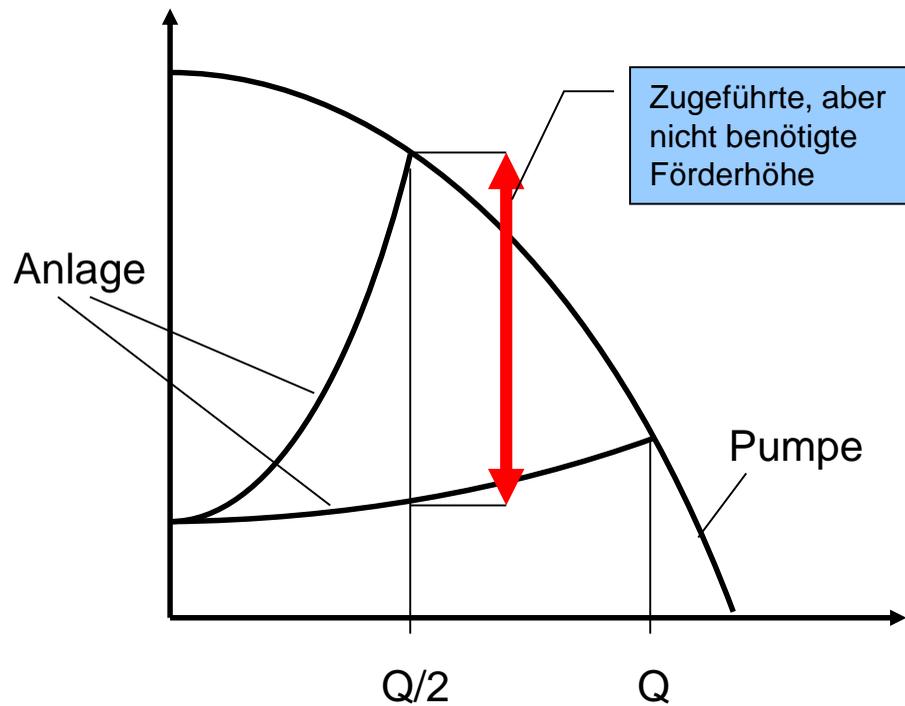
Drosselung **nur auf Druckseite**
wegen Kavitationsgefahr

Regelung **sinnvoll, wenn**
Nullförderhöhe erhalten bleiben
muss.

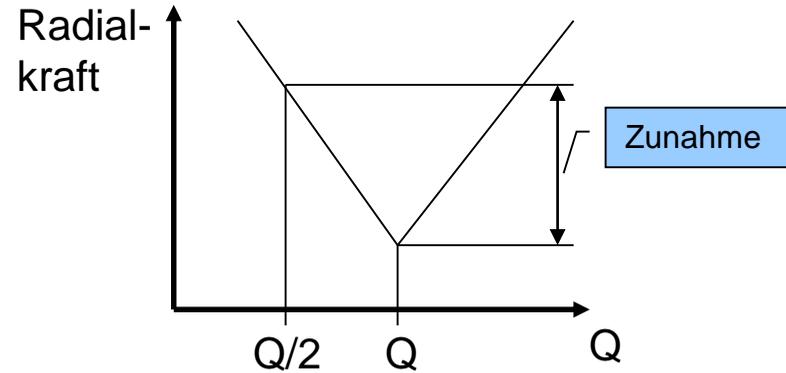


Drosselung

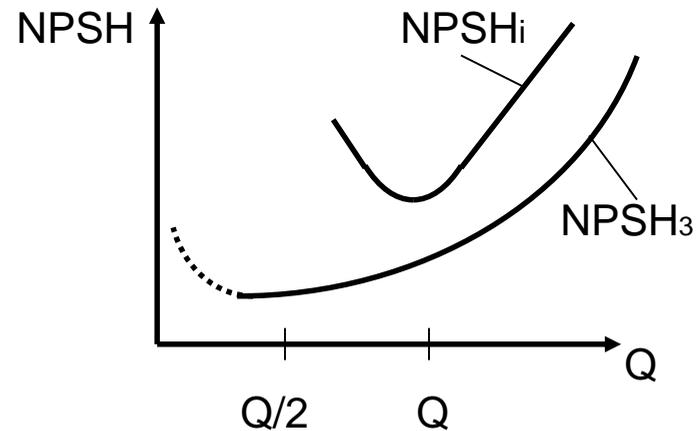
Die Drosselregelung verbraucht sehr viel Energie



Die Radialkräfte steigen (schnell im "Tonnen"-Bereich!)



Die Pumpe läuft in Kavitation, ohne dass man es merkt!



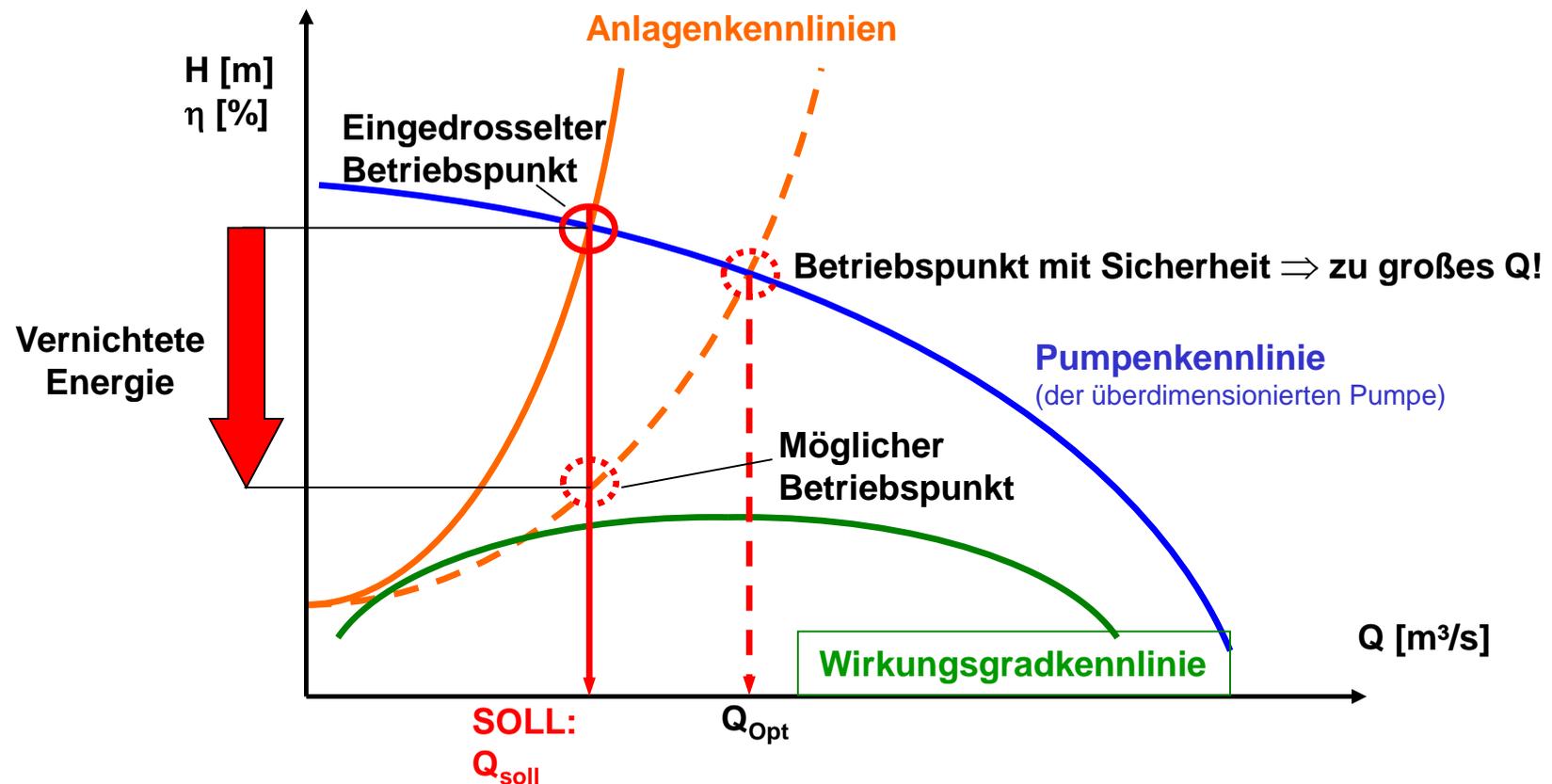
Einsparpotential : Massive Überdimensionierung

Massive Überdimensionierung z.B. aufgrund von Sicherheitszuschlägen

⇒ vernichtete Energie

⇒ schlechter Wirkungsgrad

⇒ zunehmende mechanische Belastung ⇒ Schäden



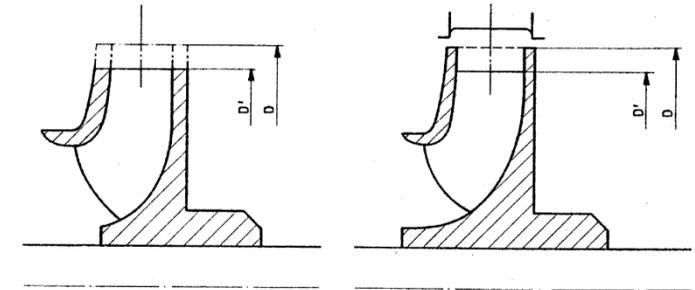
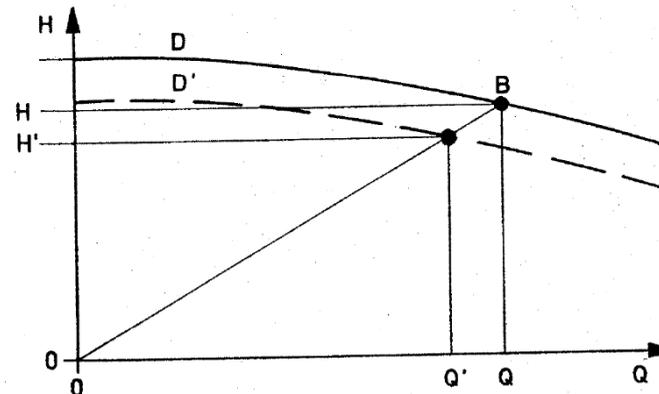
Laufrad - Abdrehen

$$\frac{Q}{Q'} \approx \frac{H}{H'} = \left(\frac{D}{D'} \right)^m$$

Ermittlung des Abdrehdurchmessers

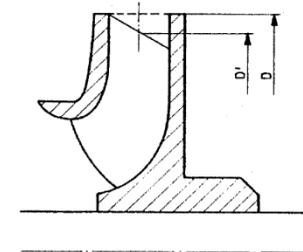
Geg.: Kennlinie bei vollem Laufraddurchmesser D

- Zeichne im Kennliniendiagramm gewünschten Betriebspunkt Q' / H'
- Ziehe Gerade durch Q' / H' bis Kennlinie: lies Q / H ab
- Berechne aus Q / Q' bzw. H / H' neues D'



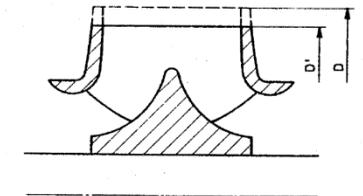
a) Abdrehen

b) Ausdrehen



c) Schräg-Ausdrehen

d) Schräg-Ausdrehen



e) Abdrehen

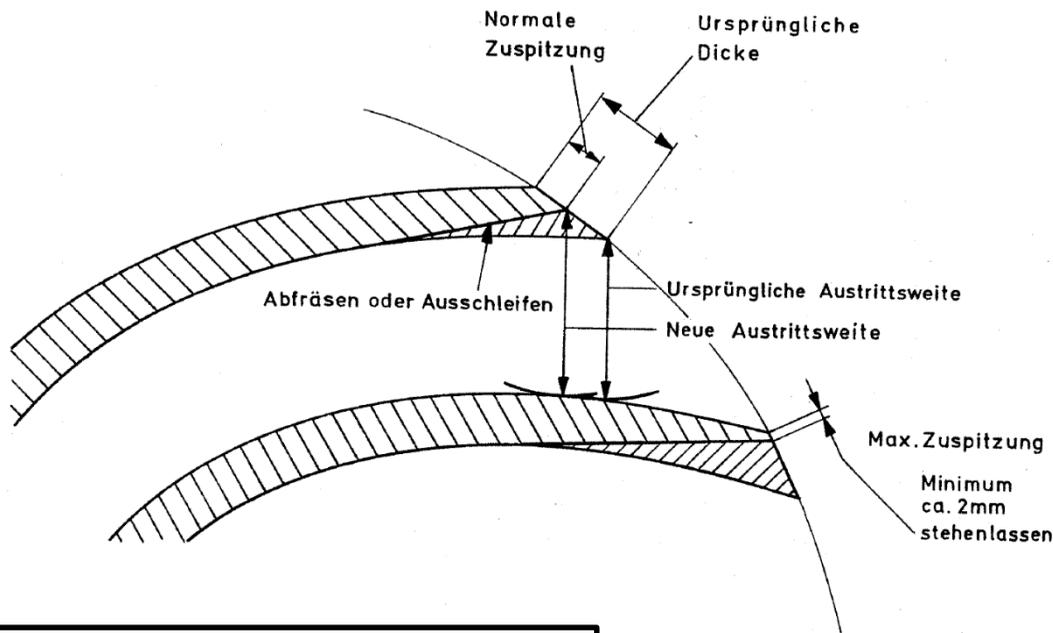
Quelle: Sulzer

Laufrad - Abdrehen

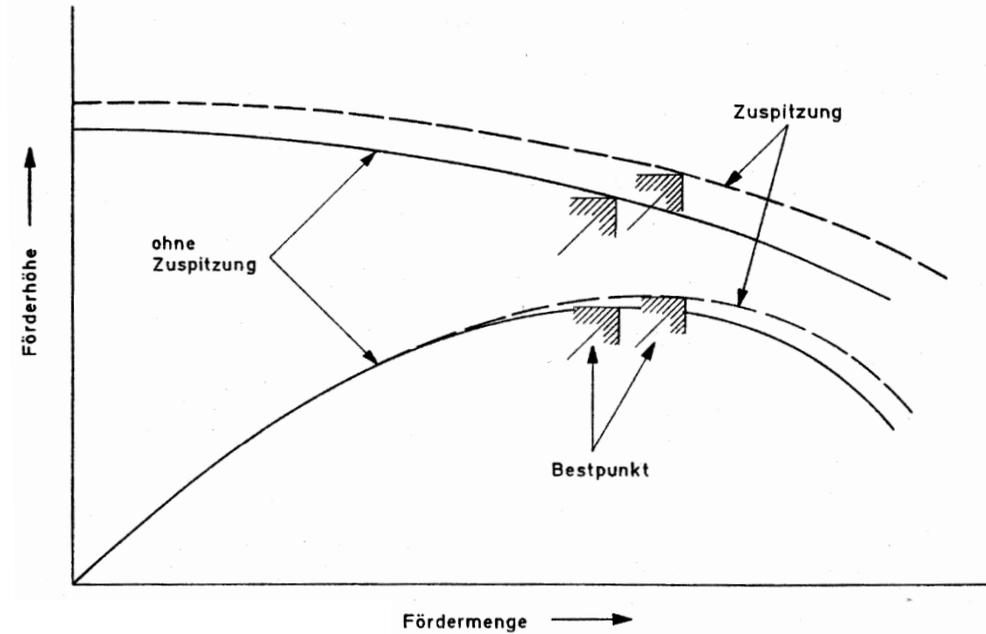
Abdrehen: Laufräder mit großem n_q
 starkes Abdrehen

schrittweise, dazwischen Q,H- Kennlinie,
 NPSH- Kennlinie messen

Zuschärfen / Hinterfeilen erhöht H und Q



Zuspitzen des Schaufelaustritts



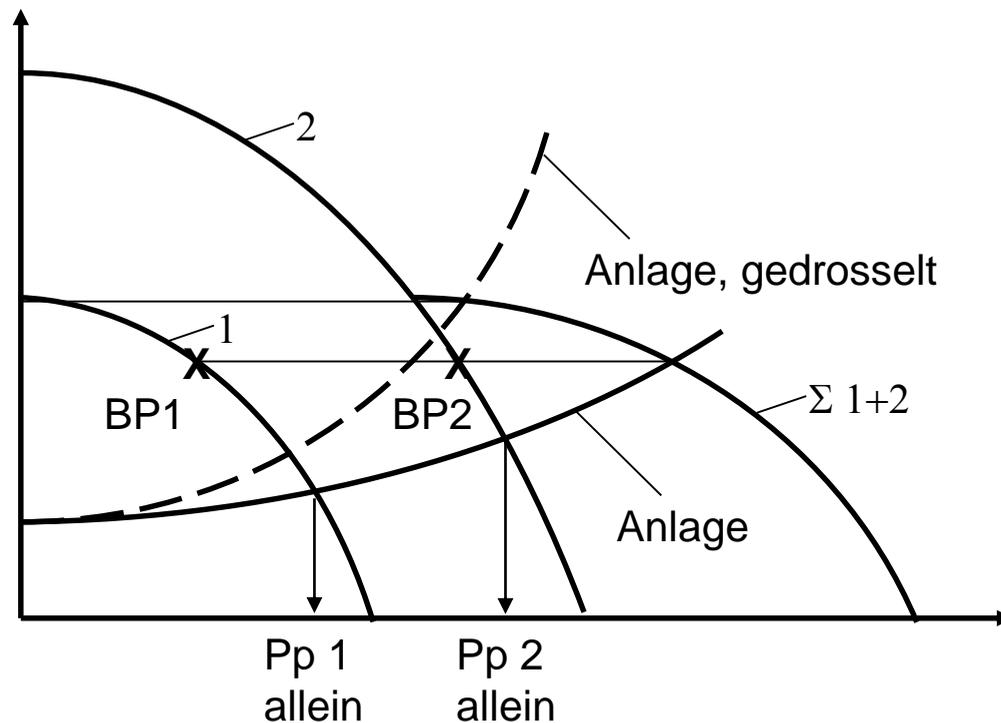
Einfluss der Zuspitzung auf die Pumpenkennlinie

Quelle: Sulzer

Drehzahlregelung: s.S. 72 ff.

Intervallbetrieb, Zu- / Abschalten

- Rechenregel für Parallelbetrieb beachten
- Achten auf Betrieb im Optimum
- Vorsicht bei unterschiedlichen Pumpen:



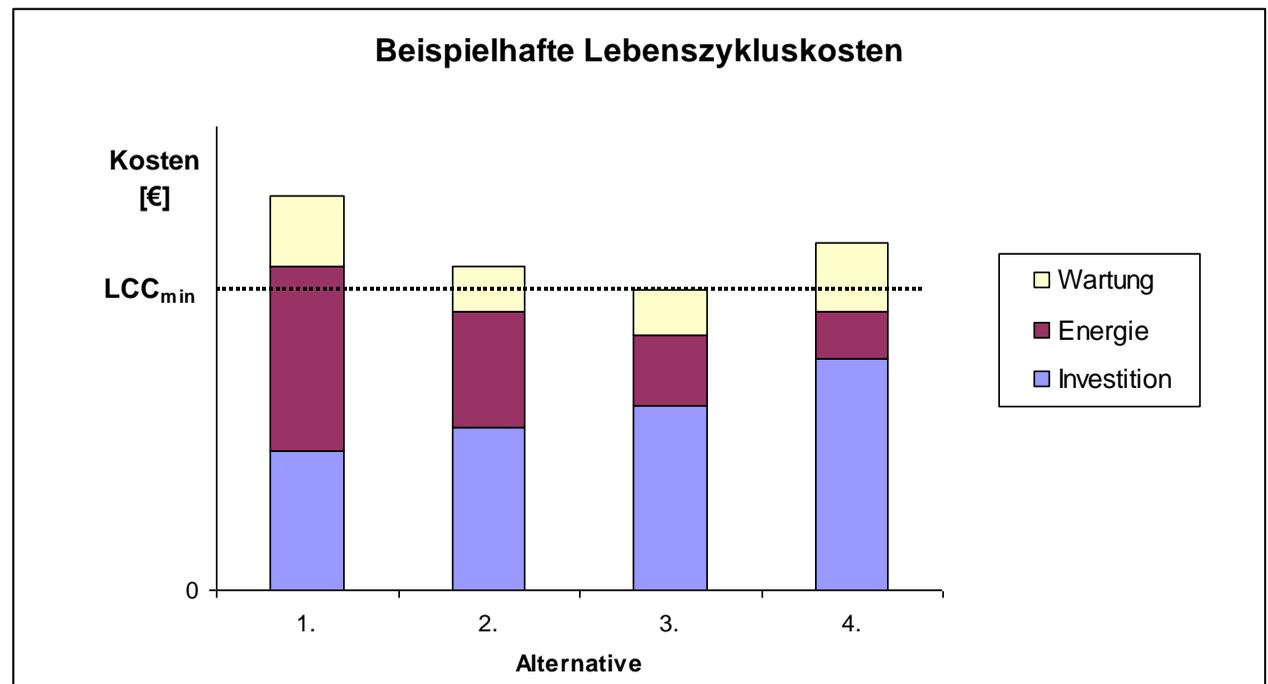
- Bei Ausfall einer Pumpe läuft die andere in Überlast
 - ⇒ Kavitation !!
 - ⇒ Radialkräfte
- Bei Drosselung der Anlage fährt eine Pumpe gegen geschlossenen Schieber
 - ⇒ Kavitation
 - ⇒ Aufheizung
 - ⇒ Radialkräfte

VI. Lebenszykluskosten und Betriebserfahrungen

Der Wert einer Pumpe (auch Maschine, Anlage) ...
hängt nicht nur von den Anschaffungskosten ab.

Bei Berücksichtigung aller Kosten
kann eine Investitionsentscheidung
beeinflusst werden:

Lebenszykluskosten LCC



Gleichung für Lebenszykluskosten:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_s + C_d + C_{env}$$

- Einstandskosten
- Montagekosten
- Energiekosten
- Betriebskosten
- Wartungskosten
- Stillstandskosten
- Demontage- und Entsorgungskosten
- Umweltkosten

Oder (bezogen auf C_{ic}):

$$LCC = C_{ic} \cdot \left(1 + \frac{C_{in}}{C_{ic}} + \frac{C_e}{C_{ic}} + \frac{C_o}{C_{ic}} + \frac{C_m}{C_{ic}} + \frac{C_s}{C_{ic}} + \frac{C_d}{C_{ic}} + \frac{C_{env}}{C_{ic}} \right)$$

Die einzelnen Kosten sind gegebenenfalls auf den heutigen Wert umzurechnen: (net present value)

Barwert:

$$C_{heute} = \frac{C_{Zeitpunkt}}{\left[1 + \frac{(i - p)}{100} \right]^n}$$

Investitionskosten C_{ic}

Die ursprünglichen Investitionskosten beinhalten Folgendes:

- Pumpenaggregat einschließlich Hilfseinrichtungen
 - Pumpe, Motor, Kupplung, Grundplatte, Sperrdruckanlage usw.
 - Hilfseinrichtungen zum Kühlen und Spülen
 - Sicherheitseinrichtungen am Pumpenplatz
- Kosten der Ersatzteile
- Fertigungsüberwachung und Probelauf
- Ingenieurleistungen mit Konstruktion und Zeichnungen
- Prozesskosten der Beschaffung

Montage- und Inbetriebnahmekosten C_{in}

Trhg

Zu den Montage- und Inbetriebnahme(Anfahr)kosten gehören:

- Fundament mit Entwurf, Vorbereitung, Beton und Bewehrung
- Montage und Verguss des Pumpenaggregates auf dem Fundament (Grobmontage)
- Rohrleitungsanschlüsse
- Elektro- und MSR-Anschlüsse
- Anschlüsse der Hilfseinrichtungen
- Spülen des Systems und Inbetriebnahme mit Wasser (Wasserfahrt)
- Unterweisung des Personals

Haupteinflussgrößen auf die Energiekosten:

$$C_e = \sum_{j=1}^z \left\{ n \cdot \frac{E_o}{\left[1 + \frac{i-p}{100}\right]^n} \cdot \rho g \cdot \int_{t_0}^{t_1} \frac{Q_P(t) H_P(t)}{\eta_P \eta_M} dt \right\}_j$$

n = Lebenszyklus in Jahren

z = Anzahl der Pumpen

E_o = spez. Energiepreis

$i - p$ = Diskontierungsfaktor

ρ = Dichte des Fördermediums

g = Erdbeschleunigung

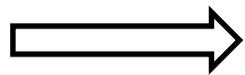
$t_0; t_1$ = Beginn und Ende des Betriebszyklus im Jahr

$Q_P(t)$ = momentaner Förderstrom der Einzelpumpe

$H_P(t)$ = momentane Förderhöhe der Einzelpumpe

η_P = Wirkungsgrad Pumpe

η_M = Wirkungsgrad Motor



Das Förderstrom-Zeit-Diagramm des repräsentativen Jahres im Lebenszyklus hat maßgeblichen Einfluss auf die optimale Auslegung einer Pumpenanlage

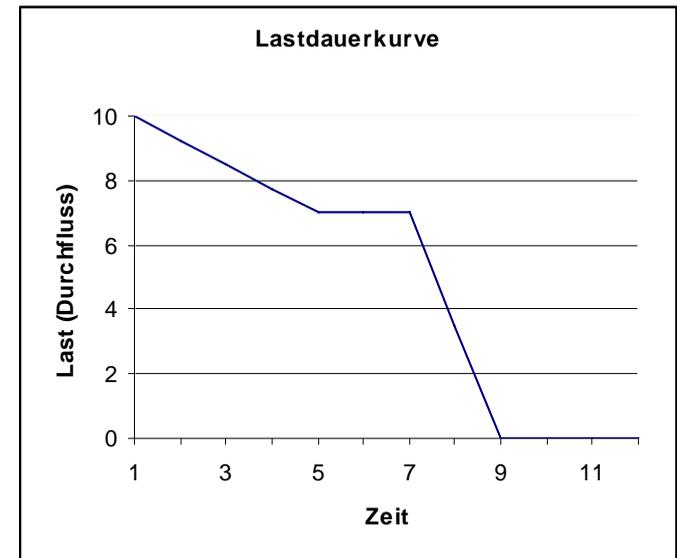
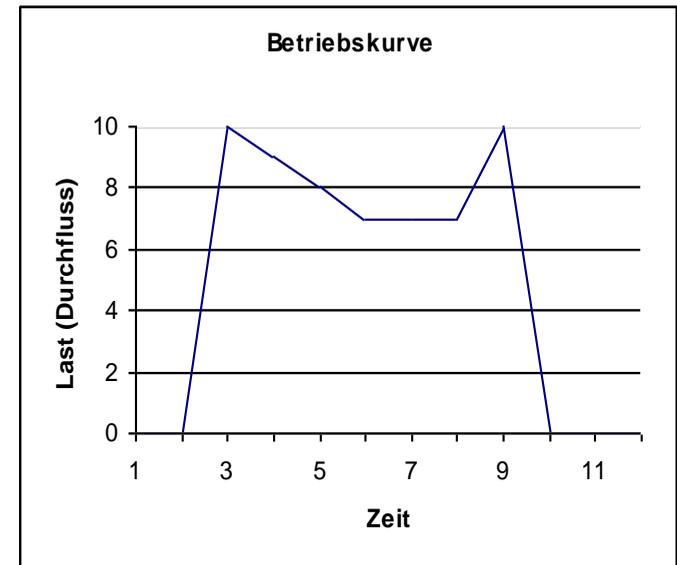
Ermittlung der Betriebszeiten

Betriebskurve: Verlauf des Durchflusses über der Zeit.
Periode definieren (Stunden, Tage, Monate)

Zugehörige Förderhöhe beachten

Lastdauerkurve: Verlauf des Durchflusses der Größe
nach sortiert.

- oft ausreichend: Feststellung Q_{\max} , Q_{mittel} , Q_{\min}
- Aus Lastdauerkurve kann mittlerer Durchfluss über Gesamtperiode grafisch ermittelt werden



Betriebskosten C_o

- Arbeitskosten für Überwachungspersonal (Emissionen, Schwingungen,...)
- Kosten für Kühlung / Heizung / Reinigung
- Kontrollfahrten

Instandhaltungskosten C_m

- Wartungskosten: Personal und Material für Filterwechsel, Ölwechsel, Sperrflüssigkeit,...
- Reparaturkosten: Lohnkosten, Ersatzteile, Verbrauchsmaterial, Kosten für Provisionen, Transport, Dekontamination

- Abzinsung
$$\frac{1}{\left[1 + \frac{(i-p)}{100}\right]^n} = \frac{C_{\text{heute}}}{C_{\text{Zeitpunkt}}}$$

Die Abzinsung kann der Tabelle S. 144 entnommen werden.

- Jährlich gleiche Kosten, die über die Jahre anfallen und Inflation p sowie Verzinsung i unterliegen, können mit einem Diskontfaktor df berechnet werden, der der Tabelle S. 145 entnommen werden kann.

$$\text{Diskontfaktor } df = \frac{\left[1 + \frac{i-p}{100}\right]^n - 1}{\frac{i-p}{100}} \cdot \frac{1}{\left[1 + \frac{i-p}{100}\right]^n}$$

$$C_{n\text{Jahre}} = C_{1\text{Jahr}} \cdot df$$

Abzinsung für einzelnes Kostenelement nach n Jahren

Zahl der Jahre (n)	Nettozinssatz (Zinssatz "i" minus Inflationsrate "p")												
	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91
2	1,04	1,02	1,00	0,98	0,96	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,86	0,84	0,83
3	1,06	1,03	1,00	0,97	0,94	0,92	0,89	0,86	0,84	0,82	0,79	0,77	0,75
4	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,89	0,85	0,82	0,79	0,76	0,74	0,71	0,68
5	1,11	1,05	1,00	0,95	0,91	0,86	0,82	0,78	0,75	0,71	0,68	0,65	0,62
6	1,13	1,06	1,00	0,94	0,89	0,84	0,79	0,75	0,70	0,67	0,63	0,60	0,56
7	1,15	1,07	1,00	0,93	0,87	0,81	0,76	0,71	0,67	0,62	0,58	0,55	0,51
8	1,18	1,08	1,00	0,92	0,85	0,79	0,73	0,68	0,63	0,58	0,54	0,50	0,47
9	1,20	1,09	1,00	0,91	0,84	0,77	0,70	0,64	0,59	0,54	0,50	0,46	0,42
10	1,22	1,11	1,00	0,91	0,82	0,74	0,68	0,61	0,56	0,51	0,46	0,42	0,39
15	1,35	1,16	1,00	0,86	0,74	0,64	0,56	0,48	0,42	0,36	0,32	0,27	0,24
20	1,50	1,22	1,00	0,82	0,67	0,55	0,46	0,38	0,31	0,26	0,21	0,18	0,15
25	1,66	1,29	1,00	0,78	0,61	0,48	0,38	0,30	0,23	0,18	0,15	0,12	0,09
30	1,83	1,35	1,00	0,74	0,55	0,41	0,31	0,23	0,17	0,13	0,10	0,08	0,06

Diskontfaktor df für konstante jährliche Ausgaben

Zahl der Jahre (n)	Nettozinssatz (Zinssatz "i" minus Inflationsrate "p")												
	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1,02	1,01	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91	
2	2,06	2,03	1,97	1,94	1,91	1,89	1,86	1,83	1,81	1,78	1,76	1,74	
3	3,12	3,06	2,94	2,88	2,83	2,78	2,72	2,67	2,62	2,58	2,53	2,49	
4	4,21	4,10	3,90	3,81	3,72	3,63	3,55	3,47	3,39	3,31	3,24	3,17	
5	5,31	5,15	4,85	4,71	4,58	4,45	4,33	4,21	4,10	3,99	3,89	3,79	
6	6,44	6,22	5,80	5,60	5,42	5,24	5,08	4,92	4,77	4,62	4,49	4,36	
7	7,60	7,29	6,73	6,47	6,23	6,00	5,79	5,58	5,39	5,21	5,03	4,87	
8	8,77	8,37	7,65	7,33	7,02	6,73	6,46	6,21	5,97	5,75	5,53	5,33	
9	9,97	9,47	8,57	8,16	7,79	7,44	7,11	6,80	6,52	6,25	6,00	5,76	
10	11,19	10,57	9,47	8,98	8,53	8,11	7,72	7,36	7,02	6,71	6,42	6,14	
15	17,70	16,27	13,87	12,85	11,94	11,12	10,38	9,71	9,11	8,56	8,06	7,61	
20	24,89	22,26	18,05	16,35	14,88	13,59	12,46	11,47	10,59	9,82	9,13	8,51	
25	32,85	28,56	22,02	19,52	17,41	15,62	14,09	12,78	11,65	10,67	9,82	9,08	
30	41,66	35,19	25,81	22,40	19,60	17,29	15,37	13,76	12,41	11,26	10,27	9,43	

Beispiele:

LCC ist nicht geeignet, den gleichen Pumpentyp/-größe verschiedener Hersteller zu vergleichen, sondern vergleicht verschiedene technische Lösungen

1.) Für folgende Betriebspunkte ist die kostengünstigste Pumpe auszusuchen

Q [m ³ /h]	1,4	4,2	8,2		
H [m]	50	100	500	750	1000

Energieverbrauch folgt aus Betriebspunkt und Wirkungsgrad

Investition: Aggregat inkl. Nebeneinrichtungen

Wartung/Reparatur: Eigene Erfahrungswerte oder Herstellerangaben.

Betriebsdaten		Zeile	Berechnung						
Förderstrom		1	m ³ /h		1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Förderhöhe		2	m		50	50	50	50	50
n			UpM		3000	1500	750	750	750
n _q			UpM		3,1	1,6	0,8	0,8	0,8
Dichte		3	kg/dm ³		1	1	1	1	1
Kinem. Viskosität		4	mm ² /s		1	1	1	1	1
Energiepreis per kWh		5	€		0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
Mittlere Betriebsstunden pro Jahr		6	h		4000	4000	4000	4000	4000
Anzahl der betrachteten Jahre		7			10	10	10	10	10
Nominalzins		8	%		9	9	9	9	9
Inflationsrate		9	%		0	0	0	0	0
Pumpendaten									
Typ					Kreiselpumpe	Seitenkanalpumpe	Schlauchpumpe	Taumelscheibenpumpe	Kolbenmembranpumpe
					32-200	1204	VF25	G10	LDB/3
Pumpenaggregat		10	€		3550	3400	1968	3300	8700
Zusatz: Frequenzumrichter etc		11	€						500
Gesamtaggregat		12	€	10+11	3550	3400	1968	3300	9200
Montage- und Inbetriebnahmekosten		13	€						
Leistung, hydraulisch		14	kW	1*2*3/367	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
Wirkungsgrad		15	%		19	19	27	45	55
Leistungsbedarf		16	kW	14/15*100	1,00	1,00	0,71	0,42	0,35
Energiekosten pro Jahr		17	€	5*6*16	321	321	226	136	111
Bedienungskosten pro Jahr		18	€		0				
Wartungskosten pro Jahr		19	€		100	100	100	100	250
Ersatzteilkosten je Reparatur		20	€		400	450	170	350	1550
Personalkosten je Reparatur		21	€		1000	1000	150	150	2000
MTBR		22	h		16000	16000	1000	4000	8000
Rep.-Kosten pro Betriebsstunde		23	€	(20+21)/22	0,0875	0,090625	0,32	0,125	0,44375
Rep.-Kosten pro Jahr		24	€	23*7	350	362,5	1280	500	1775
Instandhaltungskosten		25	€	19+24	450	462,5	1380	600	2025
Stillstandskosten		26	€		0	0	0	0	0
Andere jährliche Kosten		27	€		0	0	0	0	0
Außerbetriebnahmekosten		28	€		0	0	0	0	0
Summe jährliche Kosten		29	€	17+18+25+26+27	771	784	1606	736	2136
Diskontfaktor		30	-	Tab.	6,42	6,42	6,42	6,42	6,42
Barwert jährliche Kosten		31	€	29*30	4951	5032	10311	4723	13713
Faktor C _p		32	-	Tab.	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
Barwert Außerbetriebnahme		33	€	28*32	0	0	0	0	0
Lebenszykluskosten		34	€	12+31+33	8501	8432	12279	8023	22913

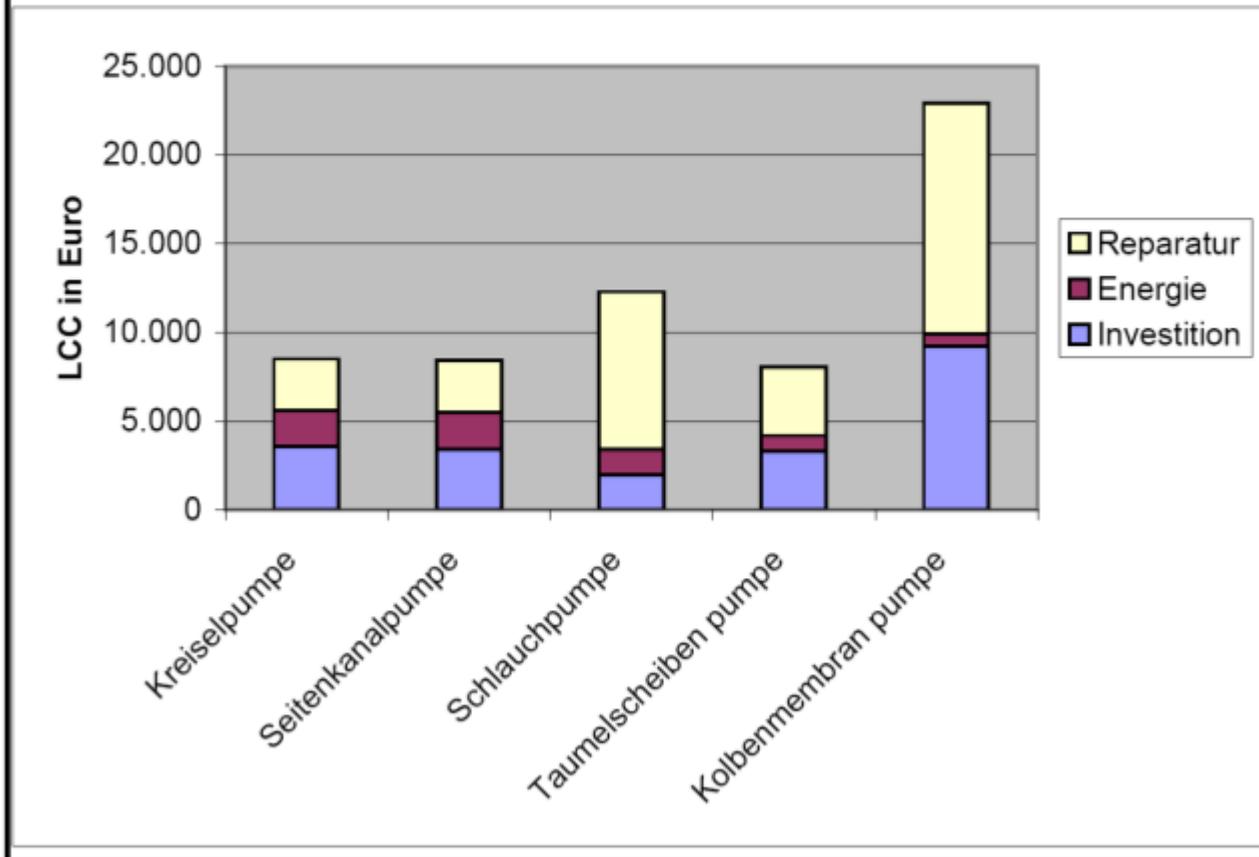
Typ	Kreiselpumpe 32-200	Seitenkanalpumpe 1.204	Schlauchpumpe VF25	Taumelscheibenpumpe G10	Kolbenmembranpumpe LDB/3
Investition	3.550	3.400	1.968	3.300	9.200
Energie	2.062	2.062	1.451	870	712
Reparatur	2.888	2.968	8.856	3.851	12.996
Gesamt	8.500	8.430	12.275	8.021	22.908

Ergebnis 1:

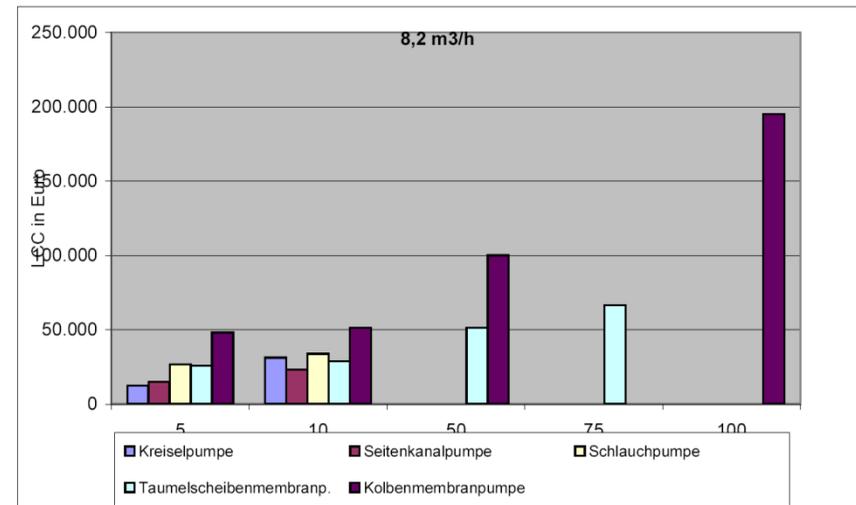
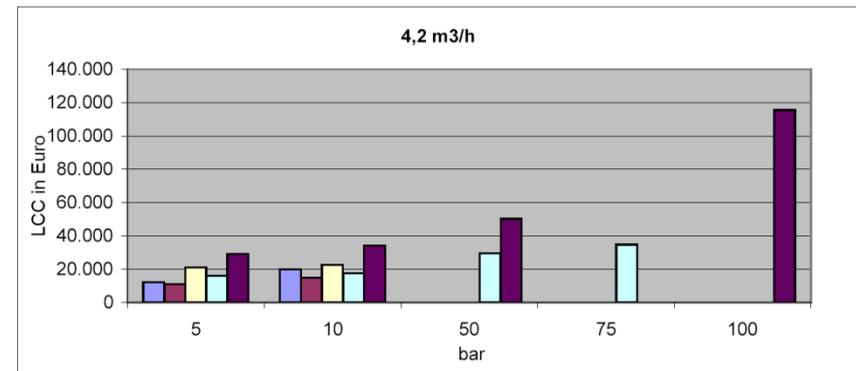
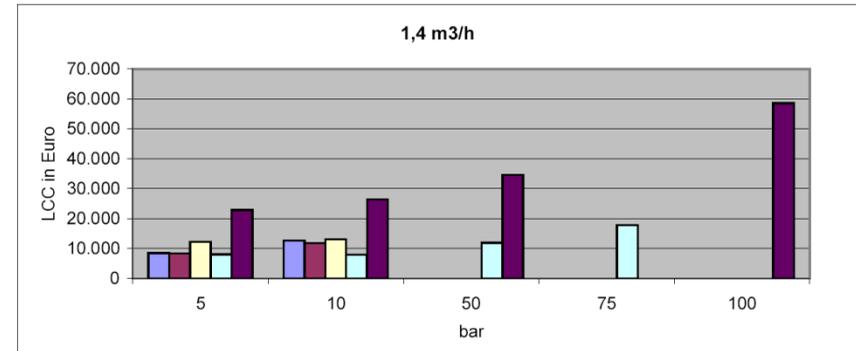
Es kommen

- 1.) Taumelscheibenpumpe
- 2.) Seitenkanalpumpe
- 3.) Kreiselpumpe

in Frage ($Q = 1,4 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 50 \text{ m}$)

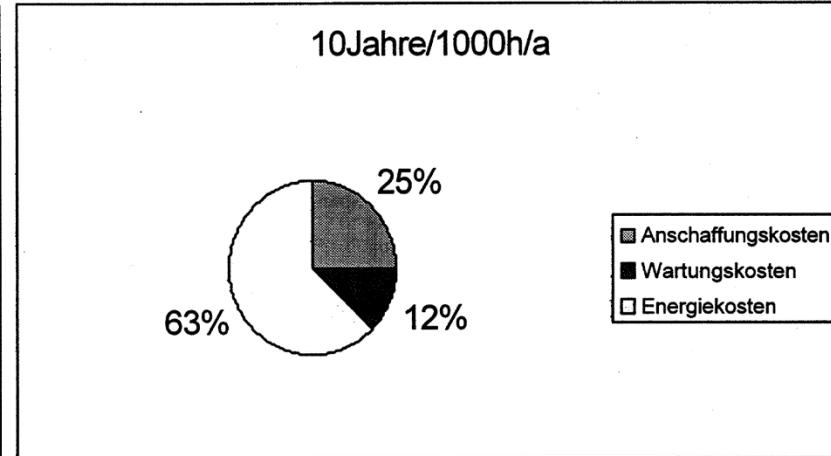
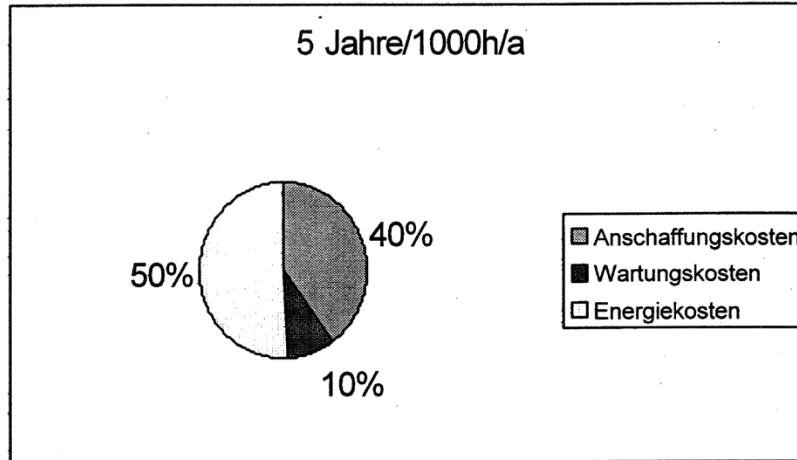


Ergebnis 2: Die optimale Lösung hängt sehr vom Betriebspunkt ab.

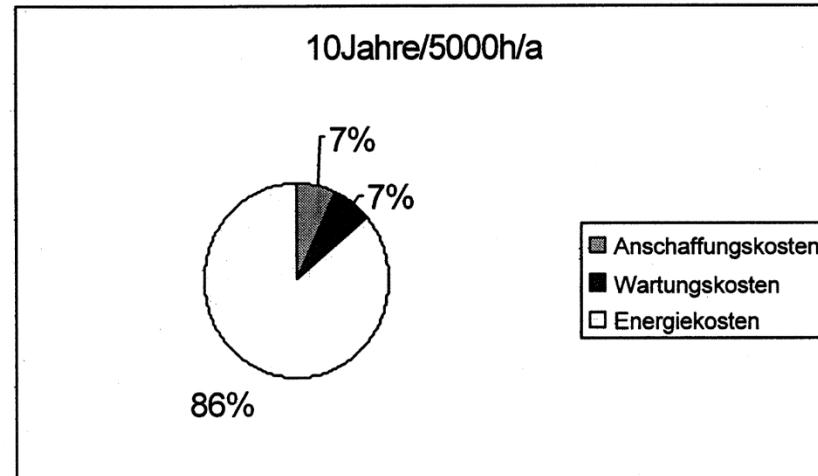
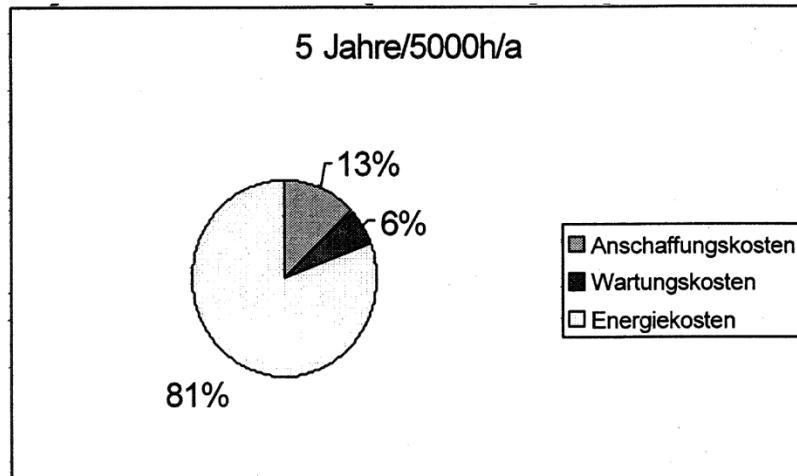


Zusammensetzung der Lebenszykluskosten einer Abwasserpumpe:

a.) Intervallbetrieb



b.) Dauerbetrieb (5000h p.a.)



Randbedingungen: Baugröße DN 150, Leistung 14 kW

Dimensionierung der Rohrleitung nach LCC_{\min} :

üblich: Richtwerte der Fließgeschwindigkeit als Ausgangsgröße zur Festlegung von D

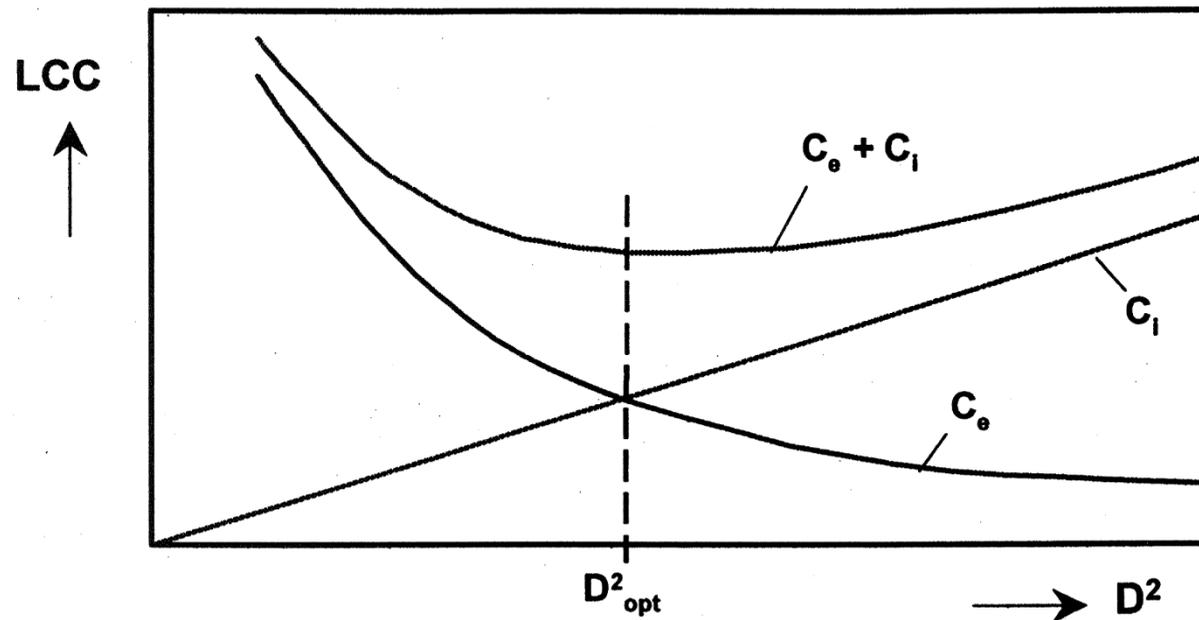
besser: Kostenoptimierung von Investitions- und Energiekosten

- Investitionskosten für dünnwandige Rohre gemäß

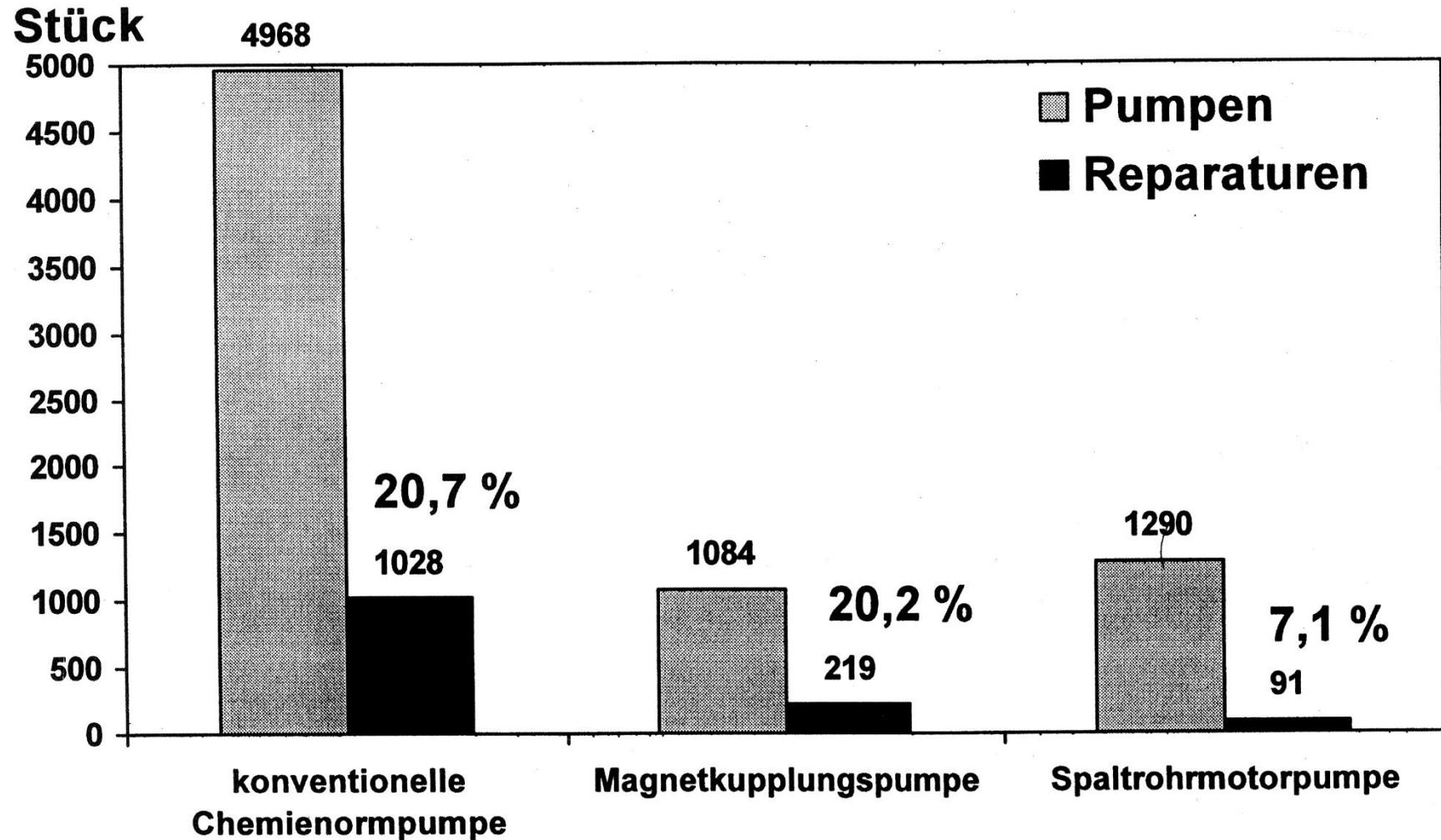
$$C_{i,rohr} = k \cdot D^2$$

- Energiekosten (C_e) über Verlustbeiwerte der Einzelkomponenten

$$\Rightarrow C_e \sim \int Q(t) \cdot H_V(t)$$

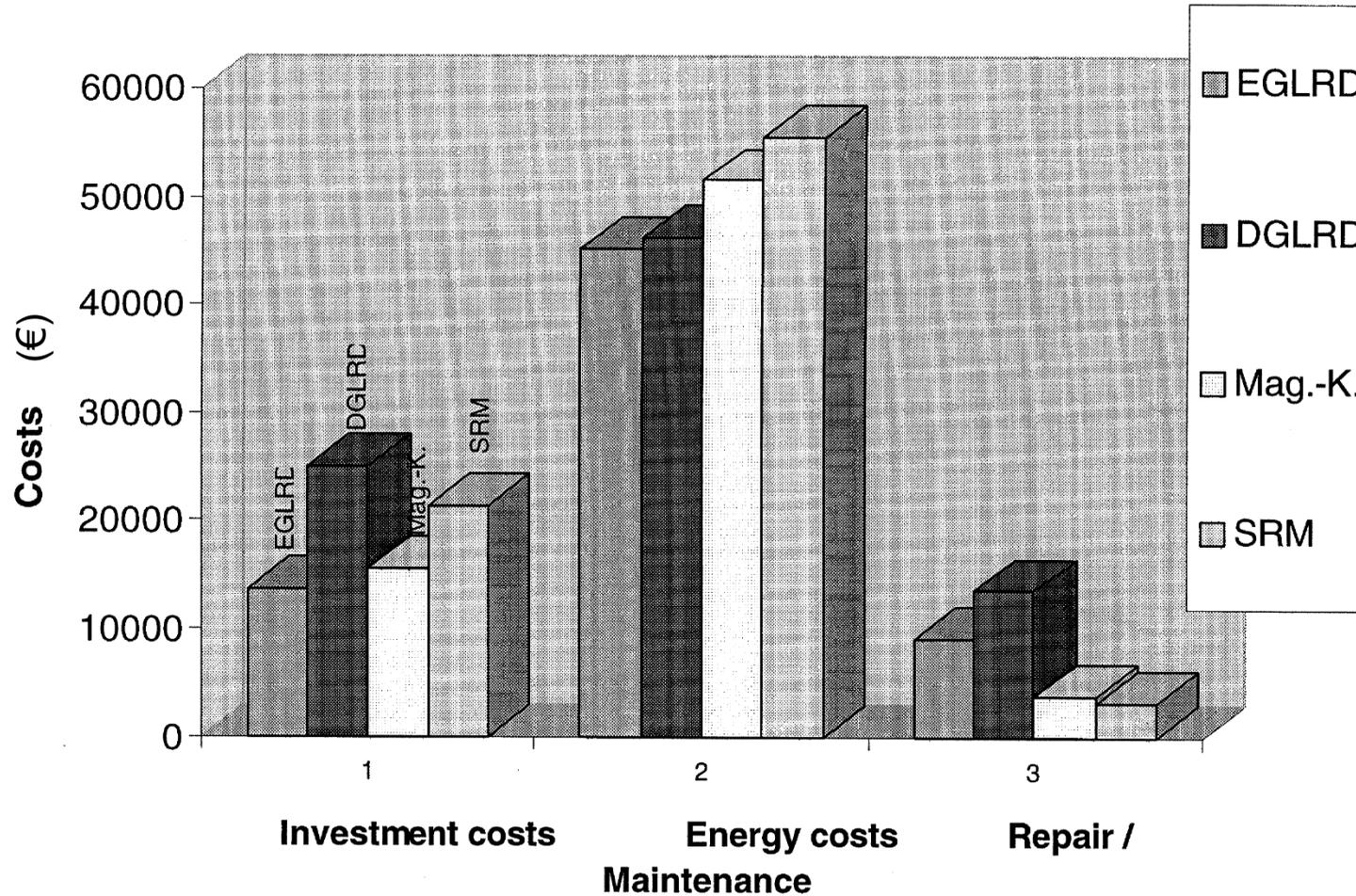


Erfahrung Chemiewerk A: Reparaturanteil von Chemiepumpen



Erfahrung Chemiewerk B:

Pump size: 50-200 Comparison of costs



- Pumpengröße: 50-200
- Pumpenkapazitäten:
 - $Q = 40 \text{ m}^3/\text{h}$
 - $H = 41 \text{ m}$
- Motor:
 - Drehzahl: 2900 1/min
 - Leistung: 7 kW

Shaft seal	Life-cycle costs (LCC) DM	%
SMS	68,200	100
DMS *	85,000	125
Magnetic	71,050	104
Canned	80,050	117

* Erfahrungswerte

Pumpenbetrieb

Verfahrenstechnische Aufgabenstellung

- Was: Medieninformationen
Wie viel: normal, minimal, maximal
Wie oft: kontinuierlich, diskontinuierlich, Schalthäufigkeit
Woher: Druck, Selbstansaugen, Trockenlauf
Wohin: Druck, Druckschwankungen, Rückströmung

1.) Was will ich fördern?

Die Eigenschaften des Fördermediums wirken sich auf die Werkstoffwahl, die Wahl der Pumpenbauart, die hydraulische Auslegung und die Wahl der Wellenabdichtung aus.

Sehr bewährt haben sich Checklisten oder Fragebögen zum Fördermedium.

Fördermedien – Praktisches Vorgehen

Fragebogen

Name des Fördermediums oder Gemisches

Betriebstemperatur (BT) von..... bis °C
Dichte bei BT von..... bis ka/m³
Dynamische Viskosität bei BT von..... bismPa s
Spez. Wärme bei BT von bis KJ/kgK
Dampfdruck bei BT von..... bismbar

Physikalisch-Chemische Eigenschaften

Explosionsgefährlich
Brandfördernd
Hochentzündlich
Leichtentzündlich
Entzündlich
Toxische Eigenschaften
Sehr giftig
Giftig
Gesundheitsschädlich
Ätzend
Reizend
Sensibilisierung

Spezifische Gesundheitsschäden

Krebserzeugend
Erbgutverändernd
Fortpflanzungsgefährdend

Sonstige Eigenschaften

Umweltgefährdend
Neigung zum Zersetzen

Gas- oder Dampfanteil

Feststoffe

Feststoffgehalt
.....Gew. % Partikel
Feststoffeigenschaften
weich
hart
Korngrößemm
DichteKg/m³
flockig
faserig

Neigung zum Polymerisieren

Neigung zum Auskristallisieren

Stockpunkt bei°C

Neigung zum Agglomerieren

Neigung zum Anhaften

Neigung zum Schäumen

Feststoffe dürfen nicht beschädigt werden

Korrosiv

abrasiv

schmirgelnd

2.) Wie viel will ich fördern?

Praktische Fragen:

Wie groß ist die Nennfördermenge?

- Ist die Fördermenge betrieblich schwankend? (Menge, Zeitanteile)
- Welches ist die maximale betriebliche Fördermenge?
- Welches ist die minimale betriebliche Fördermenge?

Prüfen: Werden

- Mindestfördermenge der Pumpe
- Maximale zulässige Fördermenge der Pumpe eingehalten

Gegebenfalls Regelfähigkeit/ Regelungsarten beachten

3.) Wie oft will ich fördern?

Praktische Fragen:

- Kontinuierlich
- Diskontinuierlich.....h/d,h/w,.....h/m
- Laufzeit
- Schalzhäufigkeit

4.) Woher will ich fördern?

Praktische Fragen:

- Liegt der Flüssigkeitsspiegel über oder unter der Pumpenmitte?
- Welcher Druck herrscht im Ansaugbehälter?
- Schwankt der Druck?
- Gibt es unterschiedliche Höhen des Flüssigkeitsstandes?
- Gibt es Druckverluste in der Saugleitung (Filter, Ventile, Messgeräte, etc.)?
- Sind Strombrecher erforderlich?

5.) Wohin will ich fördern?

- Praktische Fragen:
- Wie hoch ist der Druck im Apparat?
- Gibt es Druckschwankungen im Apparat?
- Wie hoch ist die geodätische Förderhöhe?
- Welche Druckverluste sind in der Druckleitung (Messgeräte, Ventile, Wärmetauscher, etc.) ?
- Gibt es verschiedene Abnehmer mit unterschiedlichen Bedingungen?
- Drückt Flüssigkeit oder Gas Ausfall der Pumpe zurück?

Wahl der Pumpenbauart

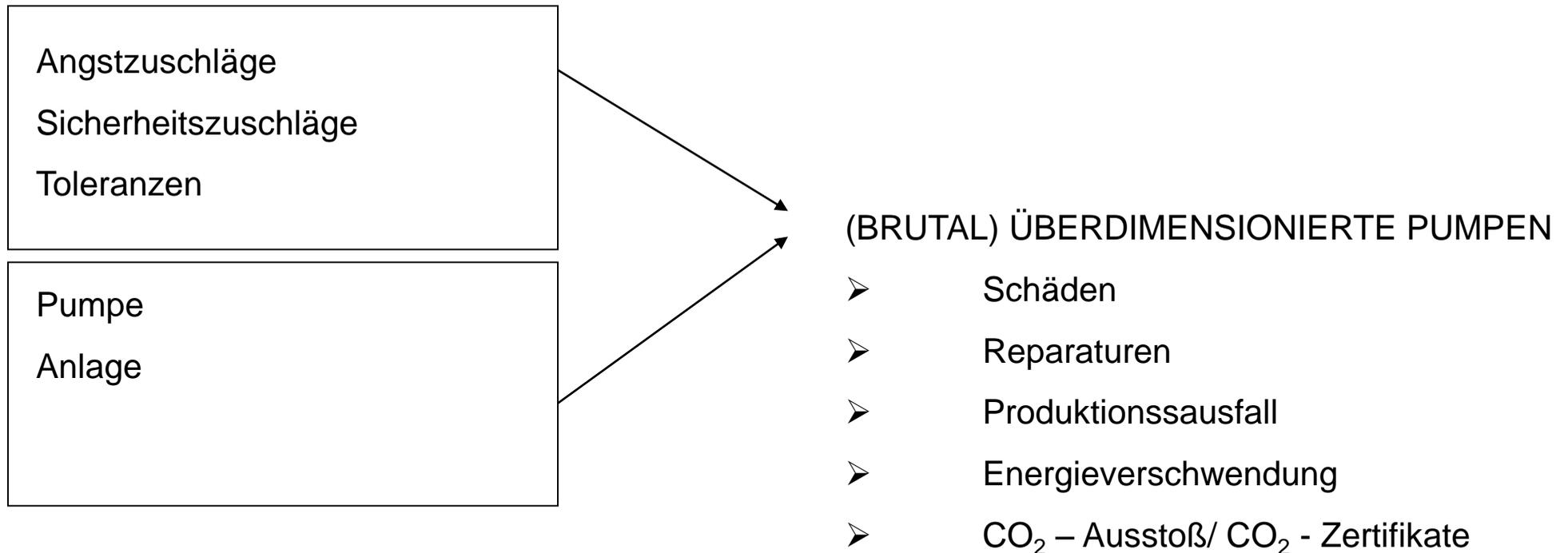
- Q i. A. gegeben
 - H aus Anlagenwiderstand für gegebene/ gewählte Anlage
- ⇒ Wähle n, berechne n_q ⇒ Pumpentyp
- Fördermedium gegeben: Material/Dichtsystem
 - LCC Lebenszykluskosten

Anmerkung: Beim Neubau einer Anlage wird man immer auf Erfahrungen aus bestehenden Anlagen zurückgreifen können. Dabei besteht eine Gefahr. Oft sind im Planungs- oder Konstruktionsbüro die Unterlagen vom Bau der Vorgängeranlage (vielleicht zehn Jahre alt) vorhanden. Die betrieblichen Verbesserungen sind in den seltensten Fällen in die Zeichnungen und anderen Unterlagen eingearbeitet worden. So geschieht es leicht, dass die ausgemerzten Kinderkrankheiten ein zweites Mal auftauchen.

Wenn innerhalb einer Anlage eine bestimmte Pumpe immer wieder Schwierigkeiten macht, lohnt es sich darüber nachzudenken, ob man die richtige Pumpenbauart hat.

Hydraulische Auslegung

Hydraulische Auslegung: Hauptaugenmerk.: **STÖRUNGSFREIER BETRIEB**
PRODUKTIONSSICHERHEIT



Achtung: Wenn Sie als Ingenieur 100 Pumpen zu groß auslegen, merkt das niemand. Die Folgen treten erst später auf. Wenn ein Ingenieur aber nur eine Pumpe zu klein auslegt, ist er auf einen Schlag in der ganzen Firma bekannt.

Jede Pumpe → zulässige Höchstfördermenge (wg. NPSH, F_{rad} , Schwingungen, η)
→ zulässige Mindestfördermenge (wg. NPSH, Temp, F_{rad} , Schwingungen, η)

Wählen Sie eine Pumpe aus, bei der die Betriebspunkte

unterhalb dieser zulässigen Höchstfördermenge und
oberhalb der zulässigen Mindestfördermenge

liegen. Das klingt banal, aber es wird oft gegen diese Regel verstoßen. Die zulässige Höchstfördermenge wird im stationären Betrieb selten überschritten, aber die zulässige Mindestmenge wird oft unterschritten. Das führt zu Kavitation durch Erhitzung des Mediums. Es führt zu erhöhter Wellendurchbiegung und damit zu Lagerschäden und/oder zu Schäden an der Gleitringdichtung.

Auswahl des Wellenabdichtsystems

- Einzelgleitringdichtungen/EGLRD
- Doppelgleitringdichtungen/DGLRD
- Hydrodynamische Dichtungen

Oder man nimmt als wellendichtungslose Pumpen

- Magnetkupplungspumpen
- Spaltrohrmotorpumpen
- Membranpumpen
- Schlauchpumpen

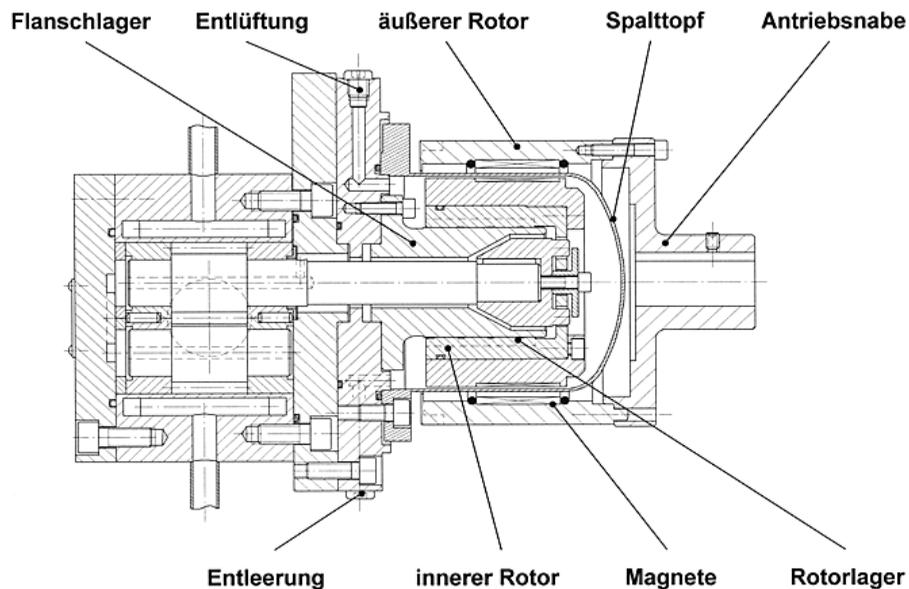
Stopfbuchspackungen: immer sichtbare Leckage (MUSS!)
nur noch bei Wasserpumpen mit langem Stillstand

EGLRD: Leckage: 1g/h/Stück, meist nicht sichtbar
Ob 1g/h/Stück= 8kg/Jahr viel oder weniger ist, hängt vom Medium ab.
Anwendung: harmlose Flüssigkeiten/Wasser, nicht -toxisch, nicht - kanzerogen)

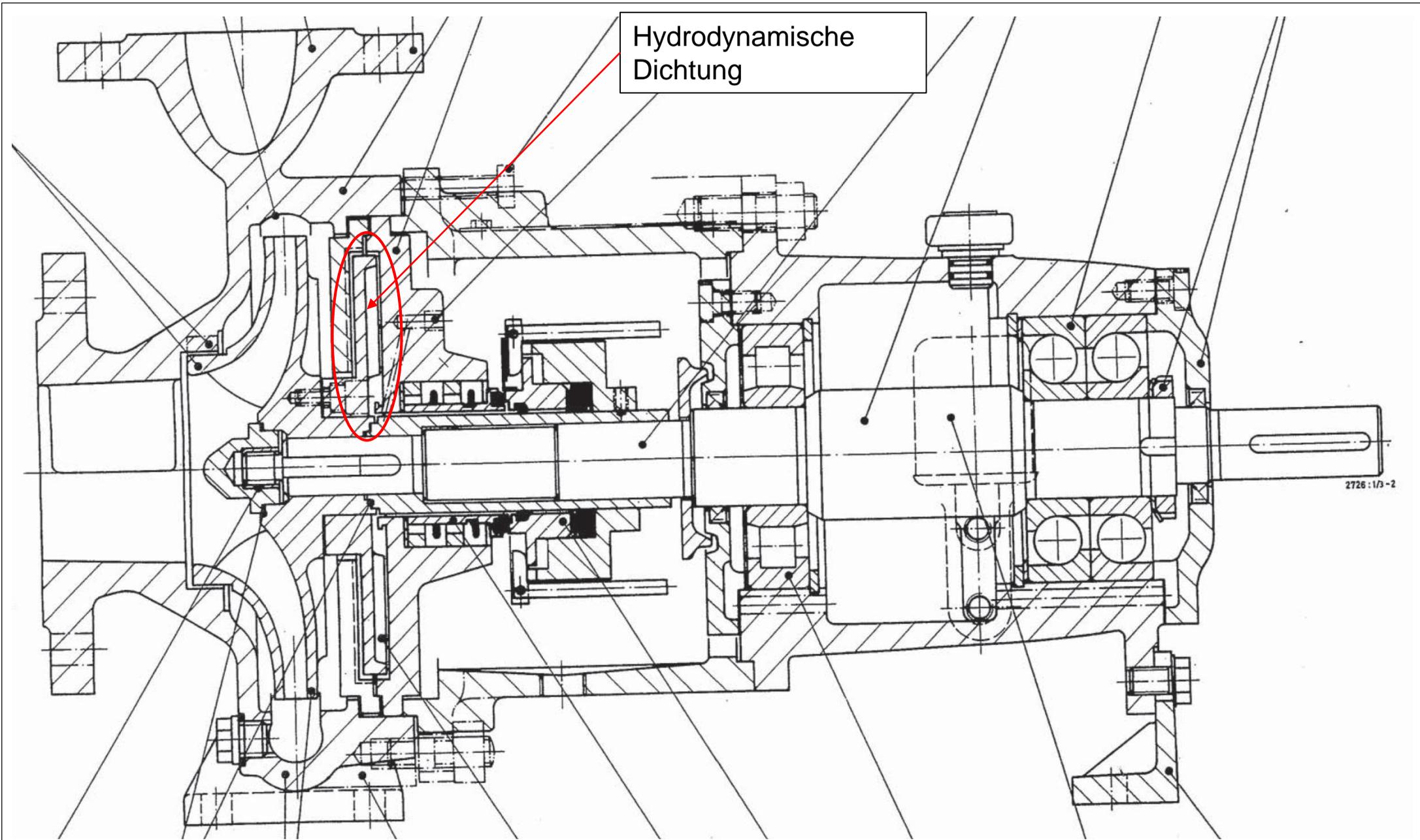
DGLRD: produktleckagefrei, wenn Sperrdruck
Risiko: Ausfall der atmosphärenseitigen Dichtung
aufwendige Überwachung erforderlich

Hydrodynamische Dichtung: extreme Säuren, Laugen, Pulpe, Abrasionen
Undichtigkeiten beim An-/Abfahren

Magnetkupplung: absolut leckagefrei



Schaden am Spalttopf (Korrosion, mechanisch) → undicht
Abhilfe: Doppelspalt mit Leckageüberwachung
metallischer Spalttopf: Wirbelstromverluste, Wirkungsgrad ↓
keramischer Spalttopf: keine Wirbelstromverluste
Kunststoffspalttopf: keine Wirbelstromverluste, Temperaturgrenze

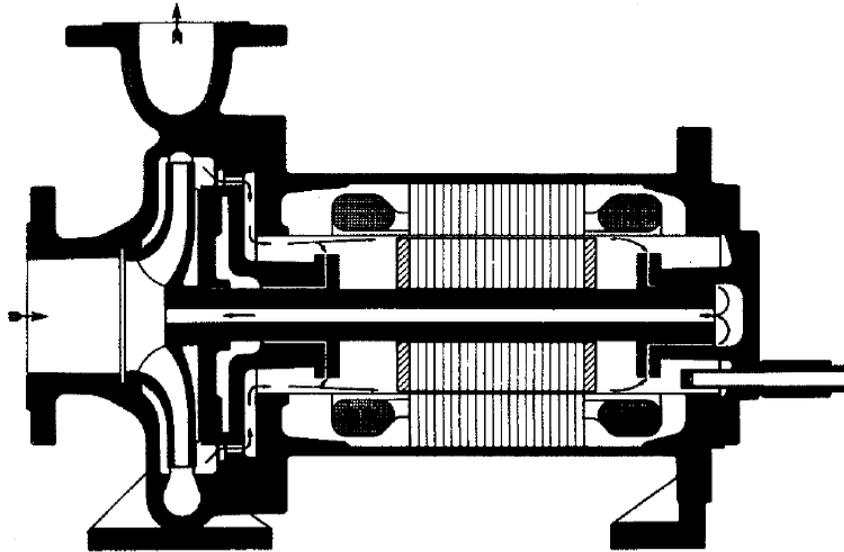


Spaltrohrmotor:

absolut leckagefrei, auch bei undichtem Spaltrohr

Asynchronmotor: Wirbelstromverluste, $\eta \downarrow$,

Permanentmagnetmotor: $\eta \uparrow\uparrow$ entspricht IE 2/IE3



MKP/SMP : **nicht** bei:

polymerisierenden,
kristallisierenden,
feststoffhaltigen Medien
oder nur mit Spüleinrichtung

Vergleich der Systeme : LCC

Die Errichtung der Pumpenstation: Tipps für die Aufstellung

Pumpen sind so aufzustellen: zugänglich und ausbaubar

Blockpumpen ohne Grundplatte: Schwingungsdämpfer

Rohrleitungskräfte auf Pumpenstutzen: klein halten (Spannungsfreiheit)

Rohrleitungen angeordnet: beim Ausbau der Pumpe nicht stören.

Rohrleitungshalterungen und –unterstützungen sind so zu bauen, dass beim Ausbau der Pumpe die Leitung in ihrer ursprünglichen Lage verbleibt.

Rohrleitungsverlegung: auf der Saugseite eine gerade Einlaufstrecke als Beruhigungszone für die Strömung

Pumpe in offenen Bauten: auf Schallemission in die Umgebung Schwingungsdämpfung besonders achten.
Evtl. notwendige Schallschutzhauben von Anfang an mit einplanen.

Anfahrtsiebe sind demontierbar einzubauen und deutlich zu kennzeichnen.

Für die Anordnung der Pumpe im Bau sind die übergeordneten Gesichtspunkte

- Bedienbarkeit für Betriebspersonal
- Zugänglichkeit für Instandhaltung

Erst-Inbetriebnahme

Wenn eine Pumpe erstmalig in Betrieb genommen wird, ist als erstes zu überprüfen ob sie richtig montiert und installiert ist.

Beispiele:

- Sind bei der Gleitringdichtung die Spülanschlüsse an der richtigen Stelle?
- Sind die Schutz- und Überwachungseinrichtungen in Funktion?
- Ist der Kupplungsschutz montiert?
- Sind die Leitungen gespült?
- Sind Anfahrsiebe montiert?

Spül- oder Sperrflüssigkeitsversorgung (z.B. Gleitringdichtung): muss zunächst in Betrieb genommen werden.

Die Zulauf- bzw. Saugleitung sowie die Pumpe müssen mit Flüssigkeit aufgefüllt und sorgfältig entlüftet werden. Armaturen öffnen!

Pumpe (auch zur Drehrichtungskontrolle (SMP!)) nie trocken anfahren

Abschluss der Montage: Anlage säubern.

Rohrleitungen spülen. Fremdkörper, wie Putzlappen, Schweißperlen, Strahlsand usw. führen sonst zum ersten Schaden. Anfahrsiebe können die Pumpe schützen. Wenn sie sich allerdings zusetzen, besteht besonders bei Spaltrohrpumpen und Magnetkupplungspumpen erhöhte Kavitationsgefahr. Anfahrsiebe baldmöglichst wieder entfernen.

Erst-Inbetriebnahme

Pumpe auf jeden Fall vor Ort beobachten:

- Es kann aus schlecht angezogenen Flanschen spritzen
- Es können Geräusche auftreten, auf die sofort reagiert werden muss
- Nach einiger Zeit: Leistungsdaten prüfen

Fehler bei Inbetriebnahme:

- Die Drehrichtung des E-Motors ist falsch
- Öl im Lagergehäuse fehlt bzw. der Stand ist zu niedrig bzw. der Constant-Level-Oiler ist an der Ablassbohrung angebracht.
- Das System ist nicht ausreichend hoch und lange genug vorgeheizt bei der Förderung von Schmelzen etc. Gleitringe bzw. Gleitlager können kleben und werden durch den Anfahr-Ruck (ca. 2faches Nennmoment des Elektromotors) zerstört
- Die Pumpe ist nicht ausreichend mit Flüssigkeit gefüllt
- Die Pumpe ist schlecht entlüftet
- Die Saugarmatur ist nicht ganz geöffnet
- Die Druckarmatur ist nicht ordnungsgemäß eingestellt

Filtration

- Gesamte Kennlinie wird durchgefahren
 - Am Anfang: Widerstand Null = Pumpe läuft mit Überlast
 - Dann Aufbau Filterkuchen: Widerstand wächst
 - Schließlich wird Mindestmenge unterschritten
- Pumpe regelungstechnisch schützen (Kreisel- und Verdrängerpumpen)

Beliebte Fehlerquelle:

Pumpe durch Drosseln auf Saugseite regeln

Betriebliche Ursache: - Anbackungen
 - Verkrustungen

Störungen, Ursachen, Abhilfe

Störung	Mögliche Ursache	Abhilfe
Pumpe fördert nicht:	<p>Pumpe nicht genügend gefüllt</p> <p>Pumpe saugt Falschluf.</p> <p>In der Saugleitung befinden sich Luftsäcke.</p> <p>Die Förderhöhe wird nicht erreicht.</p>	<p>Nochmals füllen und entlüften. Saugleitung und Wellenabdichtung auf Dichtigkeit prüfen.</p> <p>Leitungen vorschriftsmäßig verlegen; Armatur mit Spindel seitwärts einbauen.</p> <p>Auslegungsdaten kontrollieren. Evtl. größeres Laufrad und größeren Motor montieren. Drehrichtung kontrollieren.</p>
Förderstrom zu gering:	<p>Verstopfung der Saug- bzw. Zulaufleitung oder auch des Laufrades.</p> <p>Luftsackbildung in den Rohrleitungen.</p> <p>Zu geringer Vordruck auf der Saugseite</p> <p>Temperatur des Fördermediums zu hoch.</p> <p>Ansaugung von Luft an der Wellendurchführung.</p>	<p>Leitungen reinigen; erforderlichenfalls Laufrad ausbauen. Filter reinigen. Saugkorb reinigen.</p> <p>Leitungsanordnung ändern; ggf. Entlüftungsventile anbringen.</p> <p>Vordruck erhöhen, Zulaufhöhe erhöhen, evtl. Querschnitt der Saugleitung vergrößern, Fußventil überprüfen, ob es voll öffnet. Evtl. Pumpe tiefer setzen.</p> <p>Temperatur des Fördermediums zu reduzieren. Pumpe tiefer setzen. Druck auf Saugseite erhöhen.</p> <p>Dichtelemente erneuern. Fremdsperrflüssigkeit - falls möglich - zuführen. Verdünnen oder vorwärmen des Fördergutes.</p>

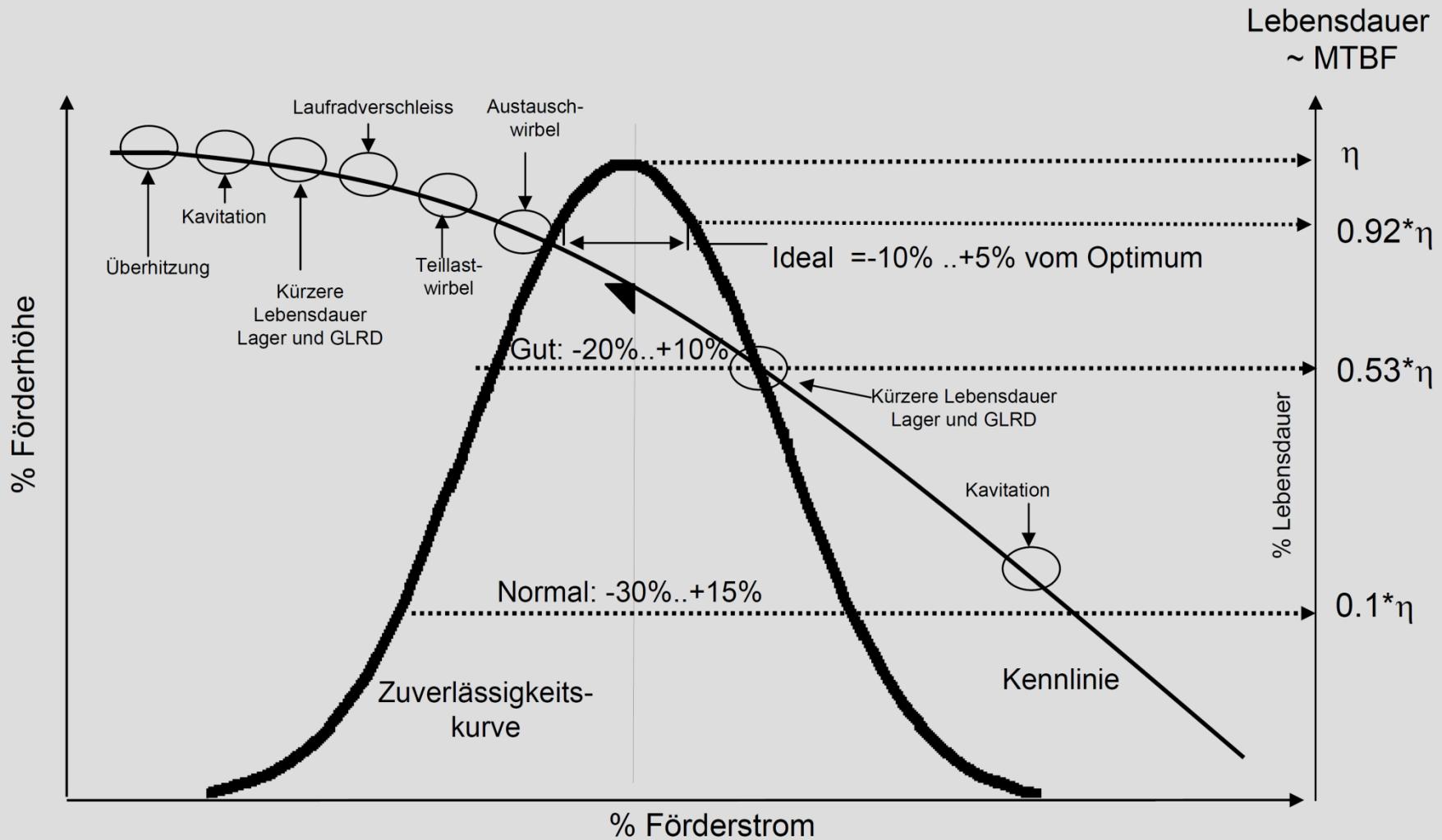
Störung	Mögliche Ursache	Abhilfe
Überlastung des Motors:	<p>Bei Radialrädern: Gegendruck der Pumpe ist bedeutend geringer als in den Auslegungsdaten angegeben (Kennlinie Q - P ansehen).</p> <p>Dichte des Fördermediums zu hoch.</p>	<p>Armatur in der Druckleitung so weit schließen, bis der gemessene Druck am Druckstutzen mit dem der Bestellung übereinstimmt. Sollte diese Überlastung dauernd auftreten, weil der tatsächliche Gegendruck im System niedriger liegt als der Auslegedruck der Pumpe, so muss nach Rückfrage das Laufrad entsprechend abgedreht werden.</p> <p>Überprüfung der Förderdaten, evtl. Motor mit größerer Leistung montieren.</p>

Störung	Mögliche Ursache	Abhilfe
Wellendurchführung undicht:	Dichtelemente verbraucht, zerbrochen oder schlecht eingebaut. Die Welle hat Riefen durch zu scharfes oder schiefes Anziehen der Stopfbuchsbrille.	Abdichtungen erneuern. Bei unruhigem Lauf der Welle kann keine Wellendichtung auf die Dauer dicht halten. Welle auf Rundlauf prüfen.
Trockenlauf der Pumpe:	Kein Fördermedium in der Vorlage bzw. Pumpe so dass Gleit- und Gegenringdichtung heißlaufen.	Auf Stand des Fördermediums in der Vorlage bzw. Pumpe achten. Ggf. Niveauregelung in Vorlage oder Saugleitung prüfen/anbringen.
Heißlauf der einfachwirkenden Gleitringdichtung (Quasi-Trockenlauf): Gleit- und Gegenring laufen trocken aufeinander, wobei hohe Temperaturen und starke Wärmeentwicklung an den Gleitflächen entstehen, was Schäden wie Abplatzungen an Gleit- und Gegenringflächen, Verbrennungen am Faltenbalg im Bereich der Anlagenfläche des Gleitringes und Herauslösen der Gewindebuchse aus der Laufradnabe bei thermoplastischen Kunststoffen zur Folge hat.	Pumpe wird bei zu geringem Gegendruck betrieben, was zu große Förderströme mit zu hohen Sauggeschwindigkeiten bei hohen statischen Druckabsenkungen im Saugstutzen der Pumpe, im Laufrad-Einlauf und im Wellendichtungsbereich zur Folge hat. Hohe Widerstände bei zu enger und langer Saugleitung. Teilweise oder fast geschlossener Saugschieber. Undichte Saugleitung bzw. Luft- oder Gaseinschlüsse im Fördermedium. Pumpe arbeitet im unzulässigen Saugbetrieb.	Nennförderstrom der Pumpe durch druckseitiges Drosseln herstellen, da Förderhöhe der Pumpe gegenüber Anlagenförderhöhe wesentlich zu hoch gewährt ist. Ggf. abdrehen des Laufrades, kleinere Drehzahl wählen. Druckseitiges Drosseln der Pumpe oder - wenn dies nicht möglich ist – Querschnitt der Saugleitung vergrößern. Krümmer und feinmaschige Schmutzfänger in Saugleitung vermeiden. Saugleitung abdichten bzw. Luft- oder Gaseinschlüsse beseitigen. Bei geschlossenem Laufrad kleinere Entlastungsbohrungen wählen. Bei halboffenem Laufrad Durchmesser der Rückenschaukeln verkleinern.

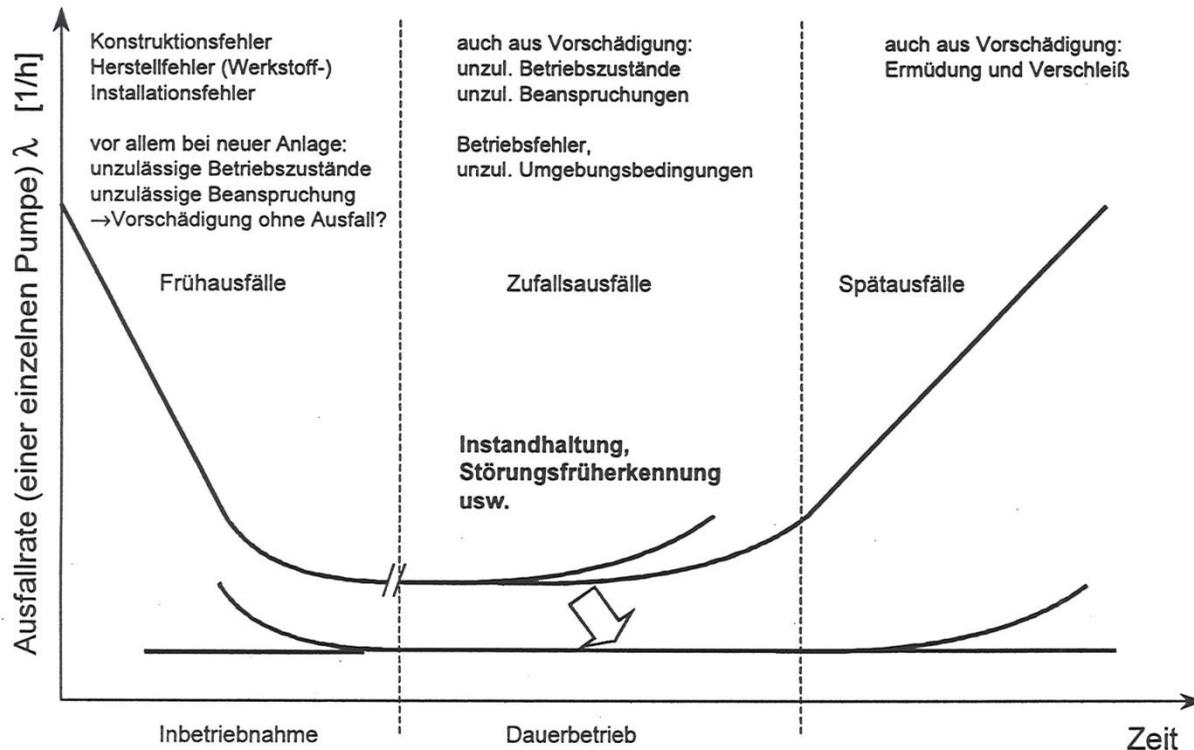
Störung	Mögliche Ursache	Abhilfe
Pumpe läuft „im eigenen Saft“: Antriebsleistung der Pumpe wird in Form von Wärme an das Fördermedium abgegeben, was eine Verformung bei Pumpenteilen aus thermoplastischen Kunststoffen zur Folge hat.	Pumpe wird druckseitig gegen geschlossenen Schieber bzw. geschlossenes Ventil gefahren oder die Druckleitung ist verstopft. Pumpe wird bei zu hohem Anlagengegendruck betrieben.	Armatur auf Druckseite öffnen. Druckleitung auf freien Durchfluss überprüfen. Wenn möglich, Nennförderhöhe der Pumpe durch größeres Laufrad erhöhen.
Erhöhte Lagertemperatur:	Kupplung schlecht ausgerichtet. Rohrleitung verspannt.	Kupplung nachrichten. Evtl. durch Änderung der Rohrleitung Spannung lösen. Kupplung nachrichten.

Störung	Mögliche Ursache	Abhilfe
	<p>Erhöhter Achsschub aufgrund von Verstopfung der Entlastungsbohrungen oder Verschleiß.</p> <p>Kupplungsstand nicht eingehalten (Motor schiebt).</p> <p>Zu wenig oder schlechtes Öl bzw. Fett</p>	<p>Entlastungsbohrungen säubern; verschlissene Teile austauschen.</p> <p>Kupplungsabstand korrigieren.</p> <p>Öl nachfüllen. Ggf. Öl- bzw. Fettwechsel.</p>
Unruhiger Lauf:	<p>Kupplung schlecht ausgerichtet.</p> <p>Kupplungspakete verschlissen.</p> <p>Lagerschaden.</p> <p>Schlechte Befestigung auf Fundament.</p> <p>Kavitation</p>	<p>Kupplung nachrichten.</p> <p>Kupplungspakete erneuern.</p> <p>Ausrichtung Motor-Pumpe überprüfen.</p> <p>Lager erneuern.</p> <p>Befestigungsschrauben und Anker nachziehen.</p> <p>Druck im Zulaufbehälter erhöhen. Fördermedium vor der Pumpe kühlen.</p> <p>Druckverlust auf Saugseite vermindern. Pumpe tiefer setzen. Andere Pumpe wählen.</p>

Betrieb im Optimum spart Energie und erhöht die Lebensdauer



- Quellen:
- Judy Hodgson (Du Pont)
 - Barrister and Associates
 - Zitiert nach Kollmer, 2012



Ein zuverlässiges und wartungsarmes Produkt zeichnet sich aus durch:

- Keine Frühausfälle
- Keine signifikanten Verschleißausfälle
- Flache Kurve

Entwicklung der Ausfallrate während der Betriebsdauer einer Pumpe

Kennlinien von Kreiselpumpen und Turboverdichtern

1. Theoretische Kennlinie

Annahmen:

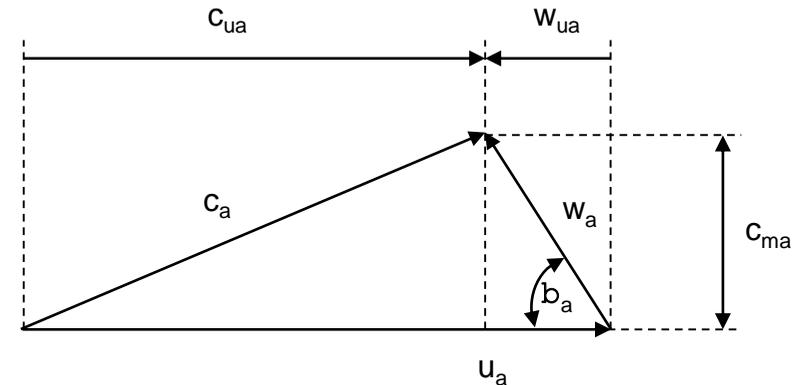
- Verlustfreie Strömung
- Drallfreie Strömung
- Schaufelkongruente Strömung

$$\rightarrow H = H_u = \frac{1}{g} \cdot u_a \cdot c_{ua}$$

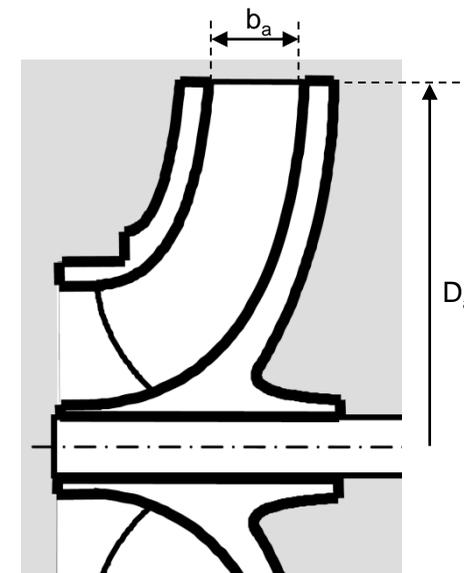
$$= \frac{1}{g} \cdot u_a \cdot \left(u_a - \frac{c_{ma}}{\tan \beta_a} \right)$$

$$= \frac{u_a^2}{g} - \frac{u_a}{g} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot D_a \cdot b_a \cdot \tan \beta_a}$$

i.A.: $\beta_a \neq \beta_{a,th}$ aber $\beta_a \approx \beta_{a,th}$



Geschwindigkeitsdreieck einer Radialpumpe



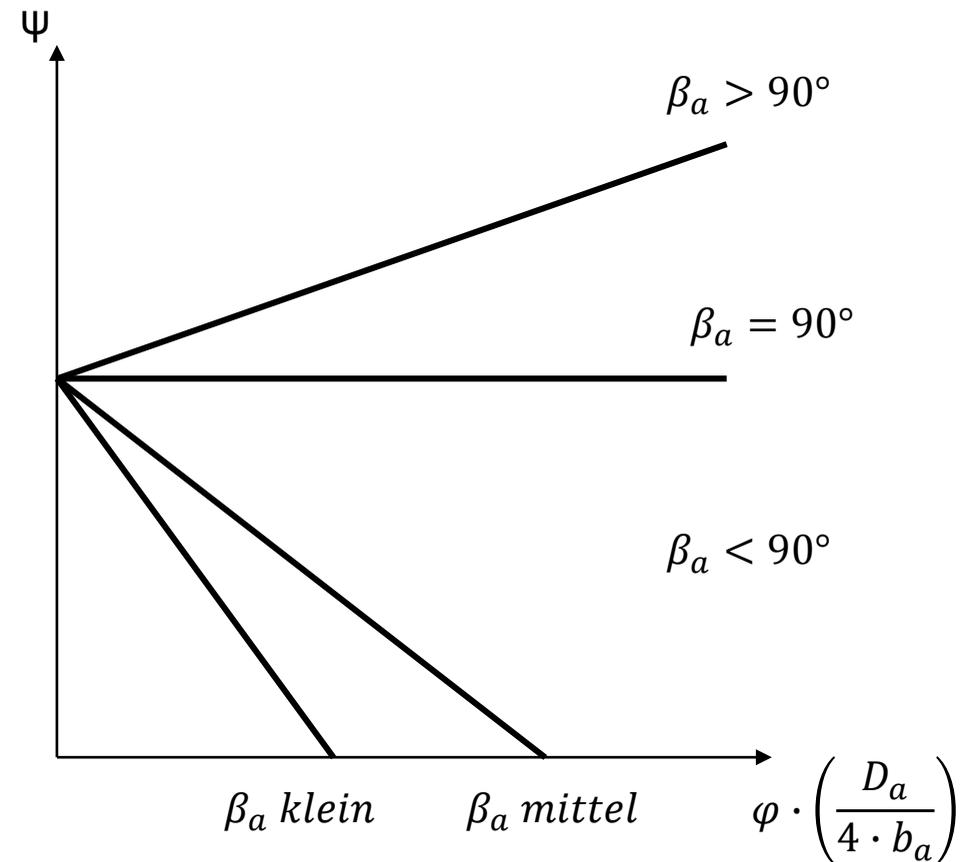
1. Theoretische Kennlinie (Fortsetzung)

$$H = K_1 - K_2 \cdot \frac{Q}{\tan \beta_a}$$

mit dimensionslosen Kennzahlen

$$\psi = 2 \cdot \left(1 - \varphi \cdot \frac{D_a}{4 \cdot b_a} \cdot \frac{1}{\tan \beta_a} \right)$$

- Austrittswinkel legt kinetische Energie des Mediums fest
- Kleine Maschinen mit hohem Volumenstrom
- Hoch belastete Leiteinrichtungen
- Hohe Druckziffer ψ



Idealisierte Pumpenkennlinien in φ - ψ Darstellung

2. Wirkliche Kennlinie

- Theoretische Kennlinie:

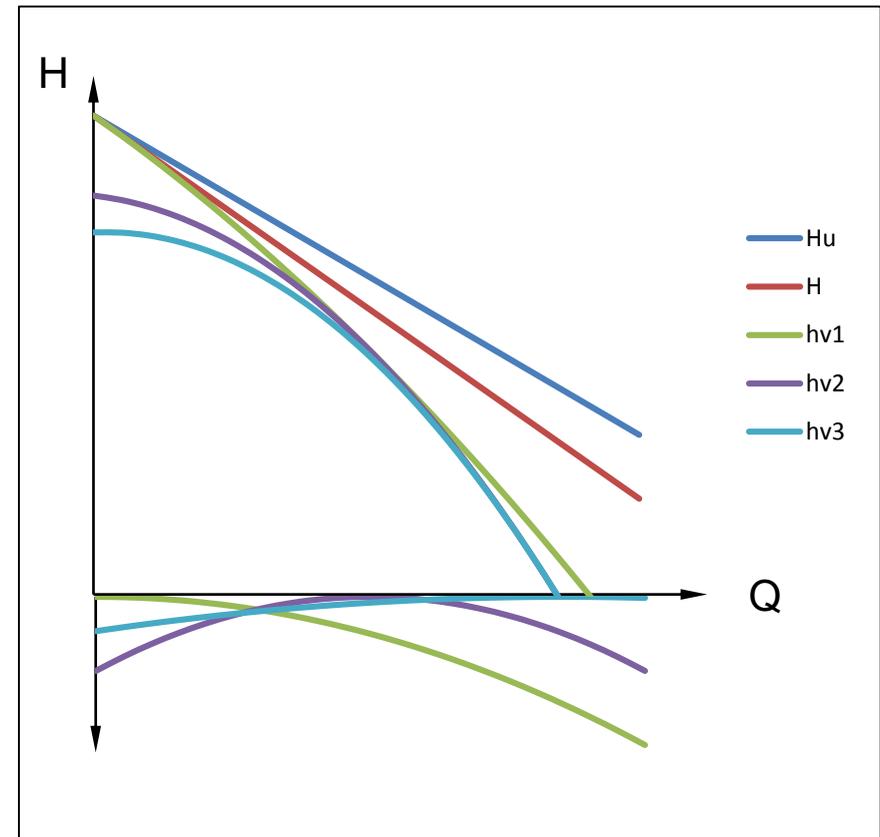
$$H_u = \frac{u_a^2}{g} - \frac{u_a}{g} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot D_a \cdot b_a} \cdot \frac{1}{\tan \beta_{a,th}}$$

- Minderleistung:

$$H = \frac{u_a^2}{g} - \frac{u_a}{g} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot D_a \cdot b_a} \cdot \frac{1}{\tan \beta_a}$$

- Weitere Verluste

- Kanalreibung -> $h_{v1} = K_3 \cdot Q^2$
- Stoßverluste -> $h_{v2} = K_4 \cdot (Q - Q_0)^2$
- Spaltverluste -> $h_{v3} = K_5 \cdot (Q - Q_{max})^2$



Idealisierte und wirkliche Pumpenkennlinie

Anfahrverhalten:

Stillstand → Betriebspunkt: anlagenabhängig

$T_M > T_P$: Überschussdrehmoment beschleunigt

Maßgeblich: $\alpha = \frac{t_P}{t_P + t_Q}$

t_P ...Anlaufzeit Pumpe
 t_Q ...Anlaufzeit Medium

$$\alpha = 0$$

$Q = 0$ bis H_0

$P \sim n^3$ bis P_0

$T \sim n^2$ bis T_0

(Ausnahme T_L)

Verharrung bei H_0, P_0 bis
 Medium beschleunigt

$$\alpha = 1$$

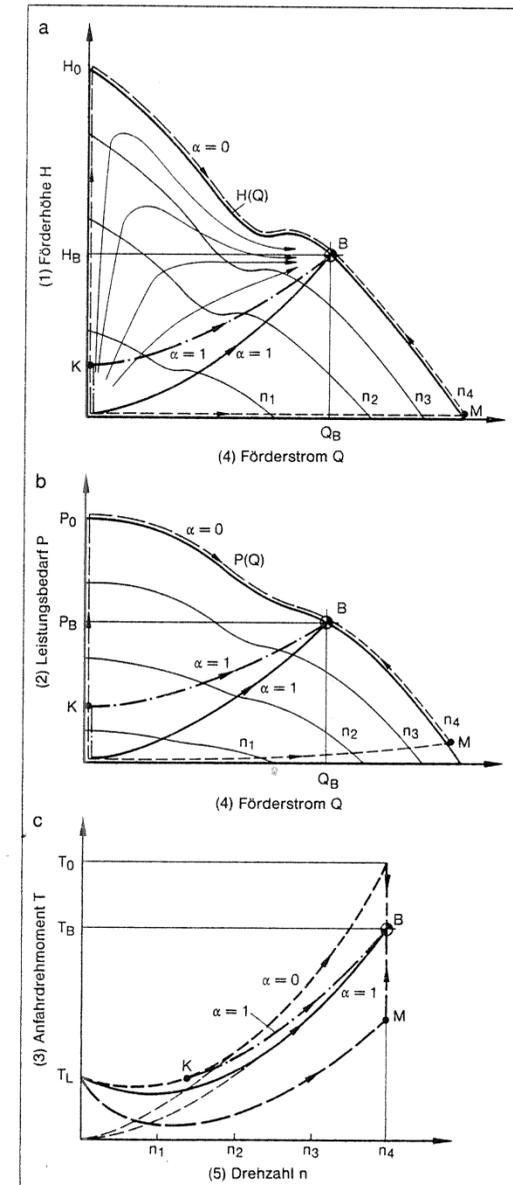
$H \sim Q^2$ • durch Ursprung
 ○ durch K

$P \sim Q^3$ • durch Ursprung
 ○ durch K

$T \sim n^2$ • bis Betriebspunkt (Aus. T_L)
 ○ von K bis Betriebspunkt

→ von Ursprung bis K:

gleiche Kurve wie bei $\alpha = 0$



Anfahrverhalten $H(Q)$, $P(Q)$ und $T(n)$ von Propellerpumpen

Anfahrzeit

$\alpha = 0$ } Anfahrzeit der Pumpe, Anlaufzeit
 $\alpha = 1$ } des Mediums sind unwichtig

- $\alpha = 1$ $\Delta t = 2 \cdot \pi \cdot J \cdot \sum_i \frac{\Delta n_i}{T_{\ddot{u},i}}$

Zusammenhang Drehzahl/Zeit ist gefunden

- $\alpha = 0$ Medium in Ruhe, Pumpe auf Betriebsdrehzahl
 zwischen Ursprung und $H_0(K)$:
 Berechnung wie $\alpha = 1$
 zwischen H_0 und Betriebspunkt:
 Beschleunigung des Mediums

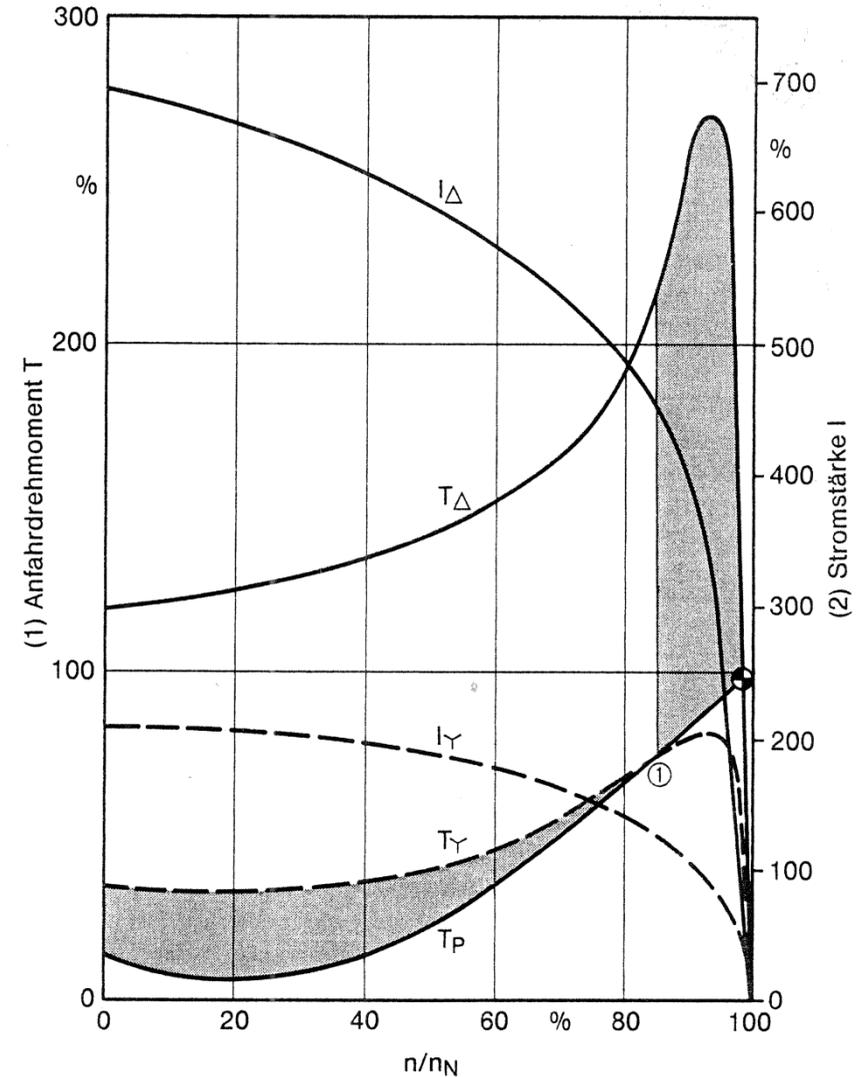
$$a \cdot Q^2 + \frac{2 \cdot P}{\rho \cdot Q} + b \cdot \frac{dQ}{dt} = 2 \cdot g \cdot H_{geo}$$

↑ Reibung

↑ Rohrquerschnitte

- $0 < \alpha < 1$: Pumpe und Medium gemeinsam berechnen

Drucklose Rohrleitung: Umkehrfall zu $\alpha = 0$



γ - Δ -Anlauf eines Asynchronmotors zum Antrieb einer Propellerpumpe
 ① Umschaltunkt von γ auf Δ
 Überschubdrehmoment

Mindestmenge

Kleinster Förderstrom, den die Pumpe fördern kann, ohne Schaden zu nehmen

Kriterien:

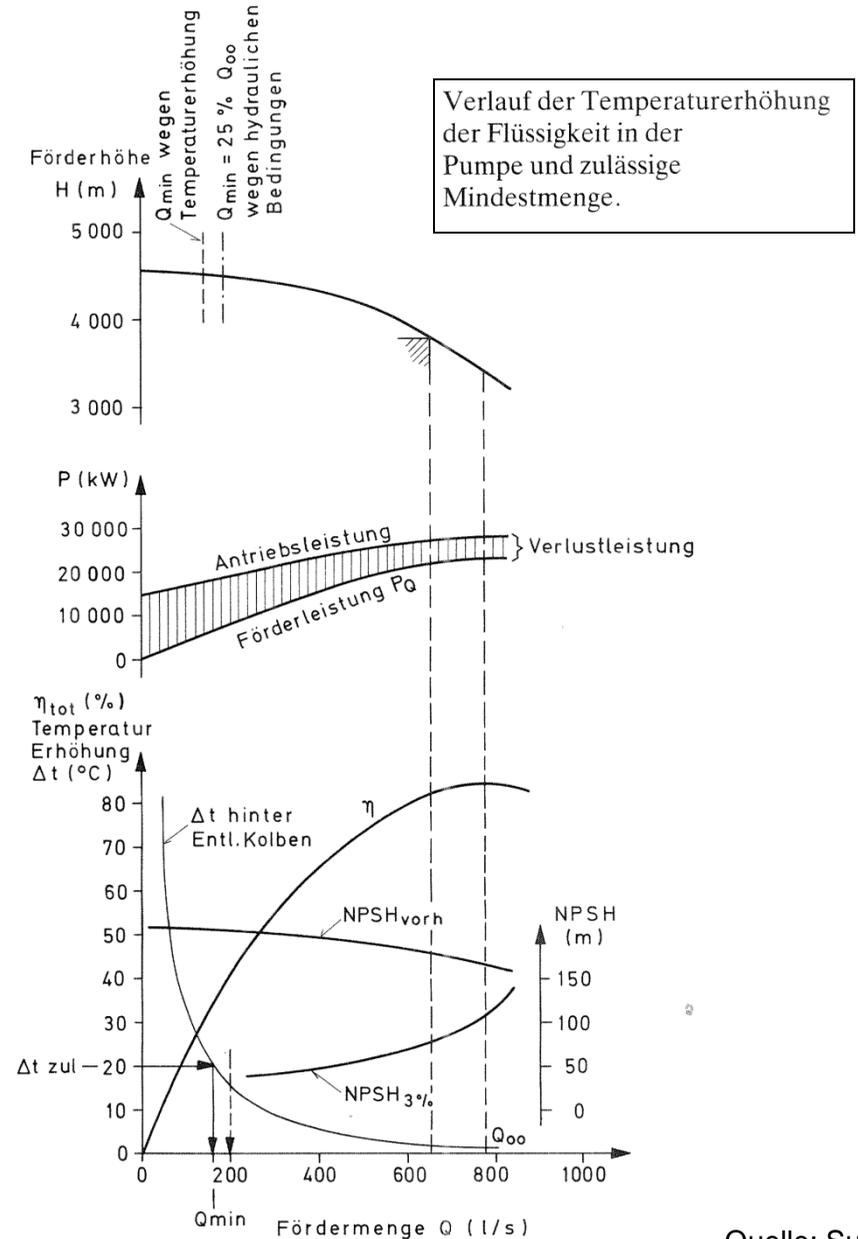
- Aufgrund innerer Verluste
- Rezirkulationen im Laufrad
- Schwingungen durch Strömungsablösungen
- Druckschwankungen
- Anstieg des Axial-/Radialschubs

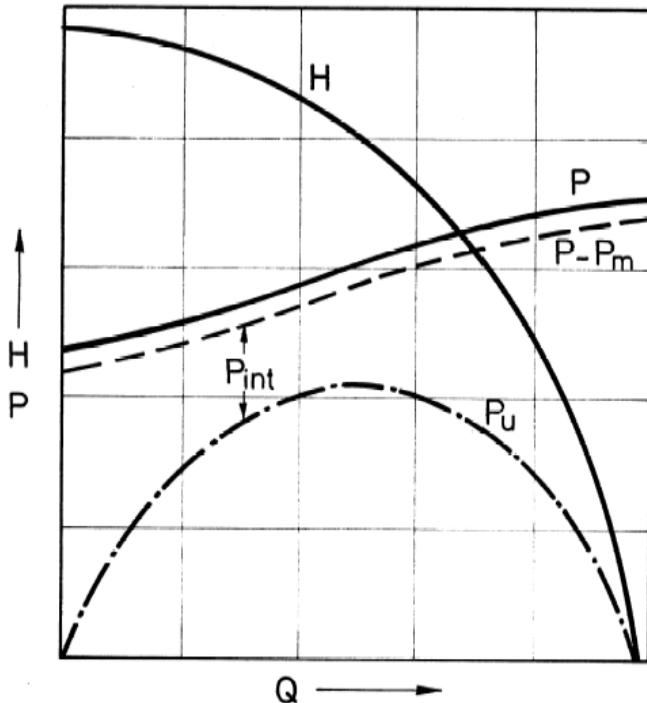
In der Hydraulik

$$\Delta t_R = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\dot{m} \cdot c} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)$$

Über die Entlastungseinrichtung

$$\Delta t_E = \frac{g \cdot H}{c} \cdot \frac{1}{\eta}, \text{ weil gesamte Leistung über Entlastungseinrichtung abgebaut wird}$$





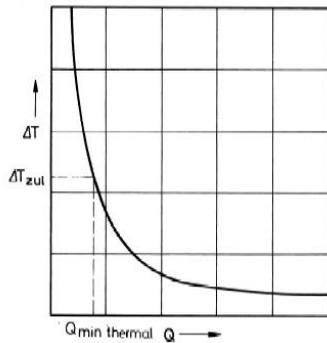
$$P_{\text{int}} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = \rho \cdot Q \cdot c \cdot \Delta T \quad \text{muss durch das Medium abgeführt werden}$$

$$P_{\text{int}} = P - P_m - P_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \left(\frac{\eta_m}{\eta} - 1 \right) \quad \begin{array}{l} \text{mechanische Verlustleistung } P_m \\ \text{hydraulische Leistung } P_u \end{array}$$

$$\Delta T = \frac{P - P_m - P_u}{\rho \cdot Q \cdot c} = \frac{g \cdot H}{c} \left(\frac{\eta_m}{\eta} - 1 \right)$$

Die höchste Temperatur: im Druckstutzen der Pumpe (keine Gefahr der Verdampfung der Förderflüssigkeit)

Kritischer: Erwärmung der Förderflüssigkeit an Stellen, wo kleinste statischen Drücke herrschen, bei mehrstufigen Pumpen mit gemeinsamer Entlastungseinrichtung in den Drosselspalten bzw. hinter der Entlastungseinrichtung oder im Laufradeintritt (bei mehrstufigen Pumpen im Laufradeintritt der 1.Stufe), wenn ein Teil des erwärmten Förderstromes von der Druckseite der Pumpe zur Saugseite zurückgeführt wird (z.B. der Entlastungsstrom oder ein Bypass-Strom)



Angaben des Herstellers beachten! Insbesondere bei MKP, SKP

Pumpenart	Seitenkanal-pumpen	Radialpumpen	Halbaxial-pumpen	Axialpumpen
n_q	4 ... 12	8 ... 45	40 ... 160	100 ... 300
$Q_{\text{min stable}}/Q_{\text{opt}}$	0,10 ... 0,64	0,10 ... 0,40	0,60 ... 0,65	$\approx 0,75$
$Q_{\text{max stable}}/Q_{\text{opt}}$	1,10 ... 1,40	$\approx 1,50$	$\approx 1,35$	$\approx 1,10$

Druckstoßrechnung

- Entstehung:
- Beschleunigung / Verzögerung von Flüssigkeitsmasse in Rohrleitung
 - Öffnen / Schließen von Armaturen
 - Ein- / Ausschalten von Pumpen

Größe:

$$\Delta H = \frac{a}{g} \cdot \Delta c$$

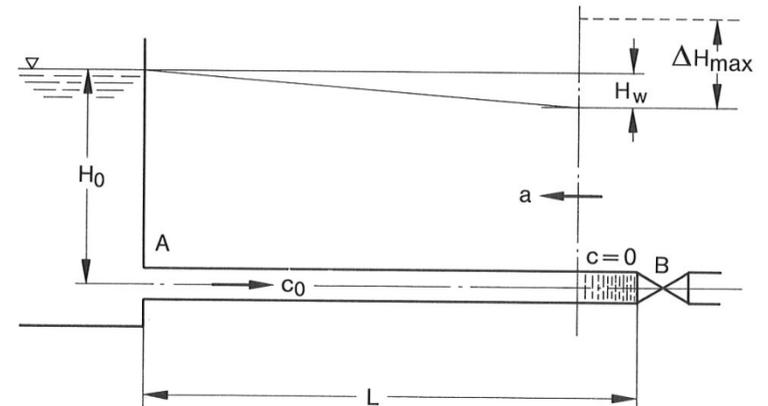
$$\Delta H_{max} = \frac{a}{g} \cdot c_0 \quad \text{maximal}$$

Voraussetzung:

kurze Zeitspanne

$$t_R < \frac{2 \cdot L}{a}$$

Schallgeschwindigkeit $a = \sqrt{\frac{\frac{E_W}{\rho_W}}{1 + \frac{D}{S} \cdot \frac{E_W}{E_R}}}$

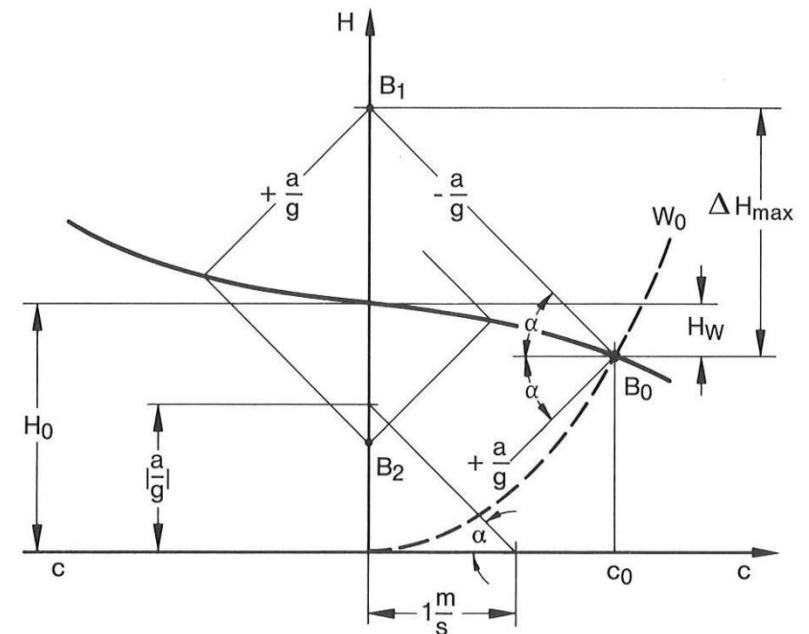
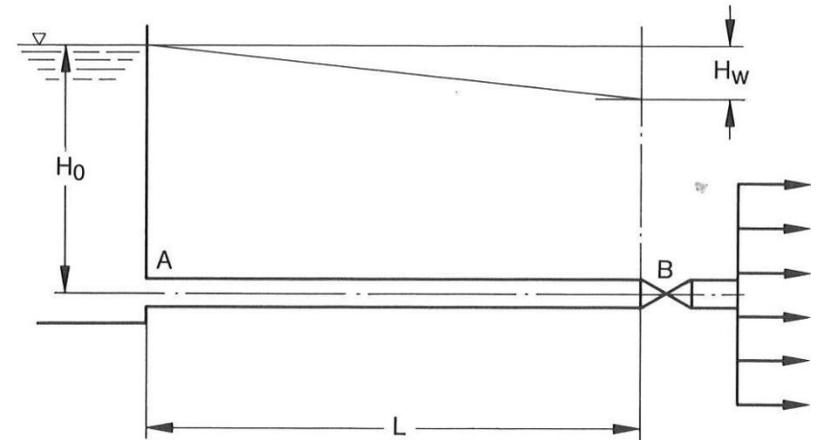


Quelle: KSB – Lewinsky Kesslitz

Schnelles Schließen

$$\Delta H_{max} = \frac{a}{g} \cdot c_0$$

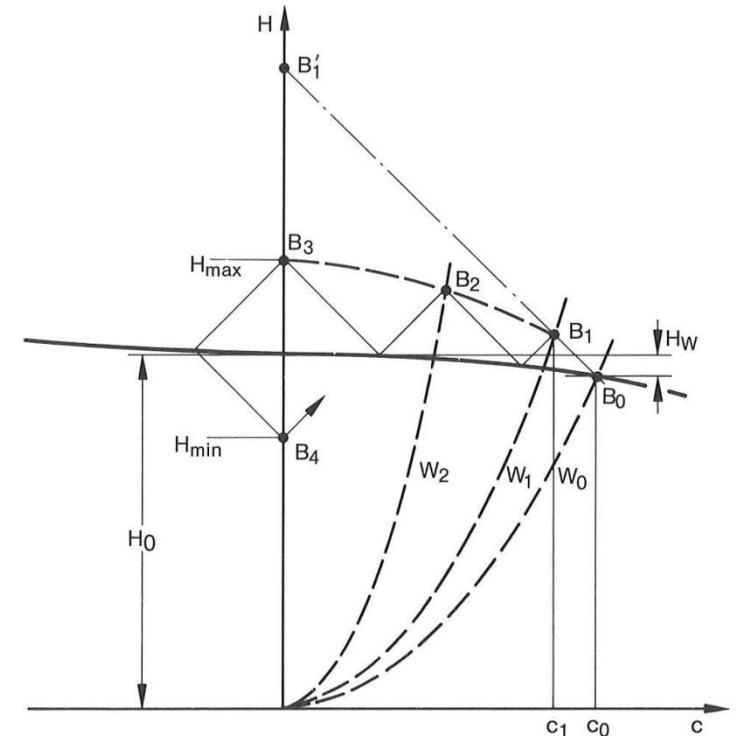
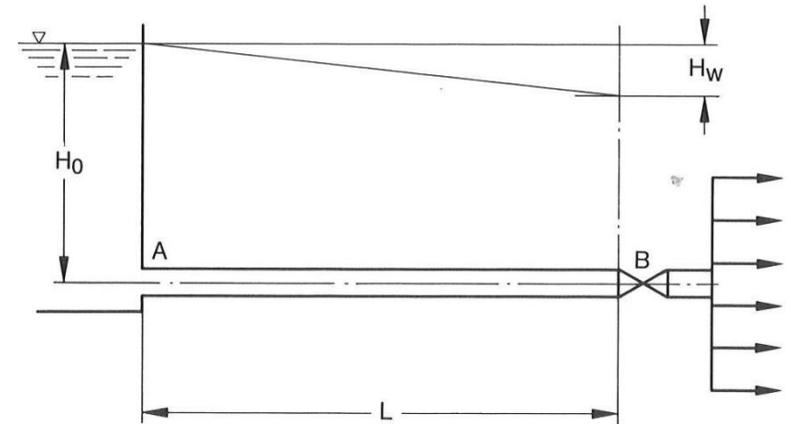
- Gerade mit Steigung $\frac{a}{g}$: grafisch
- maximaler Druckstoß, wenn Flüssigkeitssäule von c_0 zur Ruhe kommt
- Reflexion nach $t = \frac{2 \cdot L}{a}$, Strömung in Gegenrichtung, Förderhöhe kann nicht unterschritten werden



Quelle: KSB – Lewinsky Kesslitz

Langsames Schließen

- Druck steigt entlang $\frac{a}{g}$
- nach $t = \frac{2 \cdot L}{a}$ sinkt Geschwindigkeit auf c_1 entsprechend Schließgesetz
- Schnittpunkt Druckstoßgerade mit Anlagenkennlinie
- Zu dieser Zeit: bei B trifft bei A reflektierte negative Druckwelle ein: jetzt Druckabnahme
- Reflexionen führen zu Sägezahnverlauf



Quelle: KSB – Lewinsky Kesslitz

Abschalten einer Pumpe

- Auslaufende Pumpe bietet Widerstand in der Anlage

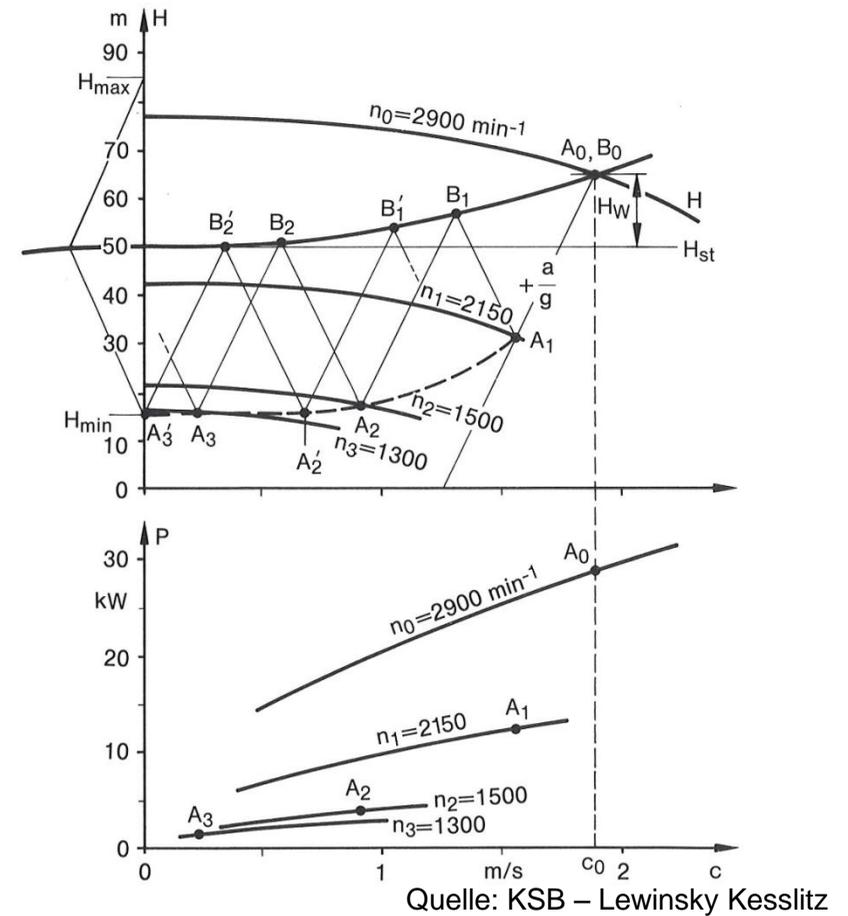
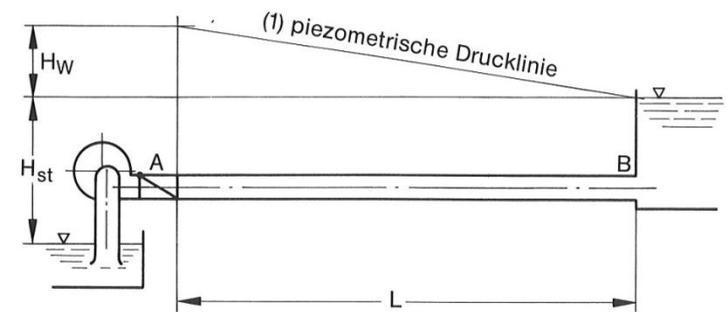
- abnehmender Druck entlang $\frac{a}{g}$

- Drehzahl n_1 aus $T = -J \cdot \frac{d\omega}{dt}$

$$\text{und } T = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \omega}$$

- Druckanstieg bis Widerstandsparabel

- Druckabfall



$$K = f \cdot \frac{L \cdot P}{J \cdot n_i}$$

$$f = 7 - 10$$

$f \cong 7$: Teillast, langsamläufig

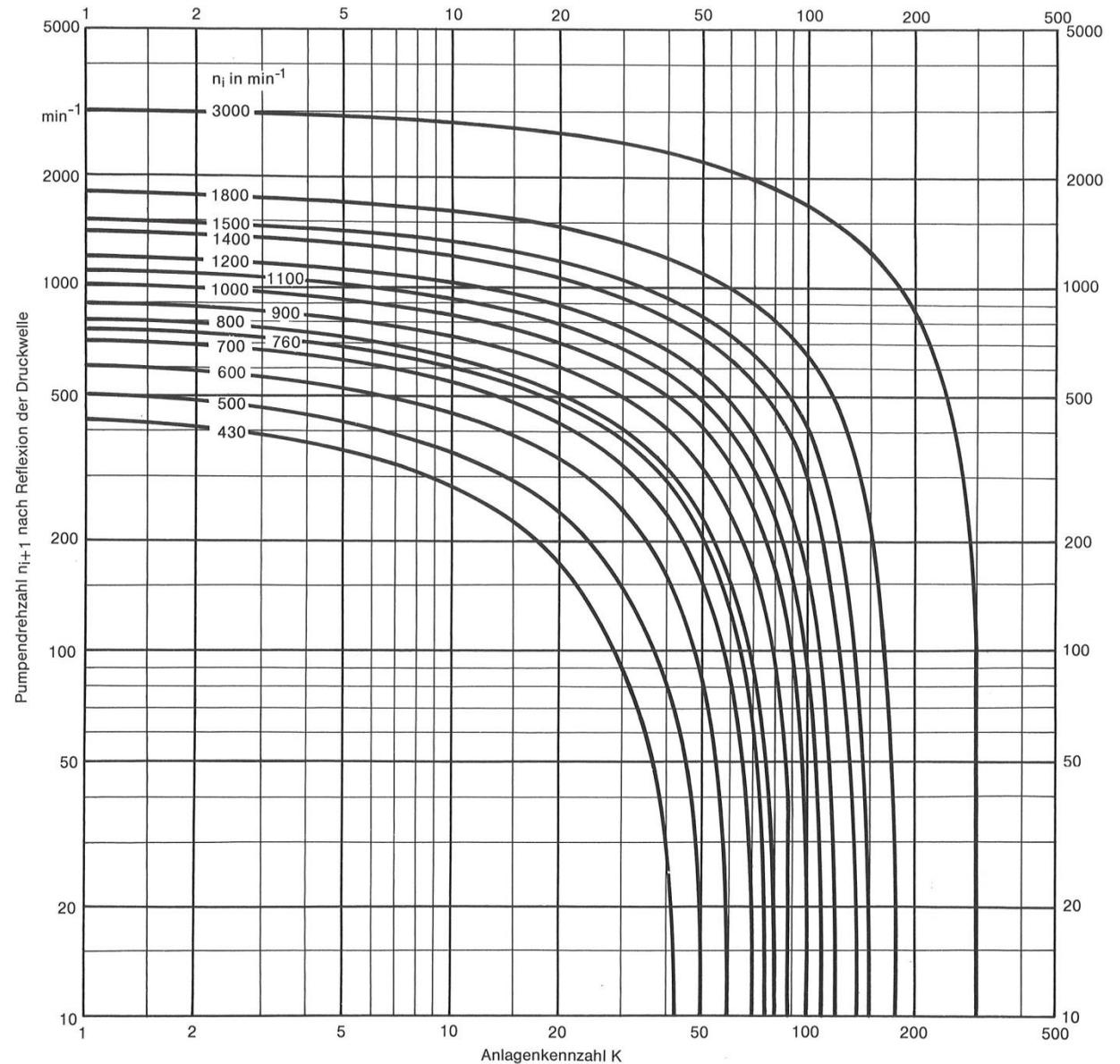
kleine a

$f \cong 10$: Überlast, schnellläufig

hohe a

Flache K -Kurve:

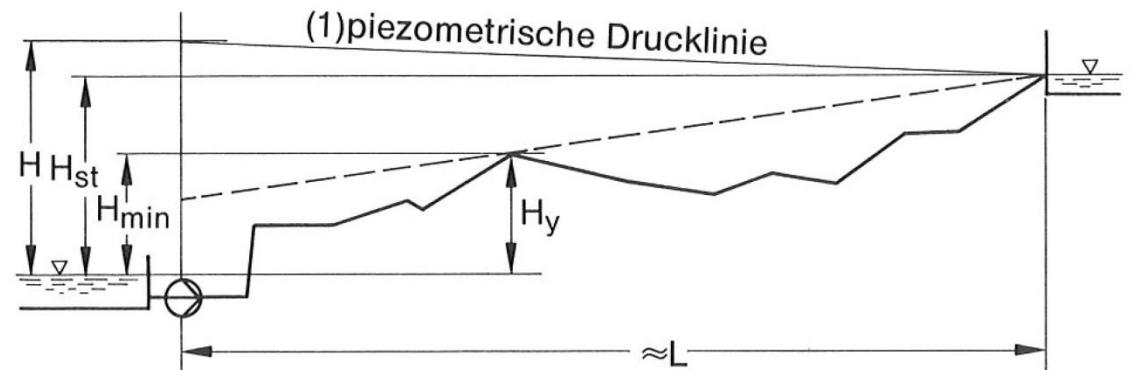
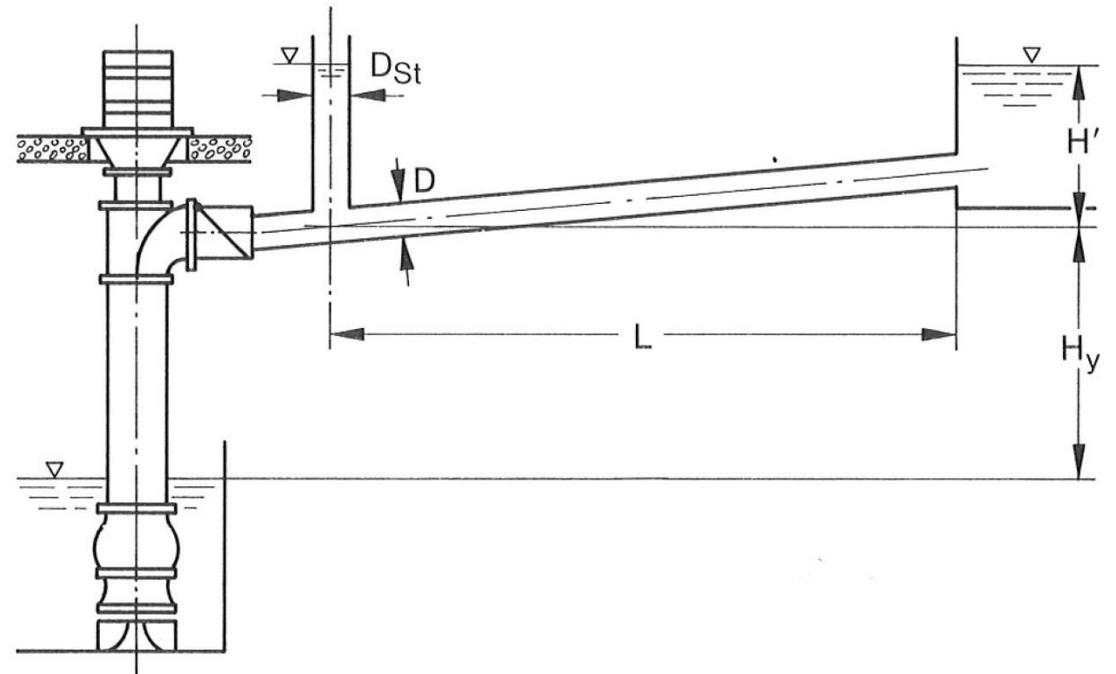
keine Druckstoßgefahr



Quelle: KSB – Lewinsky Kesslitz

Abhilfen

- Schwungrad
- Windkessel
- Standrohr
- Nachsaugvorrichtung
- Belüftungsventil
- Entlastungsarmaturen
- gesteuerte Schließarmaturen
- Berstscheibe



Quelle: KSB – Lewinsky Kesslitz

Prüfungstermine

Skripten & Beispiele

Weiterbildung

▪ [GrazSonderwerkstoffe.ppt](#)

▪ [GrazWK_H2SO4.ppt](#)

317.023 Strömungsmaschinen Grundlagen

Stand Skript: Oktober 2018

▪ [317.023_STROEMUNGSMASCHINEN GRUNDLAGEN Stand Oktober 2018 REV1.1.pdf](#)

Stand Skript: 10. Oktober 2018

Folien 0 bis 28 kommentiert

▪ [317.023_STROEMUNGSMASCHINEN GRUNDLAGEN Stand 10 Oktober 2018 Kommentiert bis 028.pdf](#)

Sammlung Prüfungsbeispiele für: Strömungsmaschinen Grundlagen, Pumpen und Verdichter

▪ [hfm_pruefung_beispiele_hydraulische-stroemungsmaschinen.pdf](#)

317.024 / 317.025 Hydraulische Strömungsmaschinen Vertiefung MB/MBW, VT

Stand Skript: 30.4.2019

▪ [Skript fuer 317.024 und 317.025 Hydr Stroemungsmaschinen Vertiefung MB MBW VT Stand 20190430.pdf](#)

317.011 Pumpen und Verdichter

Stand Skript: 2020

▪ [Skript Pumpen und Verdichter komplett STAND 2020.pdf](#)

Formelsammlung Pumpen und Turbinen

▪ [hfm_formelsammlung_pumpen_u_turbinen-merkblatt 01.pdf](#)

▪ [hfm_pruefung_beispiele_hydraulische-stroemungsmaschinen.pdf](#)

Themenbereiche bzw. nach
thematischer Abstimmung
übernehmen wir auch gerne
die Betreuung, wenn Sie
bereits ein Thema haben.

Kontaktieren Sie uns.



Abhaltungstermine (2020 Sommersemester) 317.011 „Pumpen und Verdichter“

DI	03.03.2020	14:30 Uhr bis 17:45 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DO	05.03.2020	10:00 Uhr bis 13:00 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DI	10.03.2020	14:30 Uhr bis 17:45 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DO	12.03.2020	10:00 Uhr bis 13:00 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DI	17.03.2020	14:30 Uhr bis 17:45 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DO	19.03.2020	10:00 Uhr bis 13:00 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DI	24.03.2020	14:30 Uhr bis 17:45 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DO	26.03.2020	10:00 Uhr bis 13:00 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DI	31.03.2020	14:30 Uhr bis 17:45 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048
DO	02.04.2020	10:00 Uhr bis 13:00 Uhr	Seminarraum 4. St. NT04048

