

Wintersemester 2010/2011

# Strömungsmaschinen I

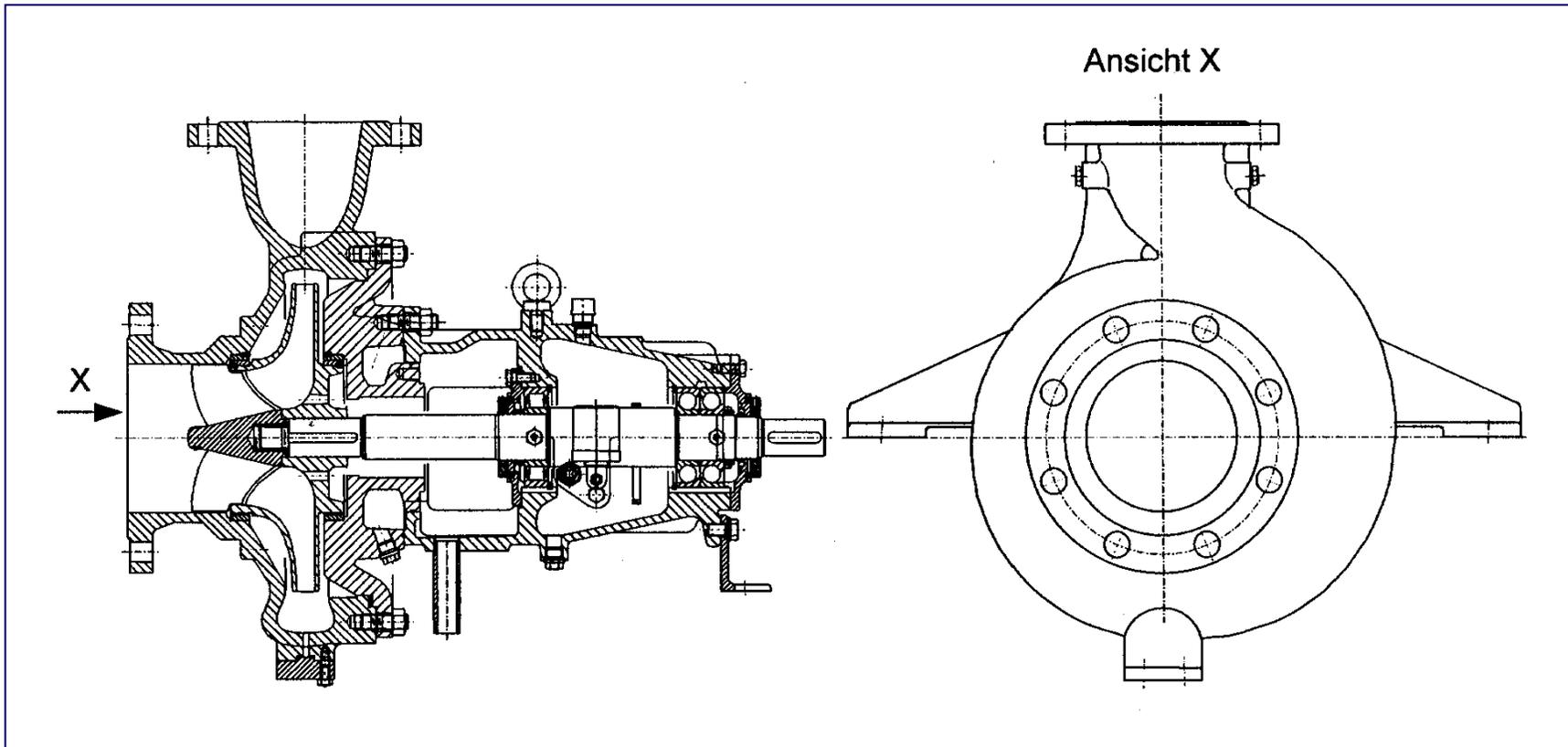
Prof. Dr. Hendrik Wurm

Lehrstuhl für Strömungsmaschinen

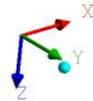
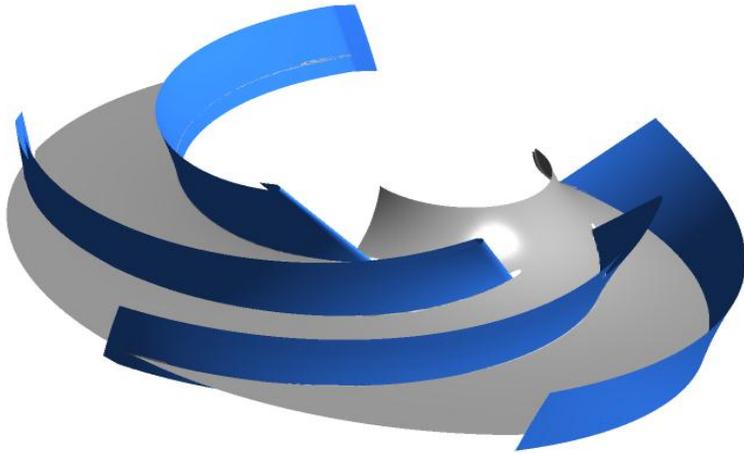
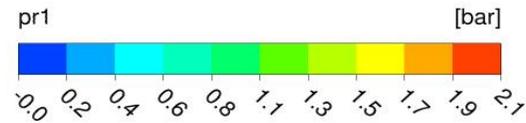
# Entwurf von Leiträdern und Gehäusen

Verluste

Kennlinien



Einstufige Spiralgehäusepumpe mit Lagerträger, Sulzer Pumpen AG



**Radialrad**

**Statischer Druckaufbau in den  
Lauftradkanälen**

## Aufgabe:

- ▶ Umwandlung der kinetischen Energie im Fluid in Druckenergie

# Leitradentwurf

Entwurf:

$$b_5 \geq b_2 + (1...2)mm$$

$$z_{Leit} = \frac{\pi D_5}{b_5 + s_5} \sin \alpha_5$$

$$\frac{D_6}{D_5} \approx 1,2...1,4$$

Berechnung der Schaufel- und Strömungswinkel in Analogie zum Laufrad mit Minderumlenkung nach Pleiderer

# Rückführbeschaufelung/ Rückführgitter

## Aufgabe:

- ▶ Drallabbau und möglichst verlustarme Zuführung der Strömung zum folgenden Laufrad

# Spiralgehäuse

„Leitkanal“ mit einer Schaufel, Druckaufbau im diffusorförmigen Druckstutzen

## Spiralgehäuse

Für die Berechnung wird in der Regel von einem konstanten Drall im Spiralgehäuse ausgegangen:

$$c_{3u} \cdot r = \textit{konst.}$$

$$d\dot{V}(\varphi) = c_u dA$$

$$d\dot{V}(\varphi) = c_{3u} r_2 \frac{b(r)}{r} dr$$

Nach einigen Umformungen ergibt sich:

$$\varphi = \frac{2\pi r_2}{\dot{V}} c_{3u} \int_{r_4}^R \frac{b(r)}{r} dr$$

Die Kompliziertheit der Lösung des Integrals hängt von der gewählten Querschnittsformen des Gehäuses ab.

Einfache und oft verwendete Querschnittsformen des Gehäuses sind:

Rechteck,

Trapez,

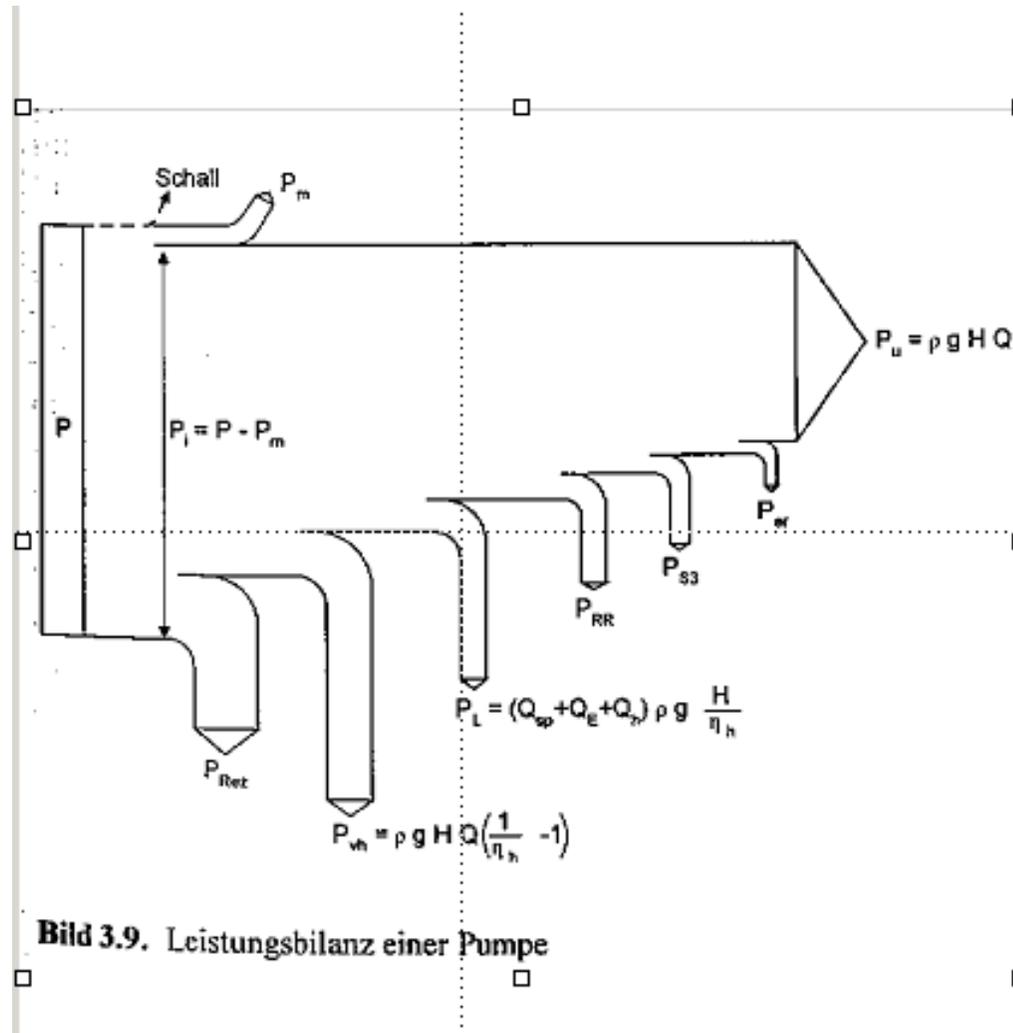
Kreis und

daraus zusammengesetzte Flächen.

## Besonderheiten bei Abwasserpumpen:

- großer Zungenabstand (etwa Kugeldurchgang) bei sehr kleinem  $\alpha_3$
- robust ausgeführte Zunge.

# Leistungsbilanz & Wirkungsgrad



**Bild 3.9.** Leistungsbilanz einer Pumpe

## Verluste

- ▶ Mechanisch (Lager, Dichtungen, ...) →  $P_m$
- ▶ Volumetrisch (Spalte, Entlastungsbohrung, ...) →  $P_v$
- ▶ Radseitenreibung →  $P_{\text{Reib}}$
- ▶ Hydraulische (Fluidreibung, Turbulenz, ...) →  $P_h$
- ▶ Rezirkulation und Austausch →  $P_{\text{rez}}$

## Mechanische Verluste

- ▶ Radiallager
- ▶ Axiallager
- ▶ Dichtungen

## Hydraulische Verluste

- ▶ Einlauf, Lauf- und Leiträder, Gehäuse, Austrittsgehäuse
- ▶ Durch Reibung, Sekundärströmungen, Ablösung, Stoß, Nachläufe, ...

# Wirkungsgrade

Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_{Nutz}}{P} \quad P_{Nutz} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$$

Innerer Wirkungsgrad

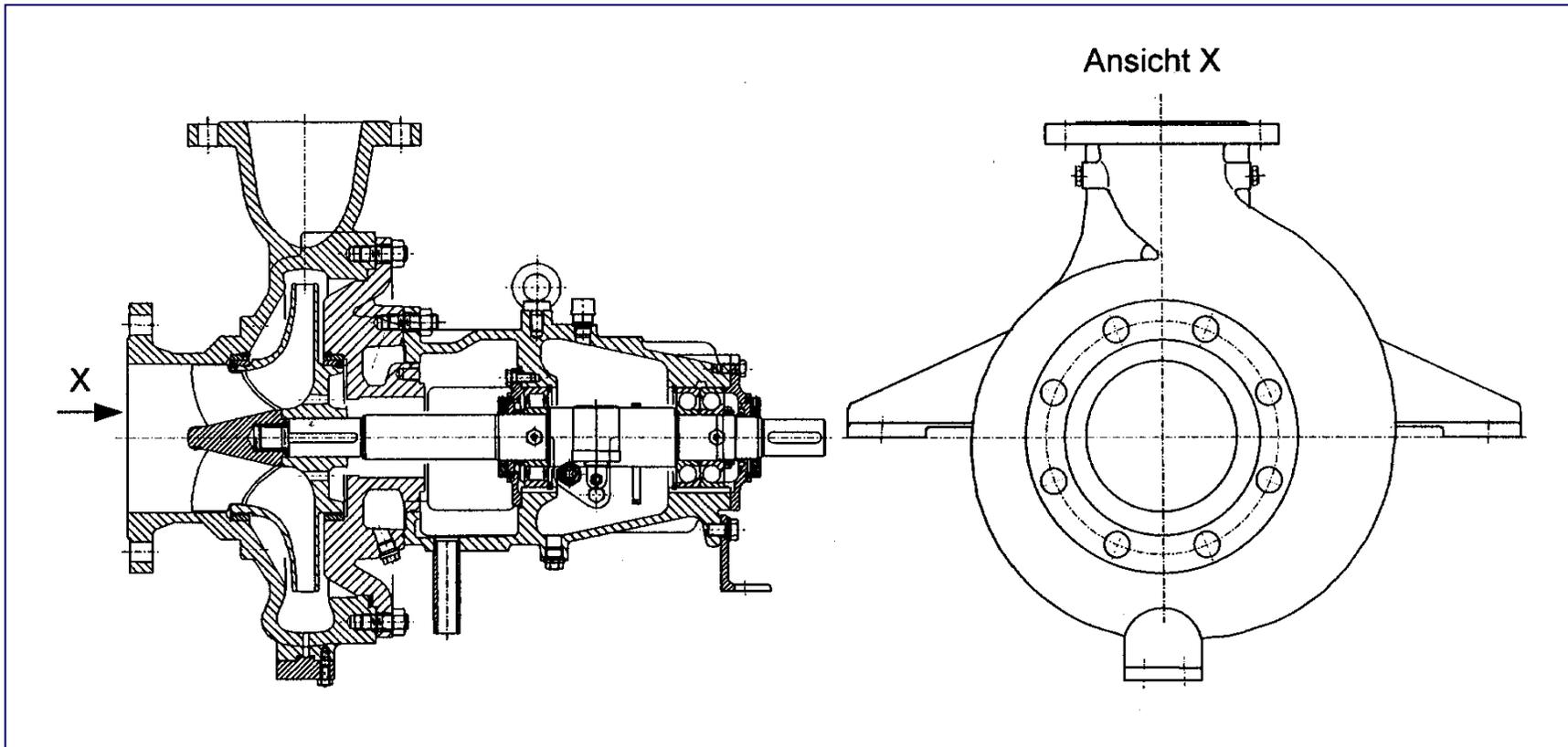
$$\eta_i = \frac{P_{Nutz}}{P_i} = \frac{\eta}{\eta_m} \quad P_i = P - P_m$$

Mechanischer Wirkungsgrad

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P}$$

Hydraulischer Wirkungsgrad

$$\eta_h = \frac{\rho g H (Q + Q_{Spalt} + Q_{Entlastung})}{P - \sum P_{RR} - P_m} = \frac{H}{H + Z_{la} + Z_{le} + Z_E + Z_A}$$



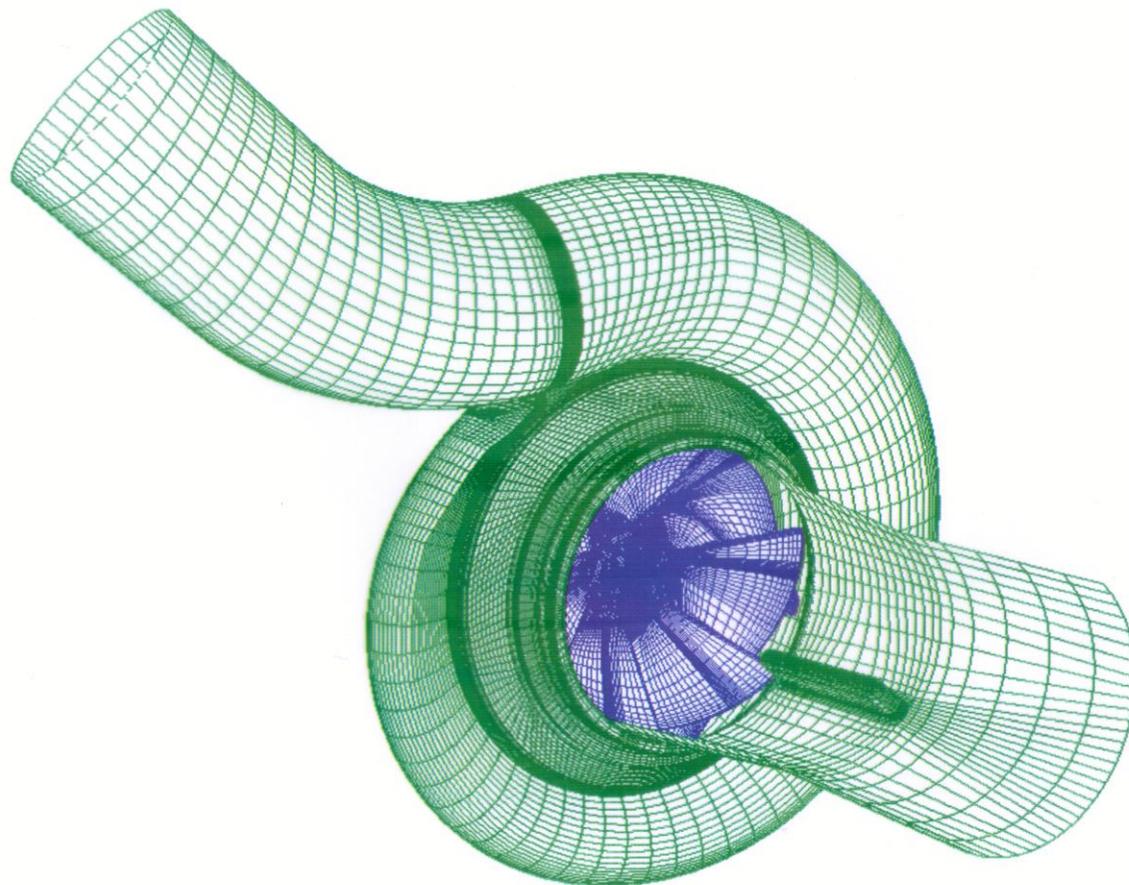
Einstufige Spiralgehäusepumpe mit Lagerträger, Sulzer Pumpen AG

## **Konstruktion von**

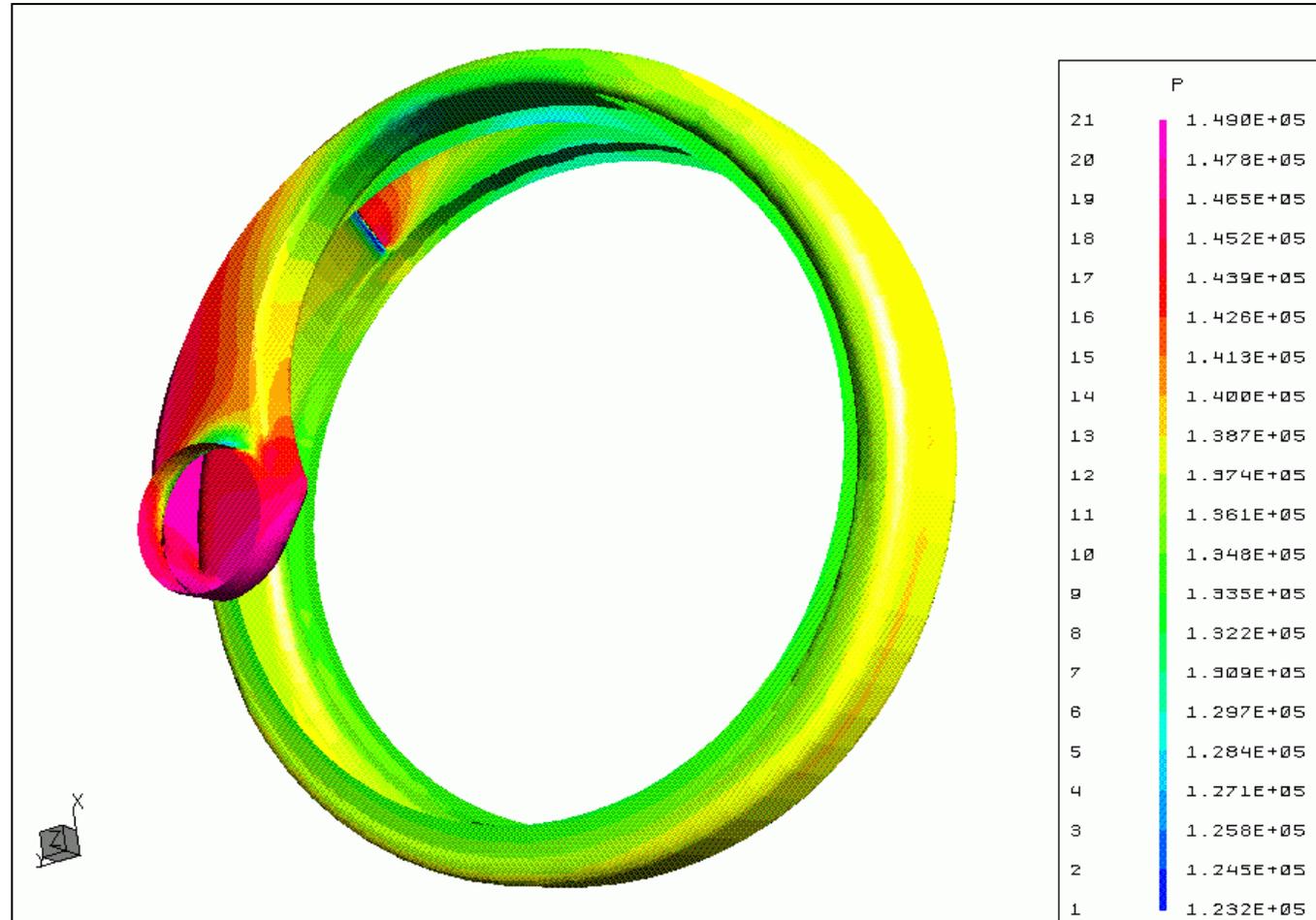
- ▶ Welle
- ▶ Dichtelementen
- ▶ Befestigungen
- ▶ Anschlüssen zu anderen Bauelementen  
und zum Rohrleitungssystem

# Rechengitter

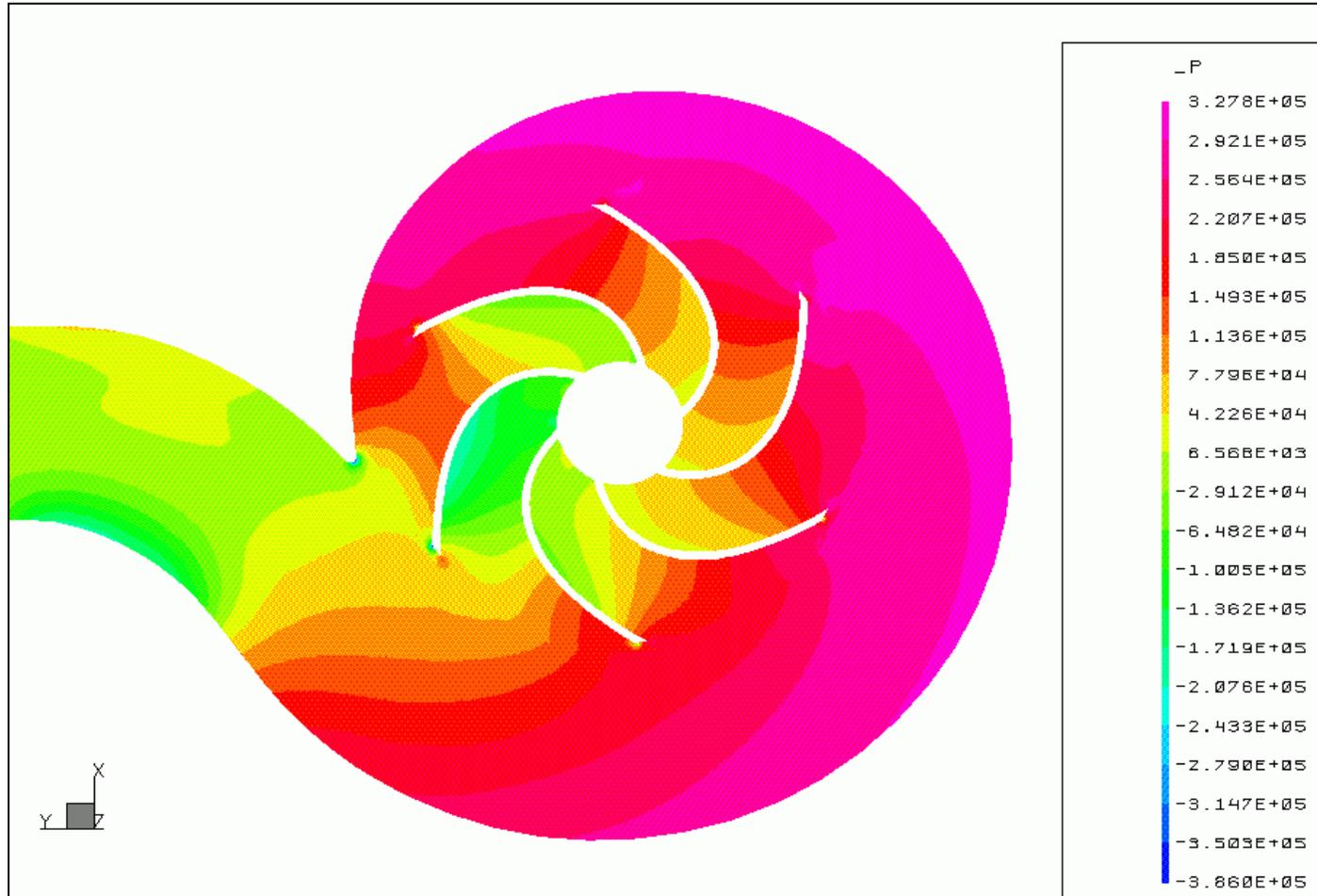
BL 80/175



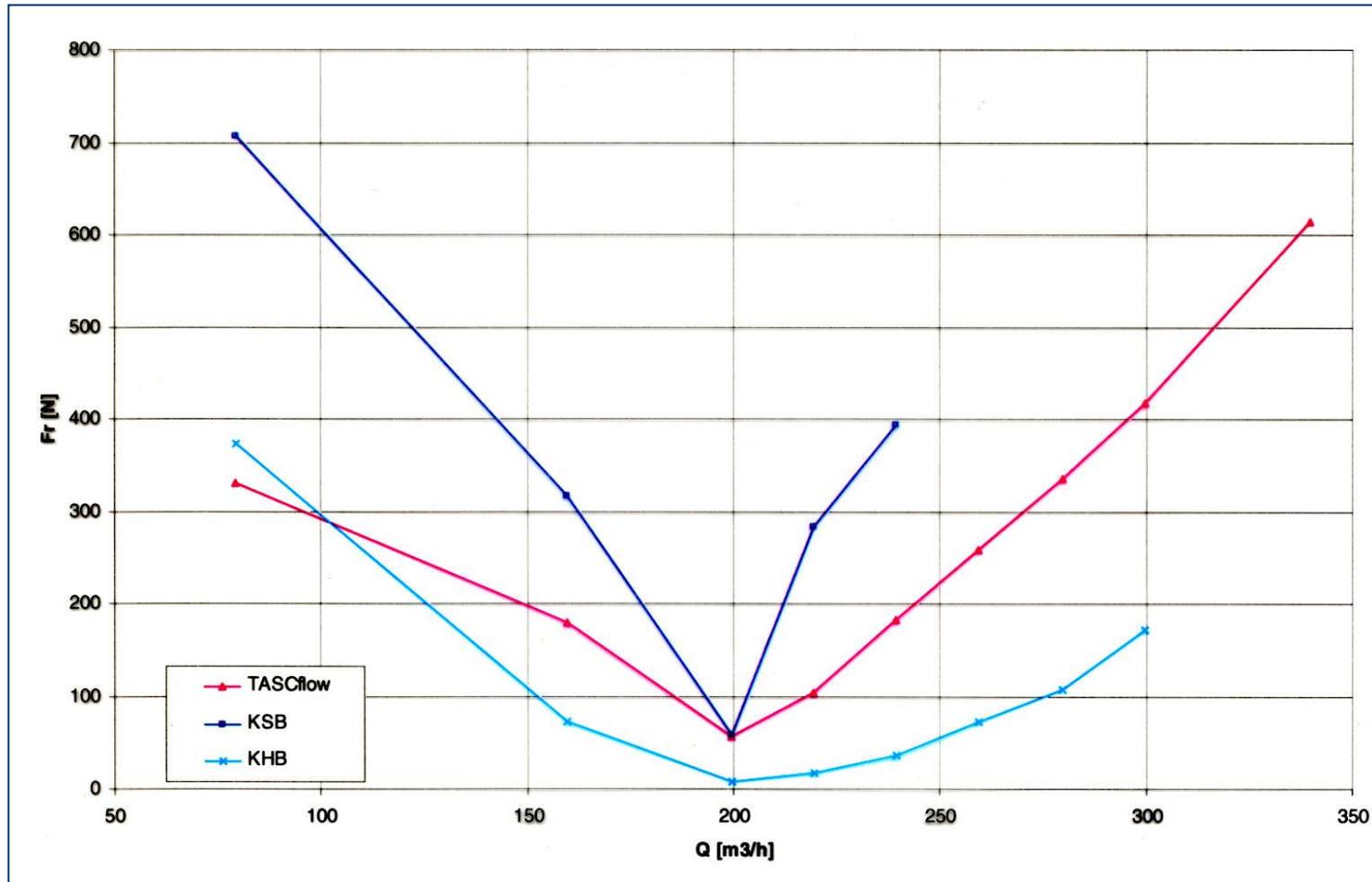
Statische  
Druckverteilung  
(BEP)



# Druckverteilung

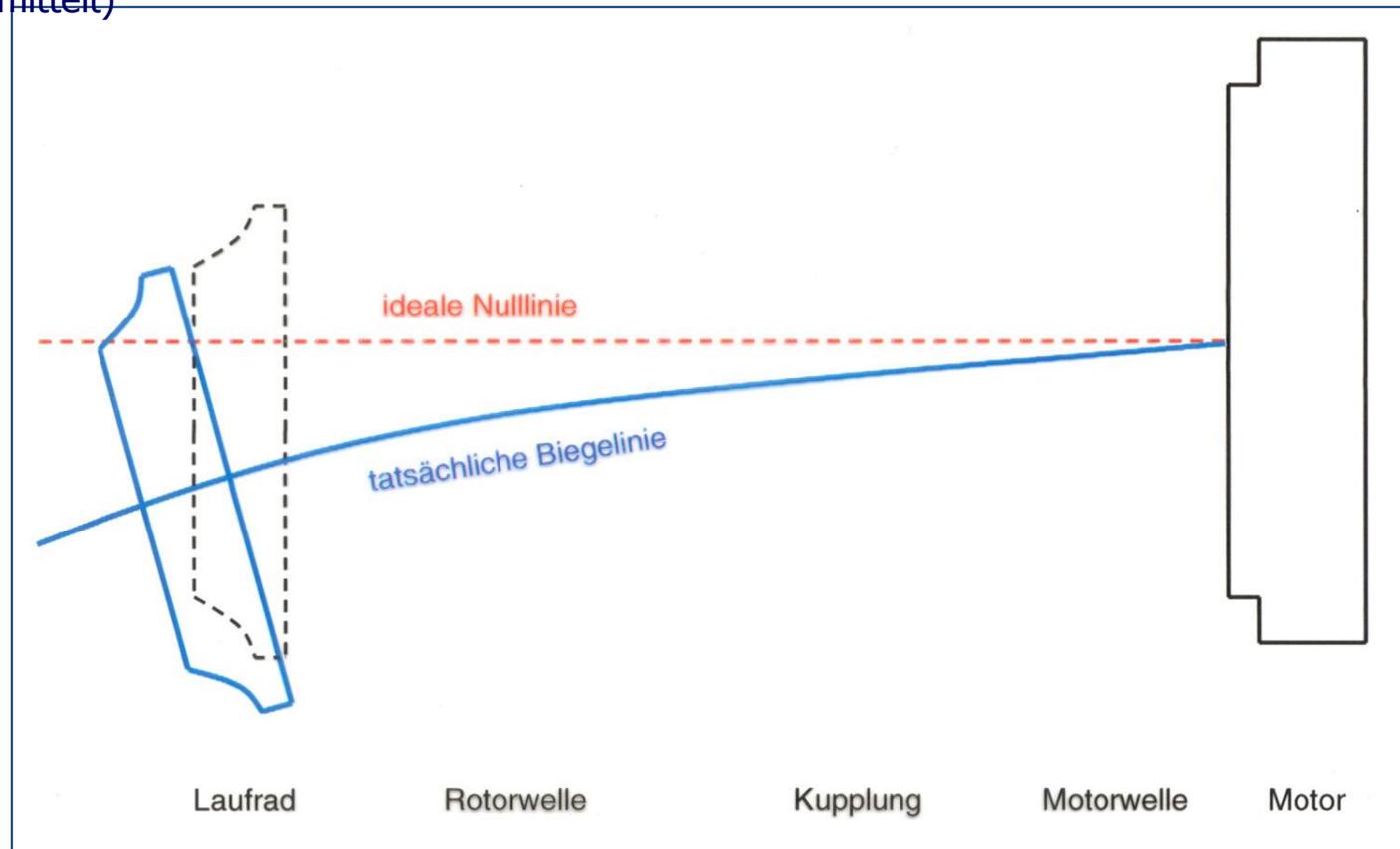


# Berechnete Radialkraft



## Ø-Versatz infolge Durchbiegung - Wellenstrang -

(Maße noch nicht ermittelt)



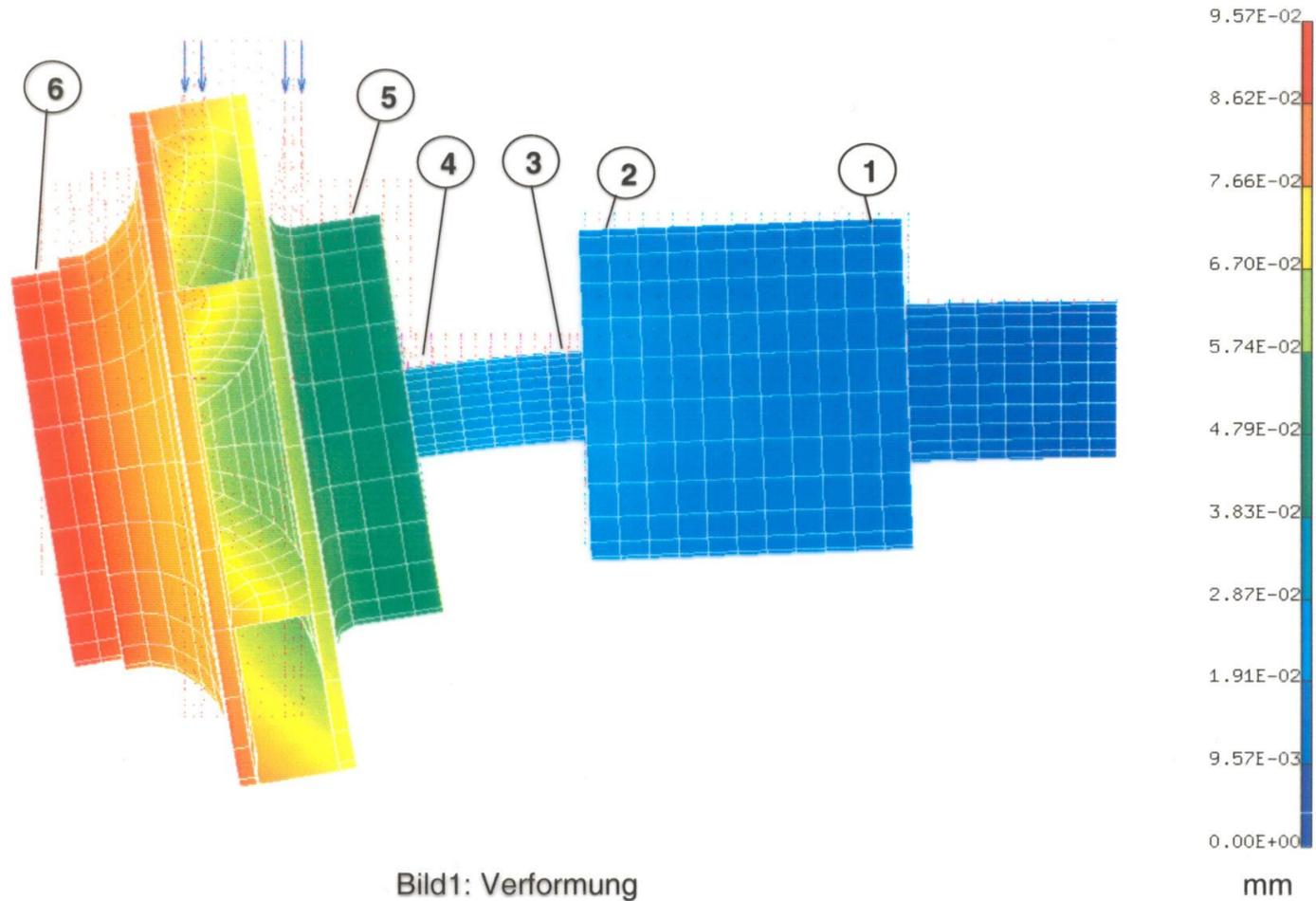


Bild1: Verformung

# Lauftradformen – warum?

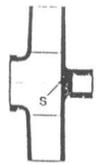


Bild 1: Radialrad mit rein radialen Schaufeln, Staupunkt S (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

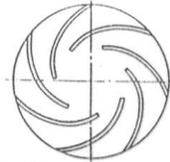


Bild 2: Radialrad mit Schaufeln, die sich bis in den Saugmund erstrecken (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

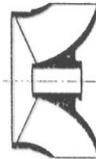
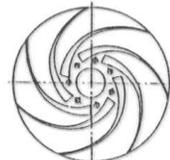


Bild 3: Halbaxialrad (Schraubenrad, Diagonalrad) (Draufsicht ohne vordere Deckscheibe dargestellt)

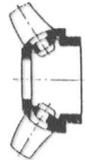
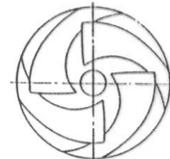


Bild 4: Halbaxialrad (halbaxialer Propeller)

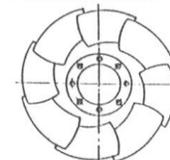


Bild 5: Axialrad (axialer Propeller)

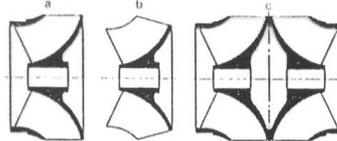
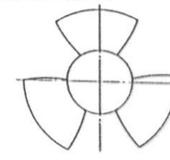


Bild 6: Zur Unterscheidung von geschlossenem und offenem, von einströmigen und zweiströmigen Lauf- rädern, gezeigt an einem Schraubenrad  
a) geschlossenes Lauf- rad, einströmig; b) offenes Lauf- rad, einströmig; c) geschlossenes Lauf- rad, zweiströmig

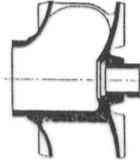


Bild 7: Geschlossenes Einschufelrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)

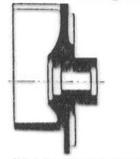
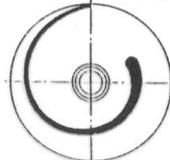


Bild 8: Offenes Einschufelrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)

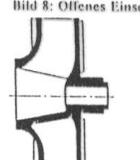
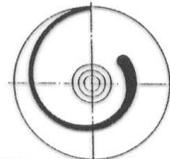


Bild 9: Geschlossenes Einkanalrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)

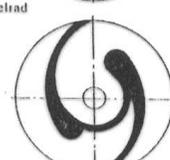


Bild 10: Geschlossenes Zweikanalrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)

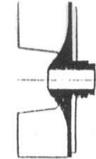
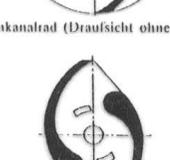


Bild 11: Offenes Zweikanalrad mit S-förmigen Schaufeln



Bild 12: Geschlossenes Dreikanalrad (Draufsicht ohne Deckscheibe dargestellt)

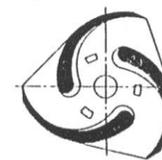


Bild 13: Offenes Dreikanalrad mit zylindrischen Schaufeln

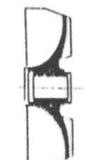


Bild 14: Freistromrad

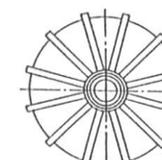
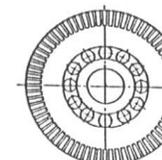


Bild 15: Peripheralrad



Quelle: KSB Kreiselpumpenlexikon

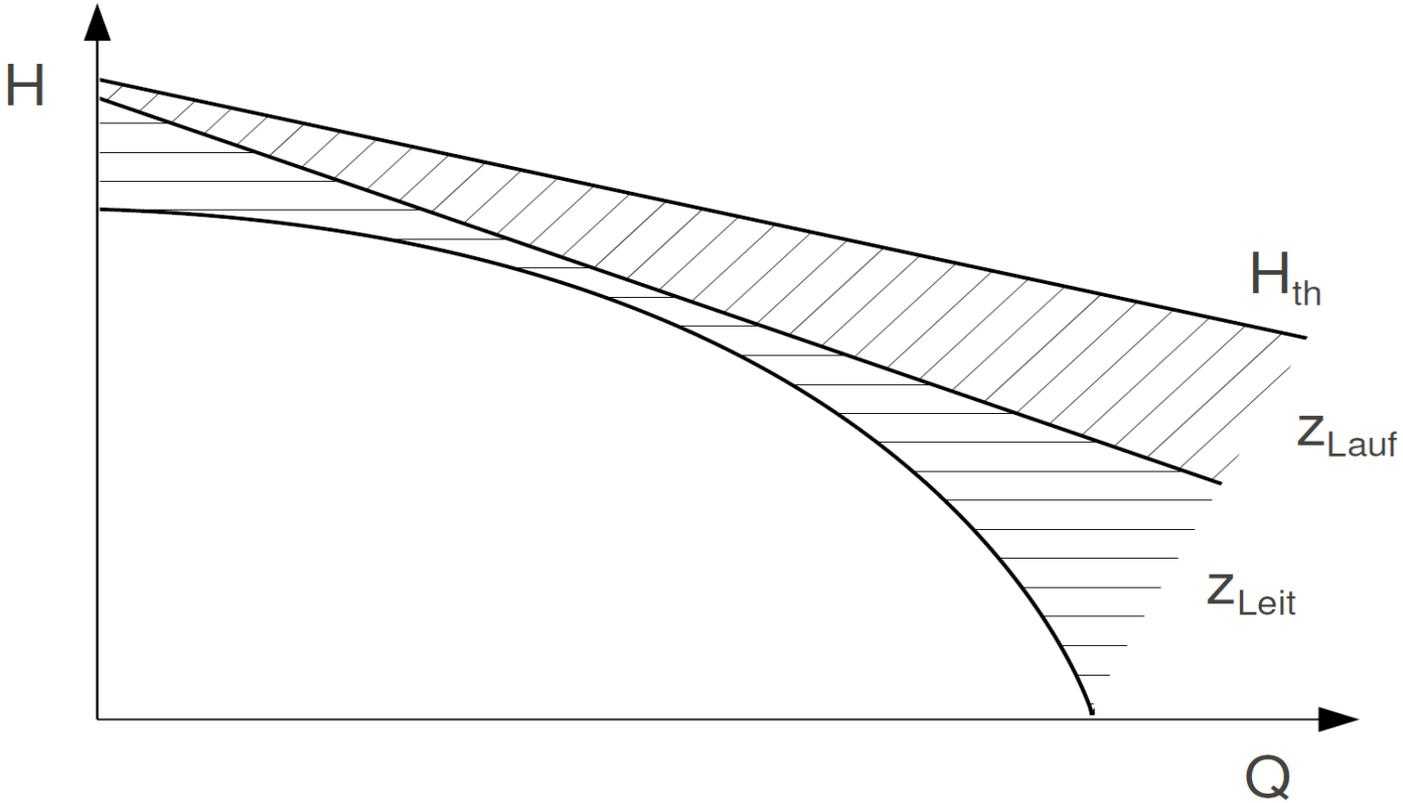
# Kennlinien von Pumpen

- ▶  $H = f(Q)$
- ▶  $\eta = f(Q)$
- ▶  $P = f(Q)$
- ▶  $NPSH = f(Q)$

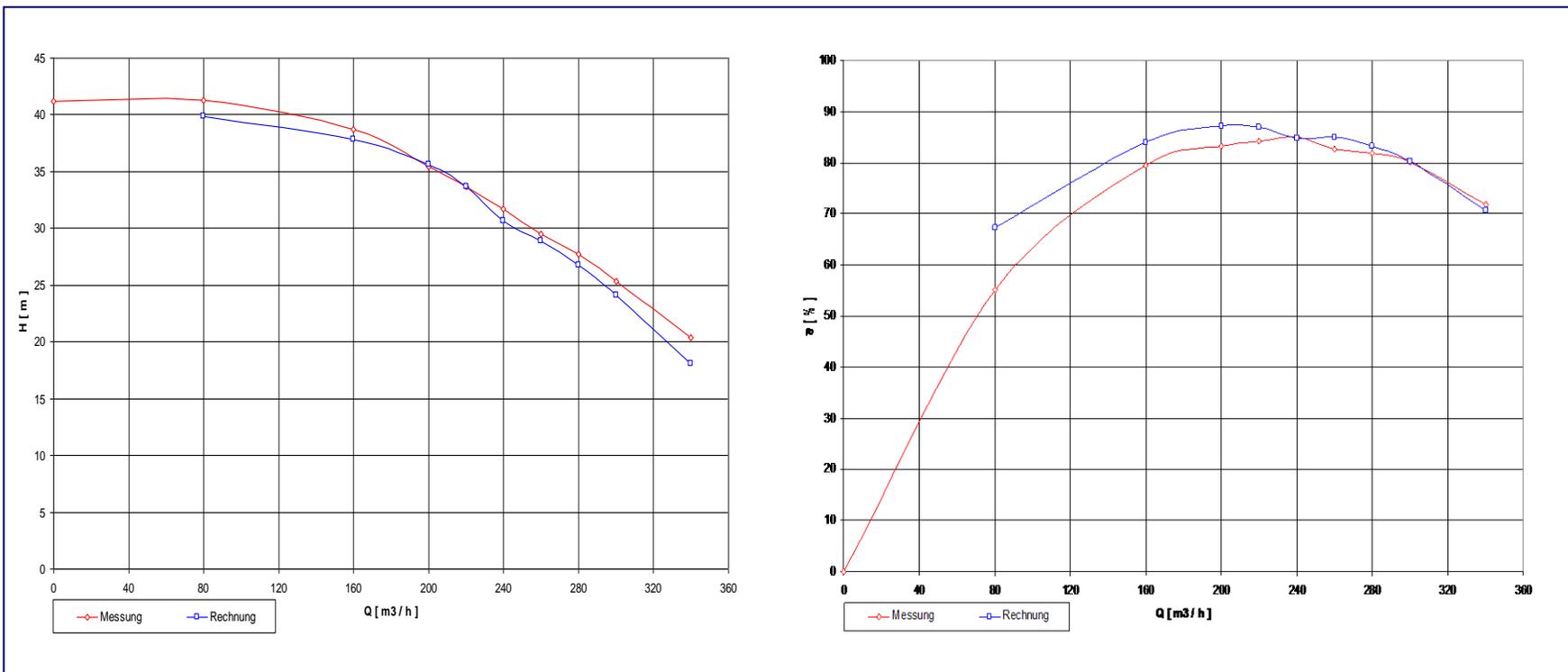
## Kennlinien von Pumpen

- ▶  $H = f(Q)$  ; Messung des Differenzdruckes und des Volumenstromes
- ▶  $\eta = f(Q)$
- ▶  $P = f(Q)$  ; Messung der elektr. Aufnahmeleistung
- ▶  $NPSH = f(Q)$  ; siehe Vorlesung Kavitation

# ideale und reale H=f(Q)- Kennlinie



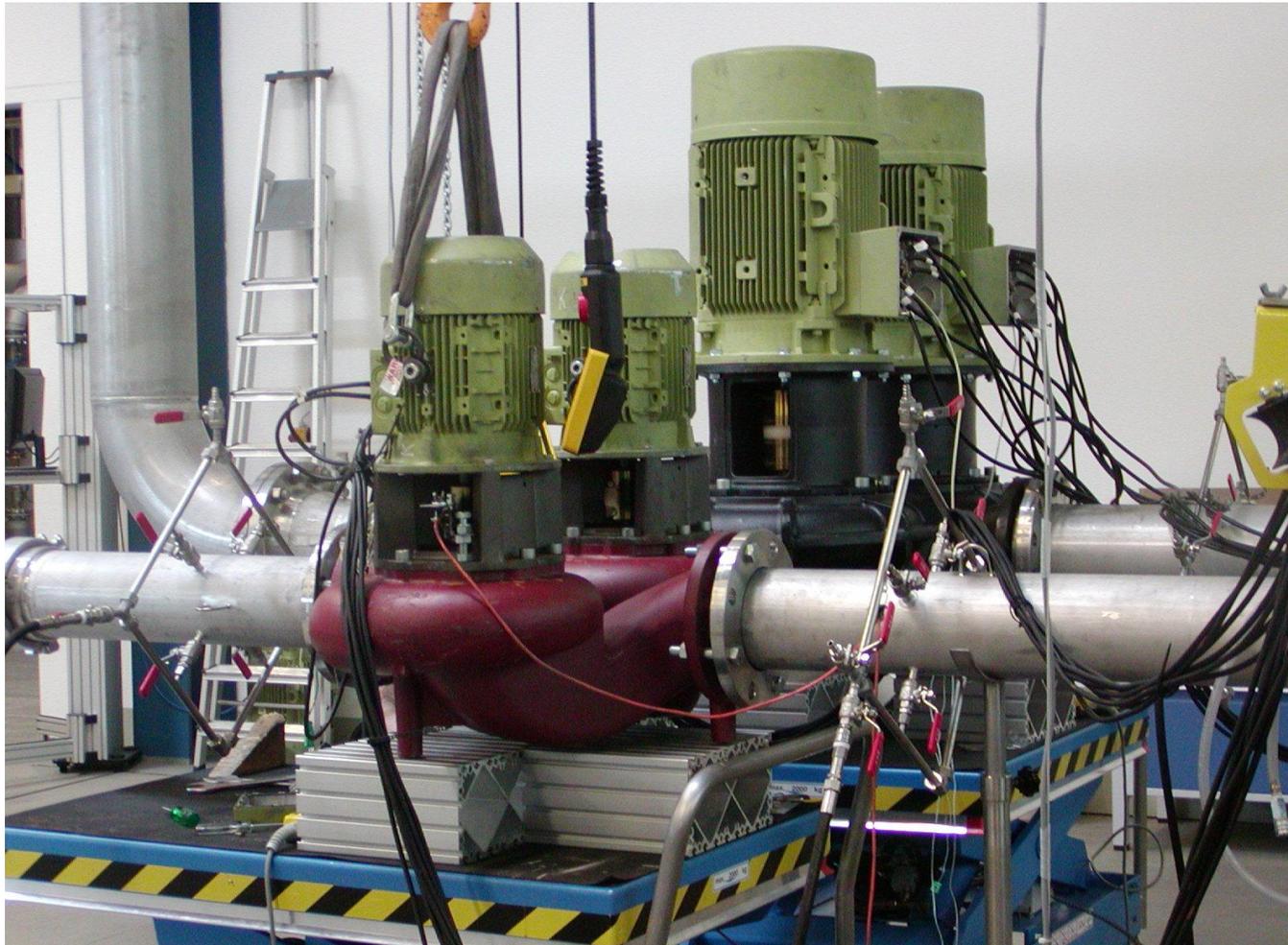
# Vergleich zwischen Messung und Simulation



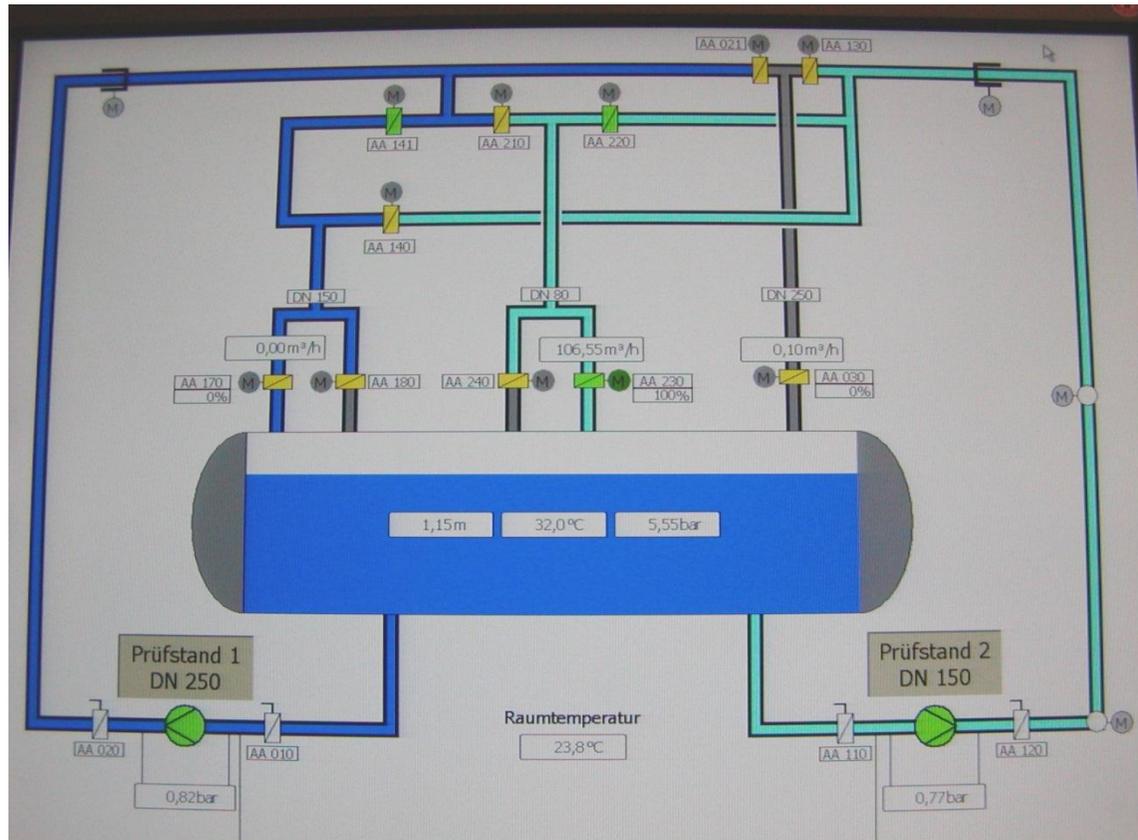
## Foto WILO- Prüfstand Gesamtansicht



## Foto Einbausituation Pumpen



## Aufbauschema Prüfstand bis DN 250



ein Behälter,  
zwei Prüflinge,  
drei Durchflußmesser

Druckmeßanschlüsse  
auswechselbar für alle  
Pumpen -  
Anschlußnennweiten

# Prüfstandsauslegung

Auslegung und Auswahl der Messausrüstung:

Nach den Vorgaben der DIN EN ISO 9906

Prüfbedingungen (Genauigkeiten, Abstände von Meßstellen,  
Durchmesser und Form von Druckmeß-  
bohrungen)

Toleranzen (Q, H etc.)

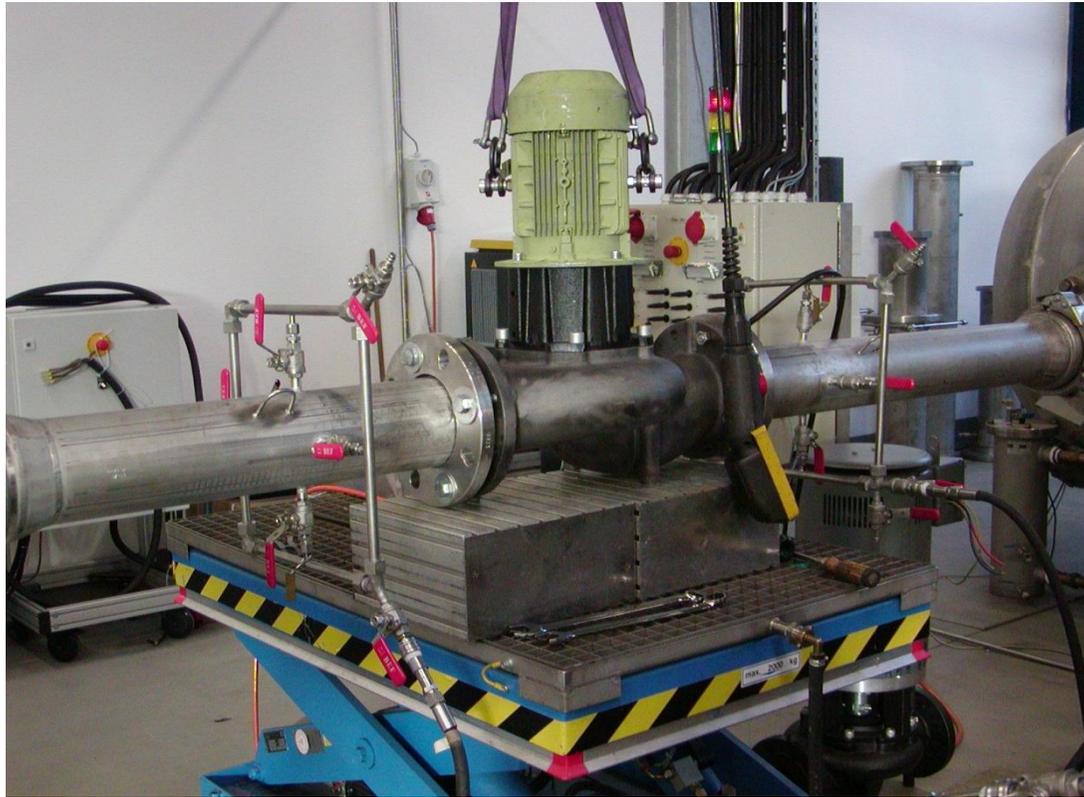
(Für kleine Zirkulationspumpen unter 200W gilt die EN 1151)

# Volumenstrommessung

Magnetisch-Induktive Volumenstrom-Messeinrichtung  
(Grundgenauigkeit 0,4% vom Messwert bei 0,5 bis 10 m/s  
Strömungsgeschwindigkeit)

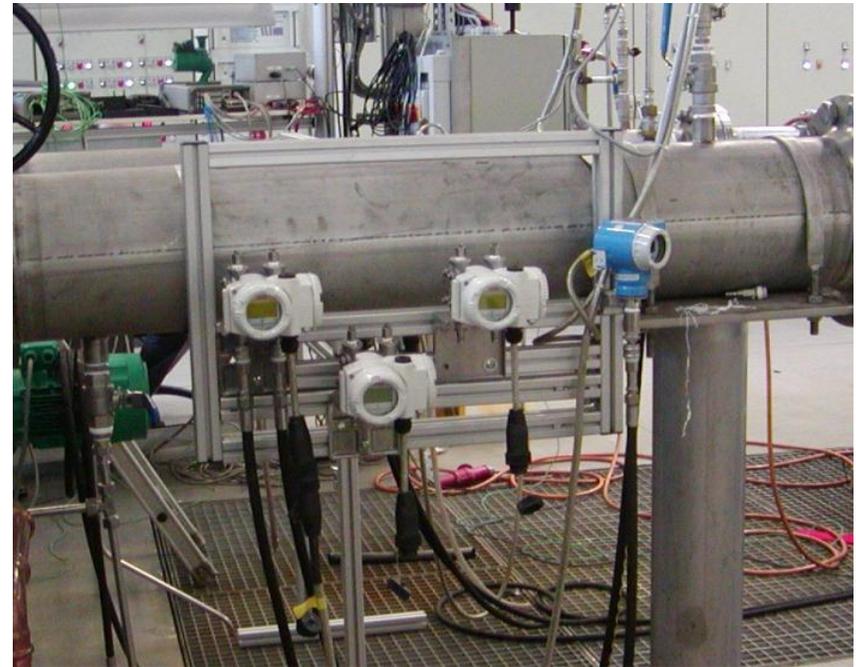


# Druckmessung - Nennweitenadaptierung



## Differenzdruck-Messumformer

Messumformer [Fa. ABB] mit hoher, auch einseitiger Überlastsicherheit in abgestuften Messbereichen (Genauigkeit, auf Messbereich bezogen, besser 0,5%, je nach Umgebungsbedingungen und Kalibrierung)



# Elektrische Messgrößen

Präzisions-Leistungsmessgeräte [Fa. Zimmer oder Yokogawa],  
Leistungen bis 200kW über Messwandler  
(bei 50/60Hz Netzfrequenz ergeben sich je nach Messbereichsausnutzung  
Messgenauigkeiten um 0,6%  
für Strom und Spannung)



## Weitere Messgrößen

PC-gesteuertes Multimeter mit Messstellenumschalter

[Fa. Agilent Technologies, Ag34970]

- Drehzahl über Frequenzmessung (je nach Signalqualität, Einstellung und Periodendauer bis 0,3% vom Messwert möglich)
- Temperaturen: Thermoelemente, Messwiderstände [Pt100] (Messwert- und Sensorabhängig unter 1K Messabweichung)

Drehmoment: Ermittlung aus Messprotokollen zuvor individuell vermessener Motoren

# Auswertung

wesentliche Messgrößen:

$$p_D - p_S, Q, P_1$$

Bekannt aus Messungen des Motorherstellers :

$$\eta_{Motor} = f(P_1)$$

Berechnete Größen:

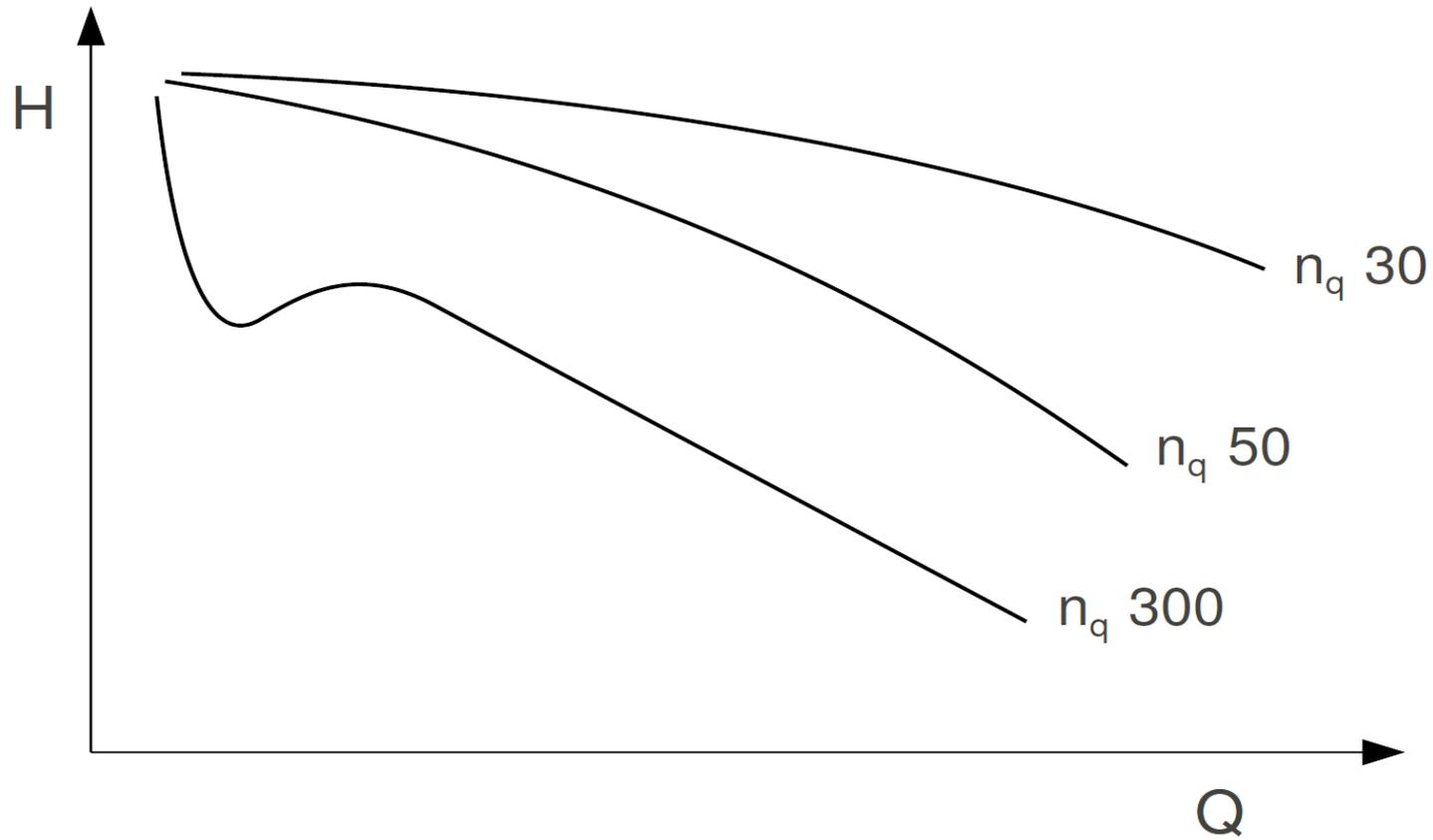
$$Y = \frac{p_D - p_S}{\rho} + g(z_D - z_S) + \frac{c_D^2 - c_S^2}{2} + Y_{V,S} + Y_{V,D}$$

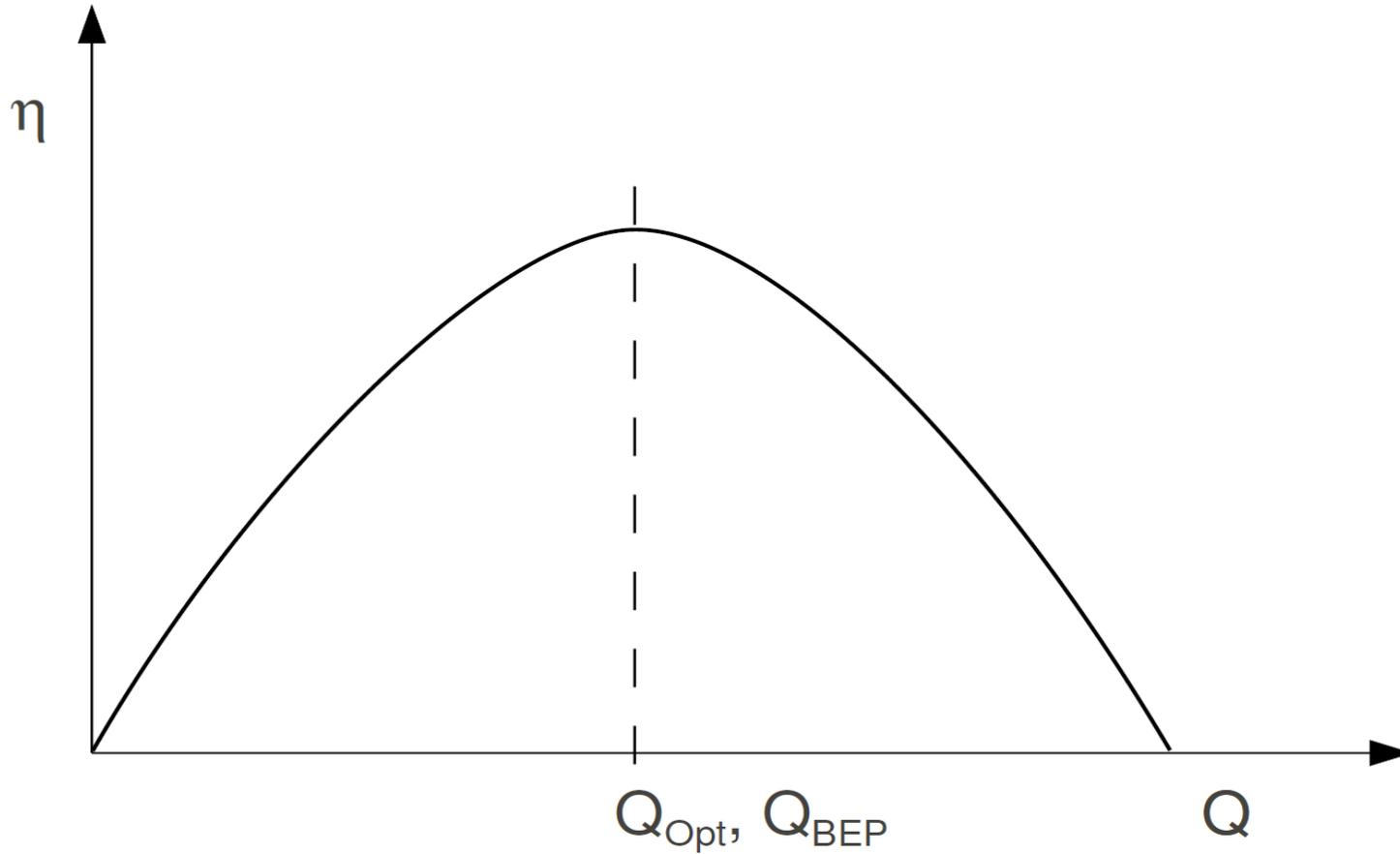
$$H = \frac{Y}{g}$$

$$\eta_{Gesamt} = \eta_{Pumpe} * \eta_{Motor}; \eta_{Gesamt}$$

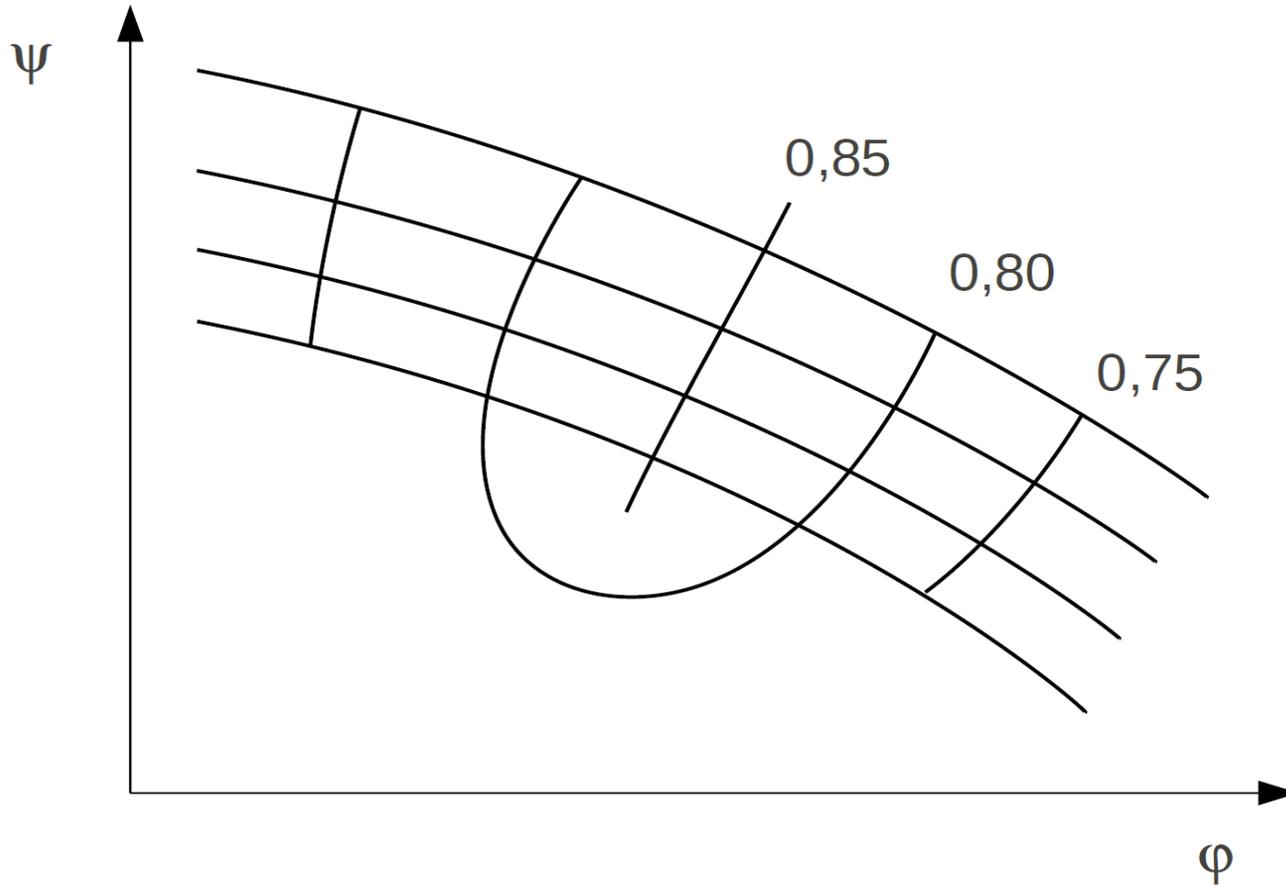
$\eta_{Gesamt}$  aus Messung;  $\eta_{Motor} = f(P_1)$  aus Herstellerdaten – Berechnung des Pumpenwirkungsgrades

# Kennlinienverlauf abhängig von der spezifischen Drehzahl





# Muschelkurven



## Kennfeld einer Pumpenbaureihe

