PRAKTIKER-KONFERENZ GRAZ

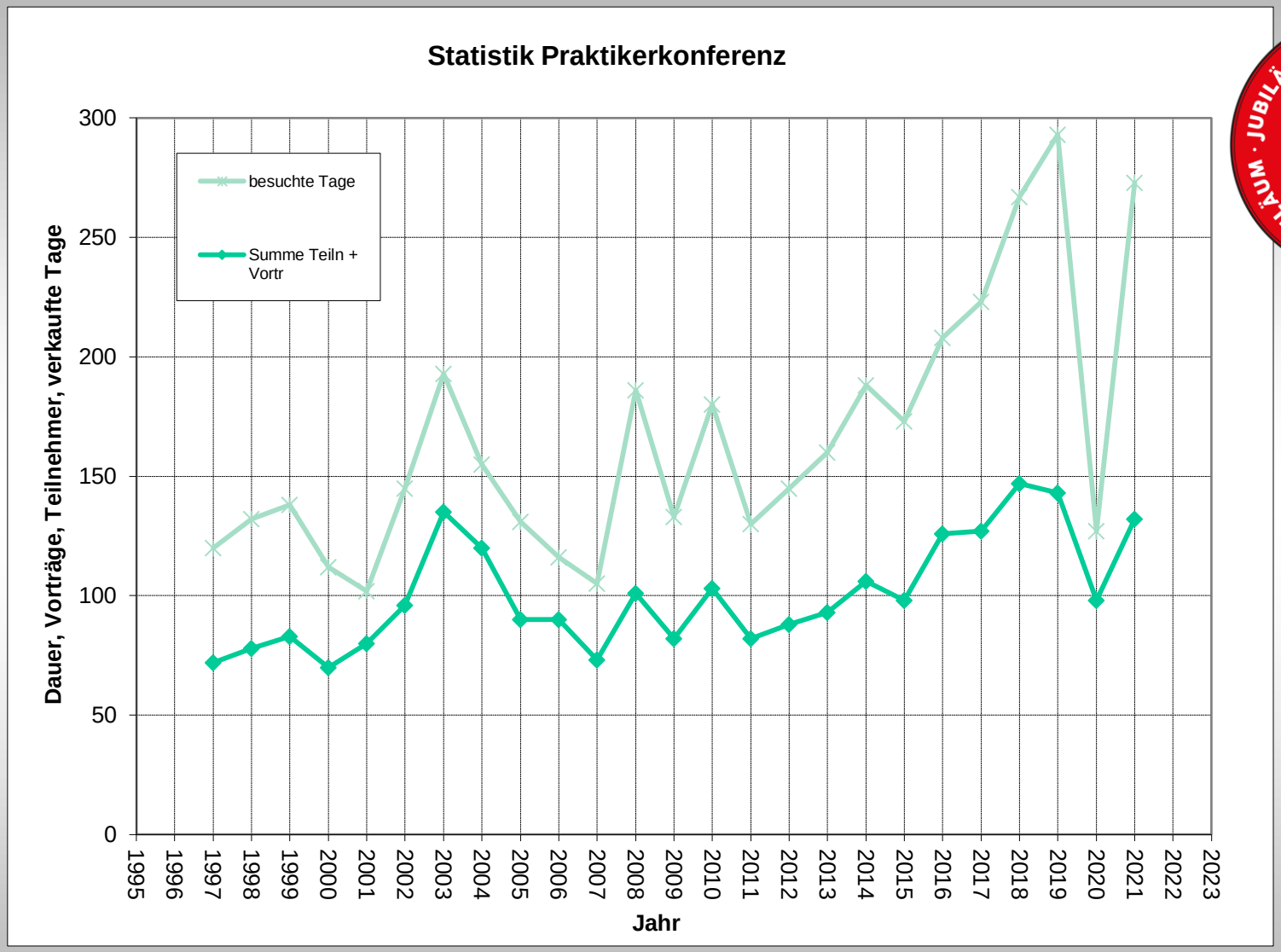
Pumpen in der
Verfahrens- und Abwassertechnik
6. – 8. September 2021

Helmut Jaberg
o.Univ.-Prof. Dr.-Ing.

Erzherzog-Johann-University Graz
Graz University of Technology
http://www.hfm.tugraz.at

Prof. Dr.
Jaberg und Partner GmbH
Technologie und Strategie

PRAKTIKERKONFERENZ GRAZ



Wie hält man die Praktikerkonferenz Graz so lange am Leben?

Wie wird die Praktikerkonferenz Graz zur größten Veranstaltung dieser Art im deutschsprachigen Raum?

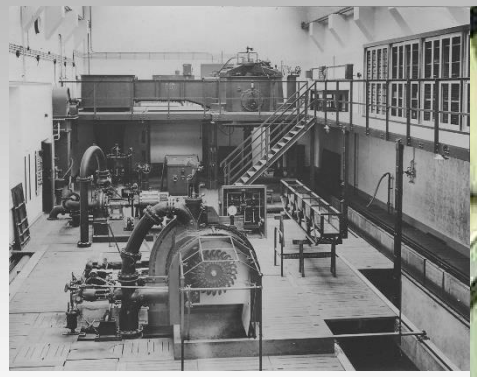
Es kommen und kamen von Anfang an Top-Referenten von

- Betreibern
- Herstellern
- Planern.

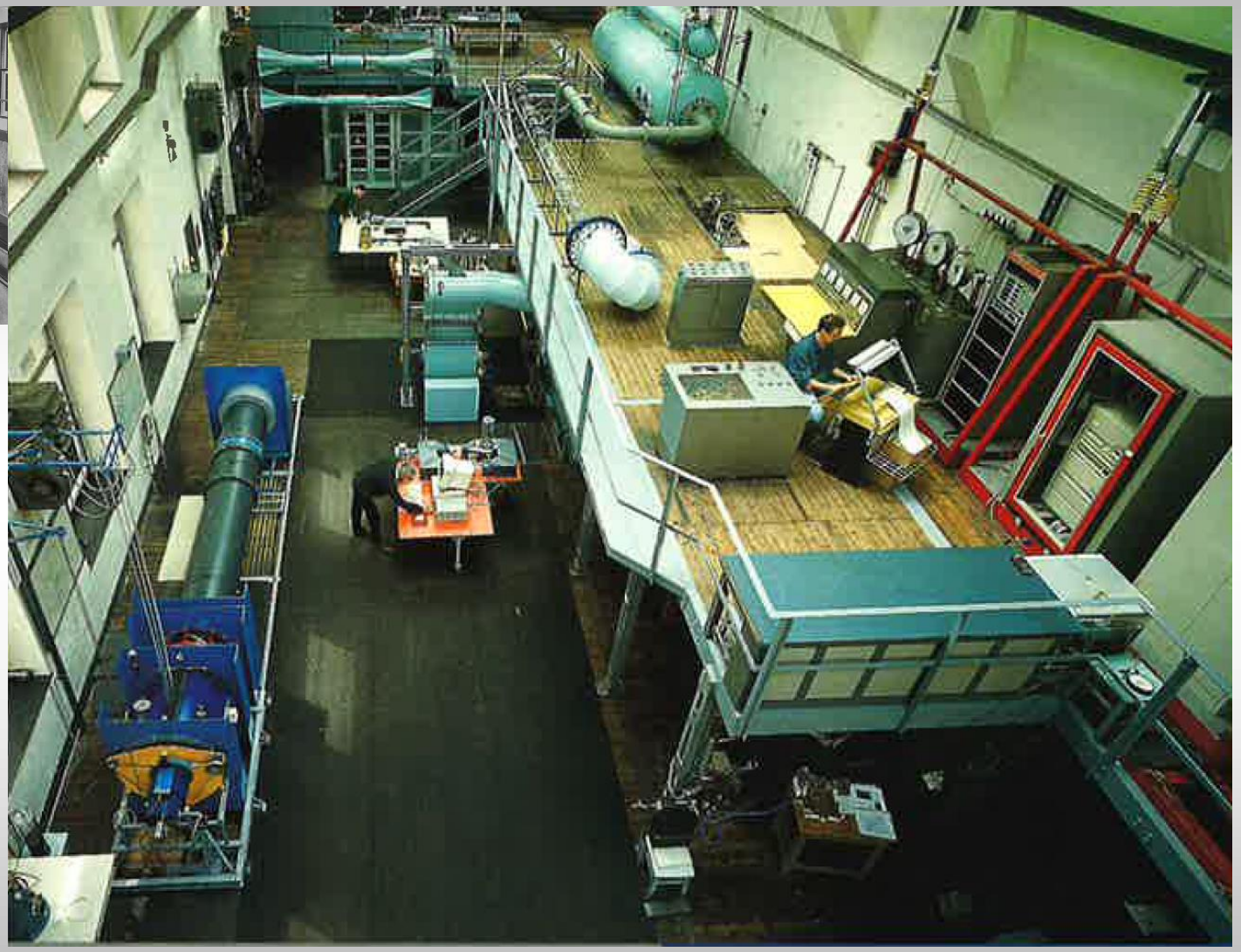
Es wurden 516 Vorträge gehalten, die allermeisten auf weit überdurchschnittlichem Niveau,…

…. , laut dem Teilnehmer-Feedback.

1933



1995

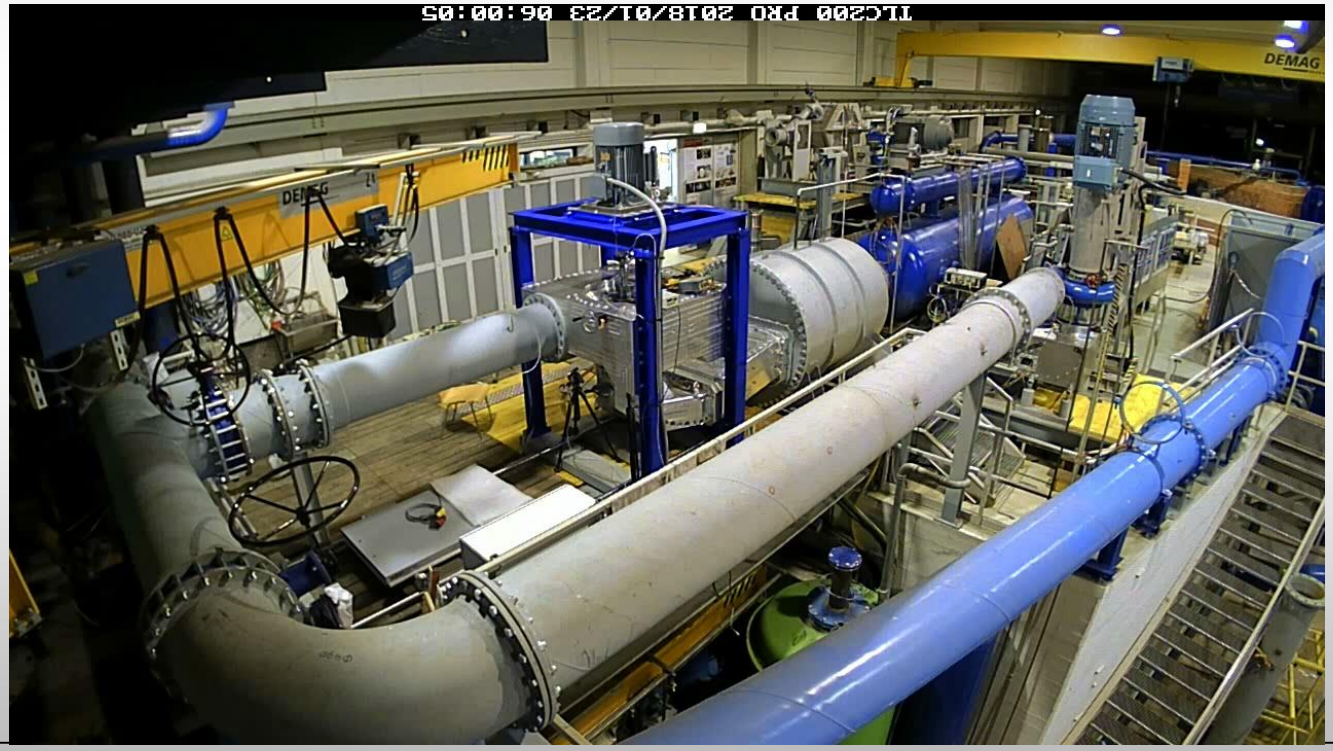


4 Quadranten Prüfstand mit 500 kW

div. Pumpenprüfstände bis 250 kW

Prüfstand mit Schwingfundament

Laboratory model test: test rig measurement



Die Schlüsselpersonen

Helmut Benigni
Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn.
Stellvertretender Institutsleiter HFM

HFM
Institute of Hydraulic Fluid Machinery TU GRAZ

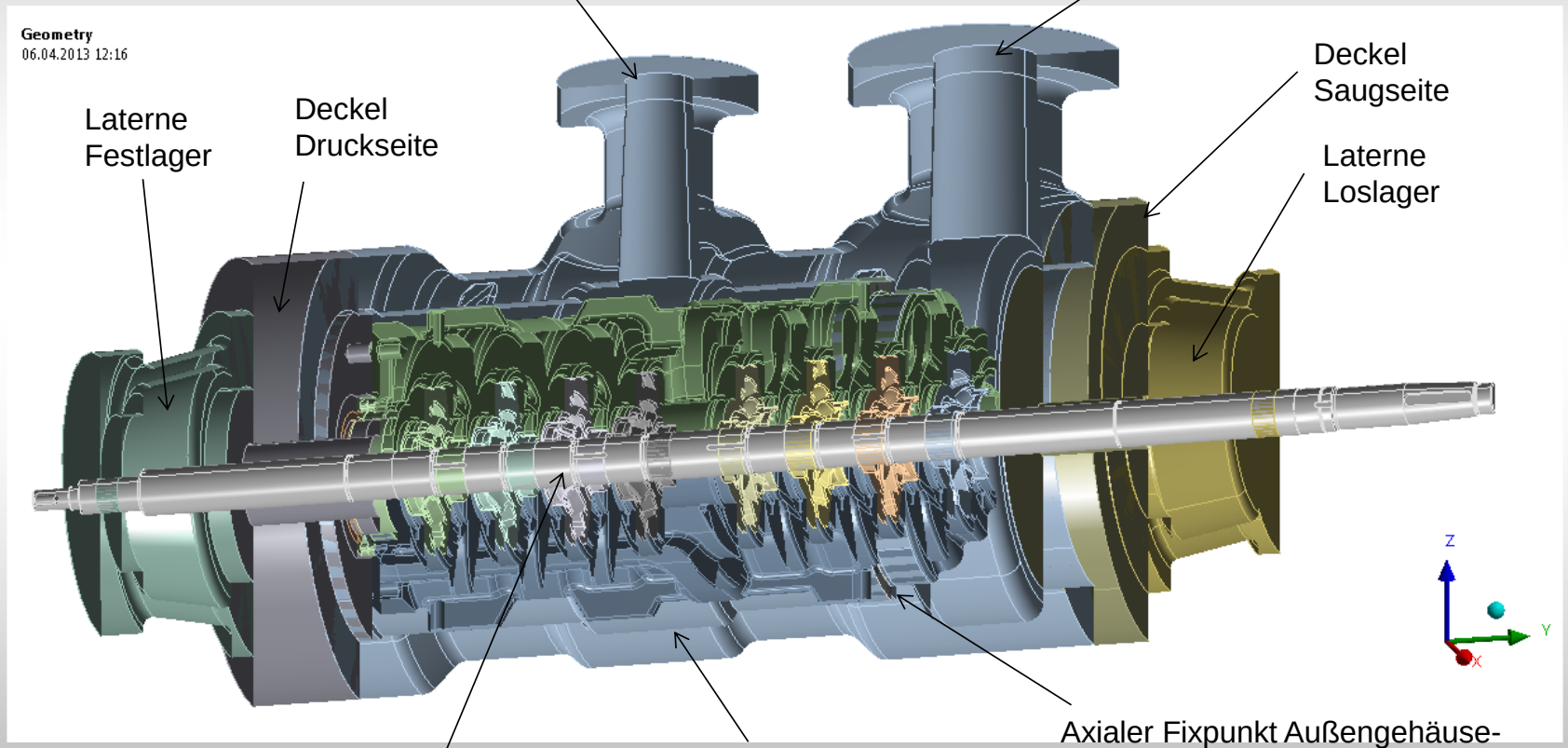
Jürgen Schiffer-Rosenberger
Dipl.-Ing. Dr.techn.

Stefan Höller
Dipl.-Ing.

Christian Bodner
Dipl.-Ing.

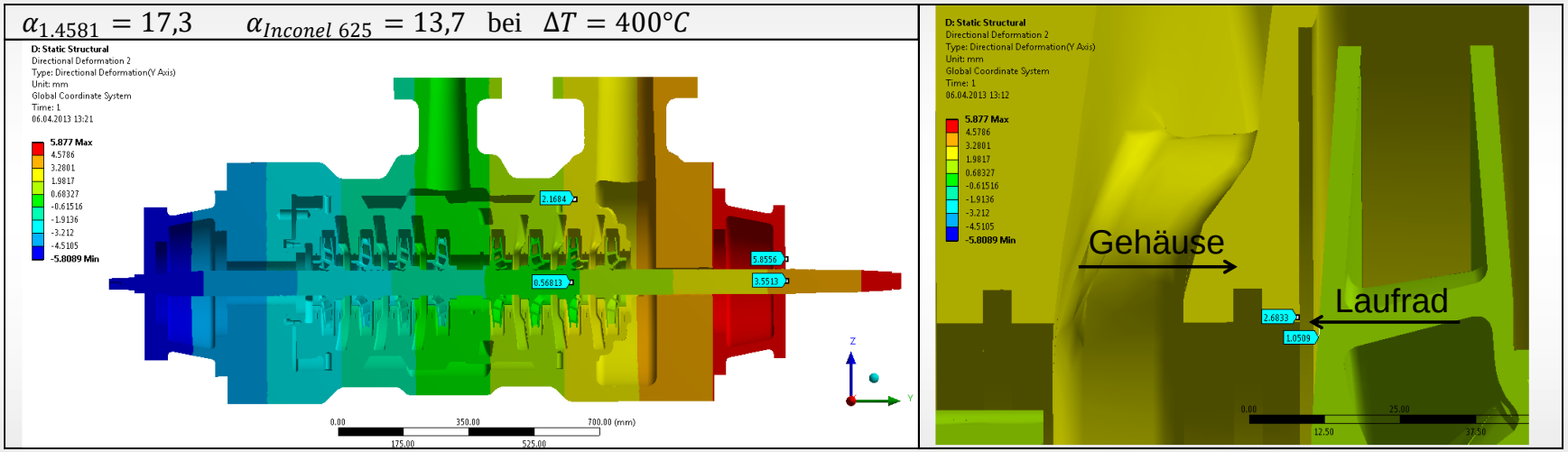
Typ: barrel type, BB5 nach API 610, 8-stufig, Fördermedium: Vakuumgasöl

H: 560 m Q : 64 m^3/h Temp.: 400 °C P: 116 kW



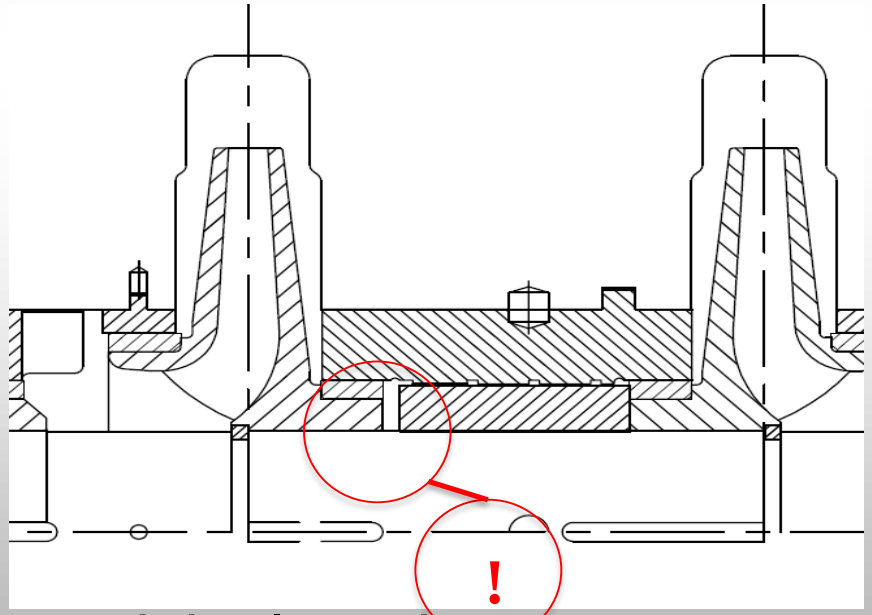
Ergebnisse der FE-Berechnung

- Ausdehnung bei Erwärmung
- Laufrad der 8. Stufe nähert sich dem Gehäuse, Anlaufen dadurch jedoch nicht erklärbar (bei intakter Welle-Nabe-Verbindung)

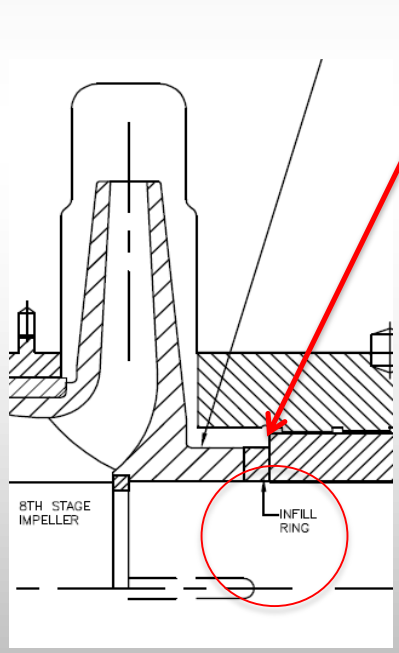


Analytische Berechnungen zeigen ein **Lösen der Presssitzverbindung**; in Kombination mit den auftretenden Betriebszuständen (Position Laufrad/Leitrad; instationäre Betriebszustände,…) ist dadurch das Anlaufen durch Umkehr des Axialschubes erklärbar

- Tatsächliche Schadensursache: Lösen des Presssitzes der Welle-Nabe-Verbindung aufgrund unpassender Materialpaarung analytisch ermittelt
- **Abhilfe 1 :** Wellenwerkstoff von Inconel 625 auf laufradähnlichen Werkstoff 1.4539 geändert
- **Abhilfe 2 :** Designänderung der Welle-Nabe-Verbindung – ein Zwischenring verhindert das Anlaufen der Laufräder



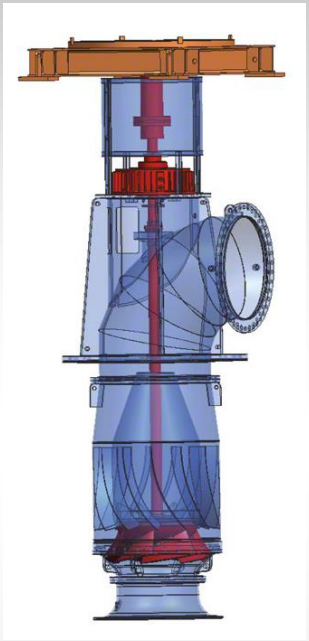
Original Design



Neues Design

Herausforderung: Eta und NPSH im Designpunkt und Überlast

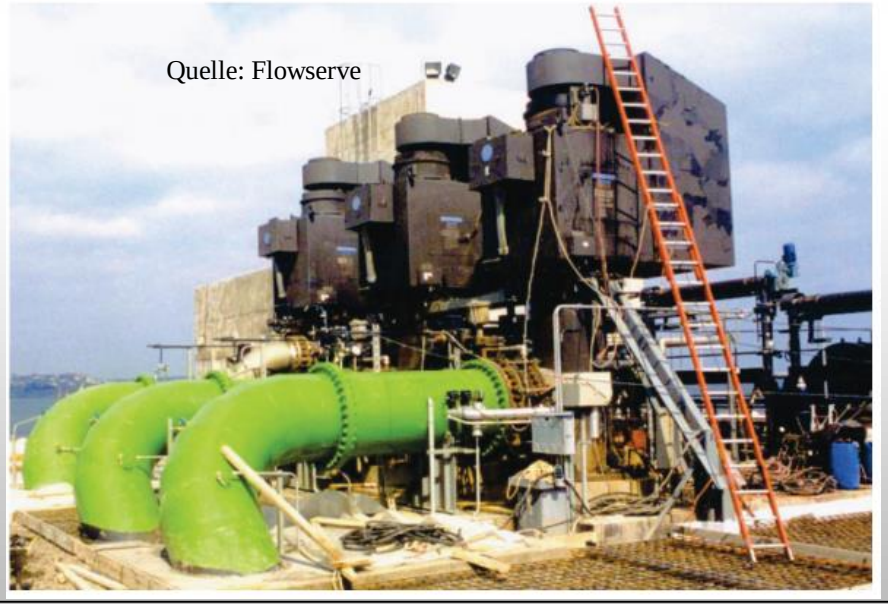
Quelle: KSB



Quelle: Andritz AG

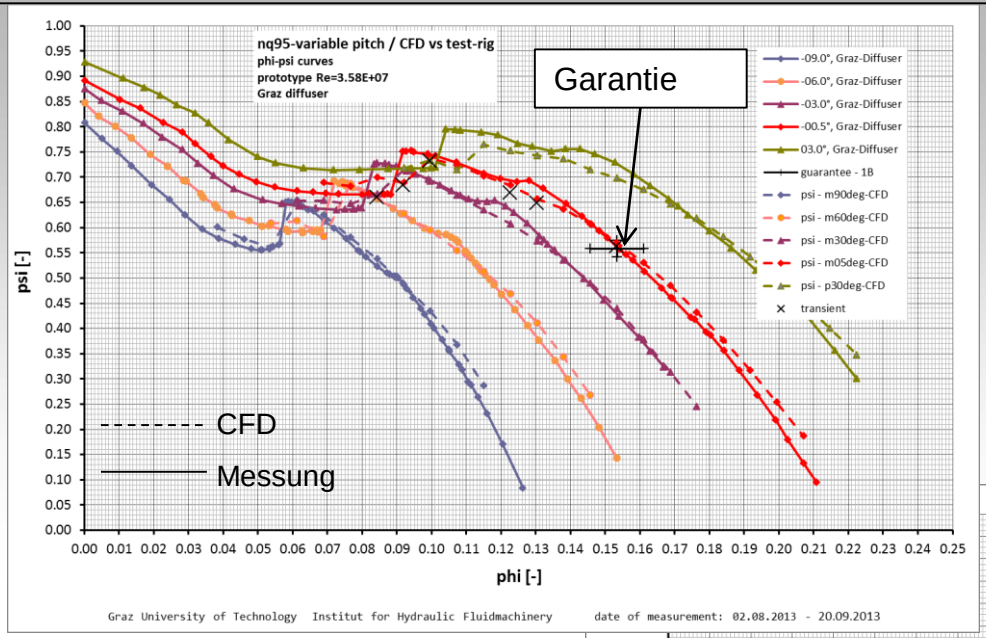
Q [m³/s]	5		Q [m³/min]	300		Q [m³/s]	5
H [m]	27		H [m]	27			
n [rpm]	507		n [rpm]	507			
n_q	95.71		n_s	741.39			
$NPSH_{3\%, Qdesign}$	9.68		$NSS_{Qdesign}$	1600			
$NPSH_{3\%, 130\%*Qdesign}$	12.57		NSS Q=130%*Qdesign	1500			

Quelle: Flowserve



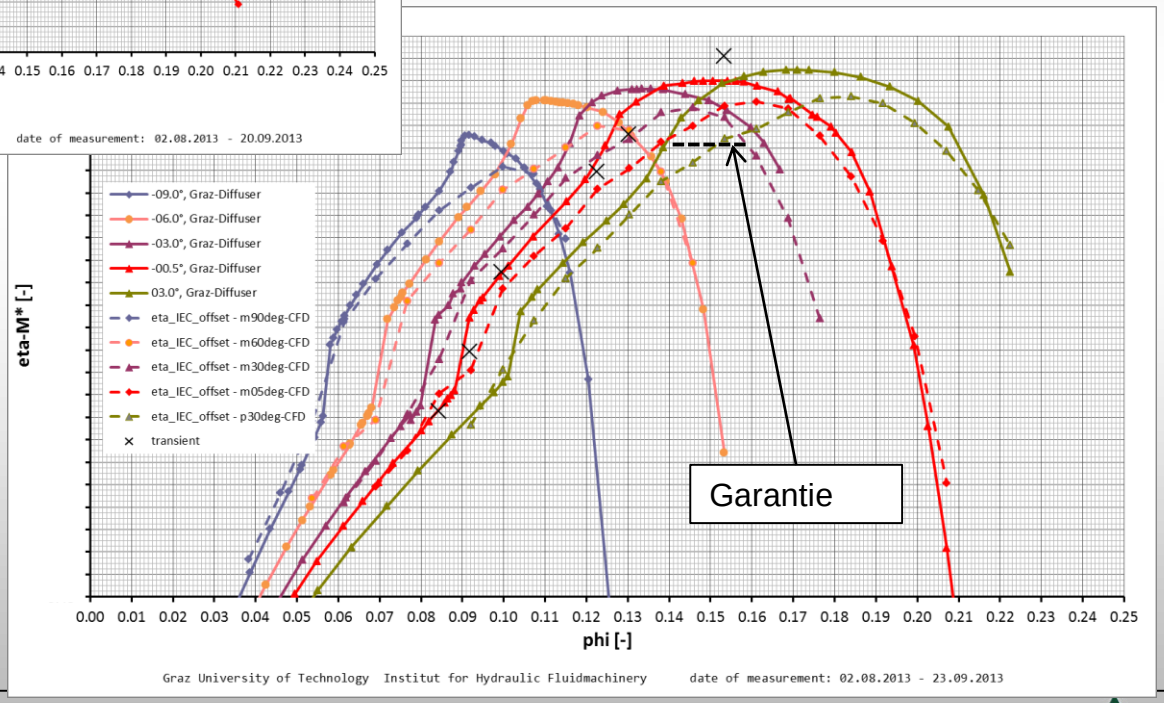
® This document may only be published as entire document without alterations. In case of publishing or reprinting in extracts, the authors approval has to be obtained in advance

Ergebnisse Modellversuch

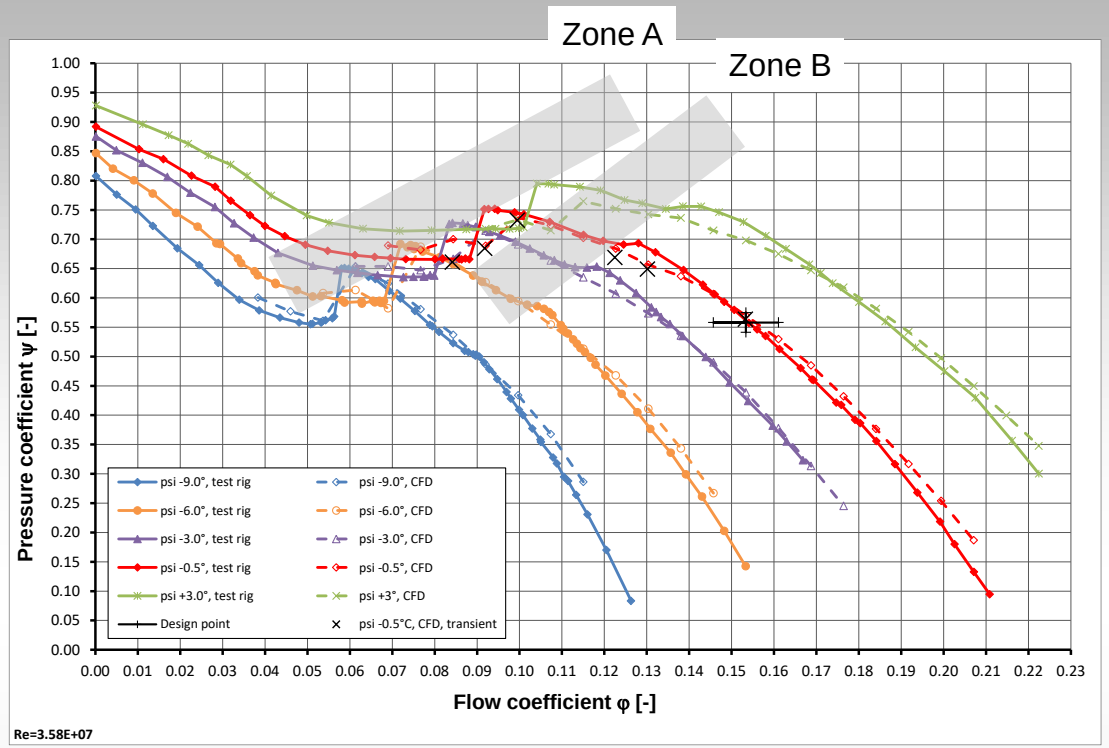


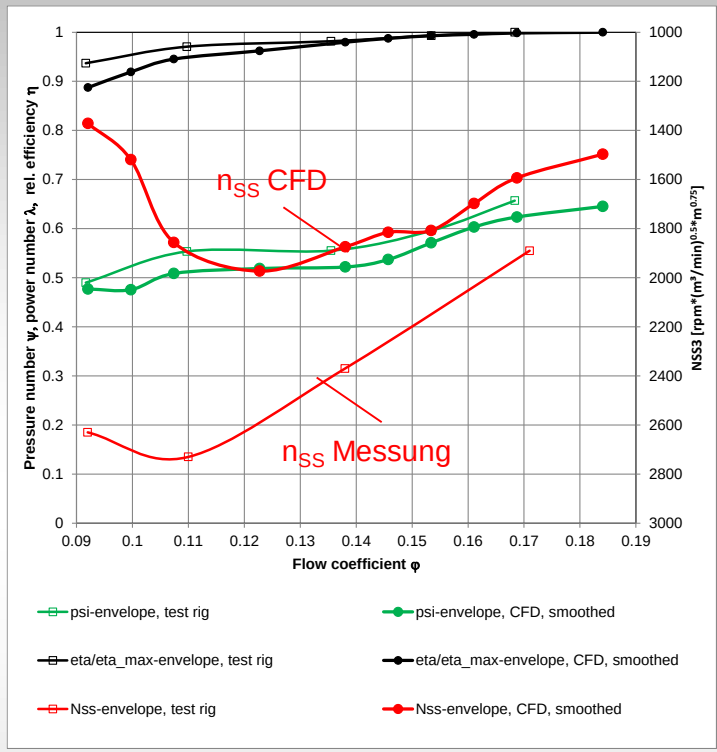
- Messung und CFD zeigen gute Übereinstimmung
- Nicht aufgelöst werden konnte die „Diffusorinstabilität“
- Eliminierung der Diffusor-Instabilität durch Modifikation des Diffusors möglich, Wirkungsgradeinbuße in Überlast

- Wirkungsgradvorgaben werden deutlich übertroffen



CFD vs Experiment – Laufschaufelverstellung





- Zone A (Teillast-Instabilität) gut aufgelöst sowohl bei stationärer und transienter (X) Berechnung
- Zone B (Diffusor-Instabilität) schwach ausgebildet und in CFD nicht aufgelöst
- Zum Erreichen des Überlast-Kavitationspunktes leichte Verschiebung des optimalen Betriebspunktes zu Überlast

Einhüllende für
- rel. Wirkungsrad (bezogen auf Opt.),
- Druckziffer
- Kavitation-Kennzahl NSS

CFD-Berechnungn (Envelope) der Kavitation zu vorsichtig
(CFD zu weit auf der sicheren Seite)

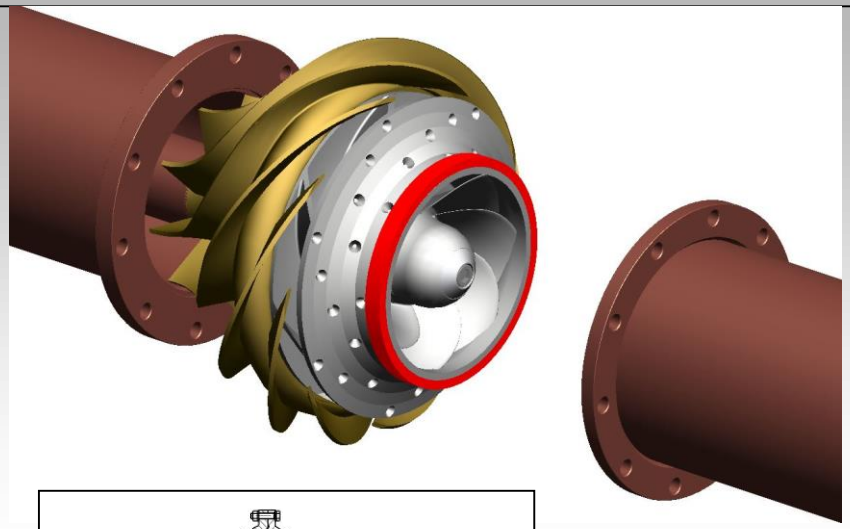
Diagonal-Pumpe für **niedrige** spezifische Drehzahl

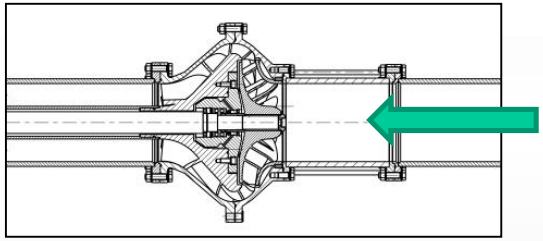
Entwicklung einer Pumpenhydraulik in mixed-flow Bauweise (Bohrlochpumpe / Nassaufstellung) niedriger spezifischer Schnellläufigkeit n_q = 36 U/min

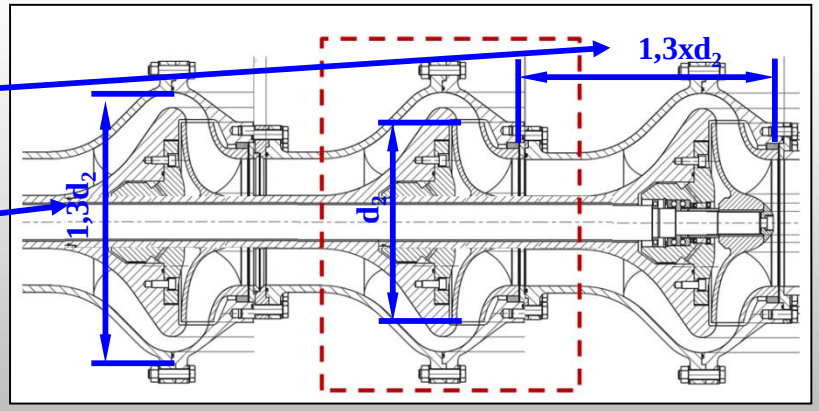
Hydraulik für ein- und mehrstufige Anwendung einsetzbar

Pumpe muss Anforderungen gemäß API 610 erfüllen

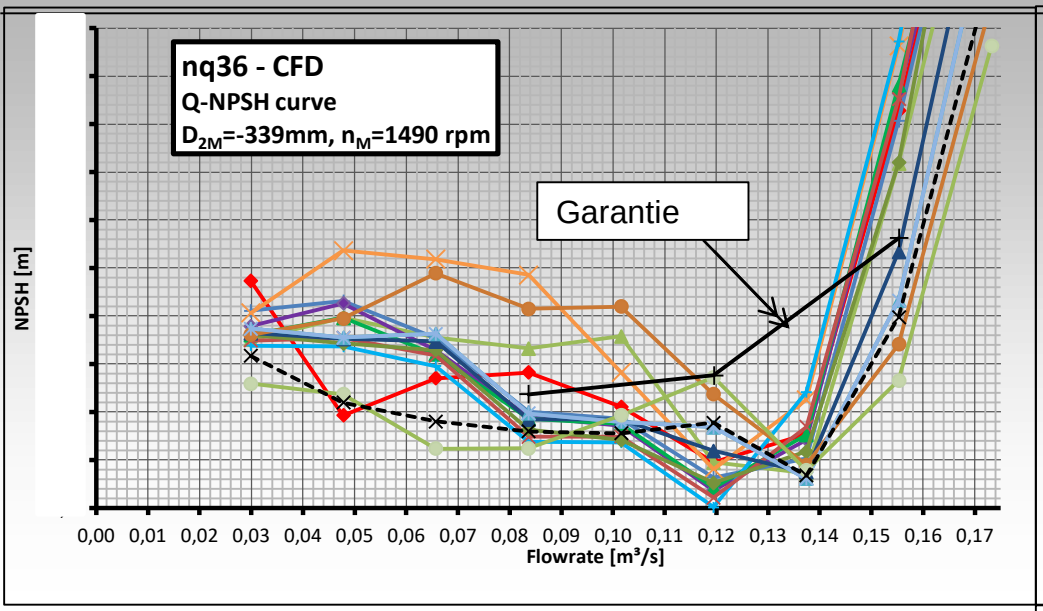
- $n_{q@BEP}$ Toleranz: ± 1,5 %
- **Herausforderung:** Q_{BEP} nq-36-Kennlinien: flach
  - Stabile Kennlinie bis Q < 30%
  - Nullförderhöhe H_0: min. 120% H_{BEP}
    max. 128% H_{BEP}
- Wirkungsgrad und NPSH
- Max. axiale Erstreckung einer Stufe: 130% d_2 (100% d_2 realisiert)
- Max. radiale axiale Erstreckung einer Stufe: 130% d_2

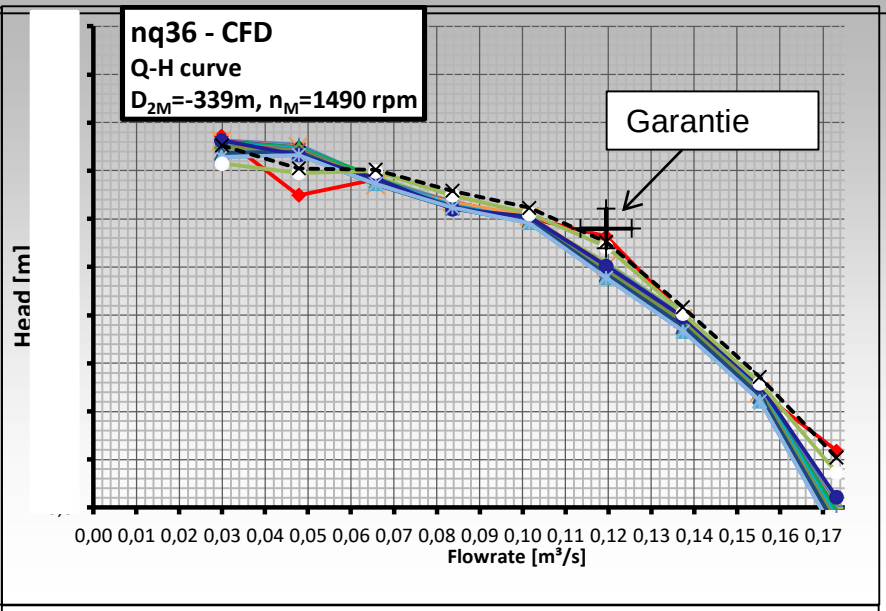




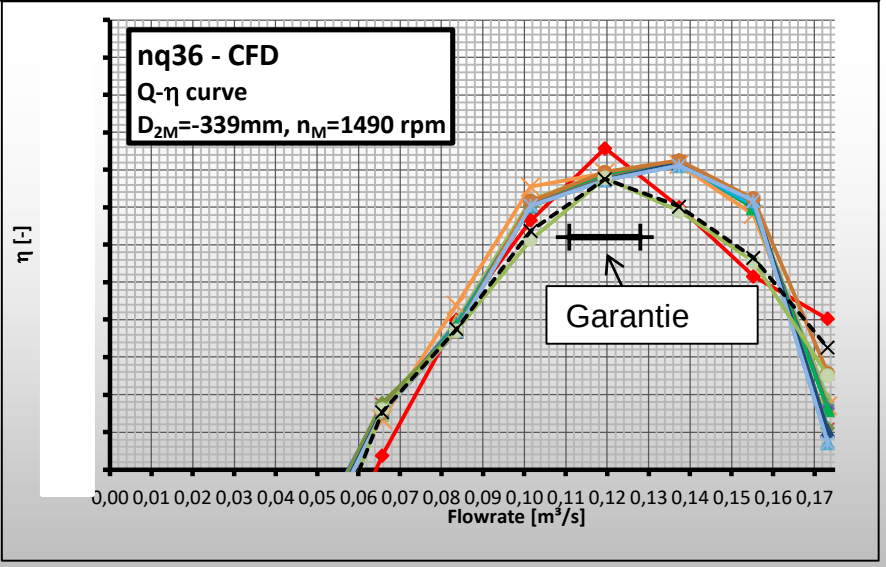


Laufraddesign – Pumpencharakteristik

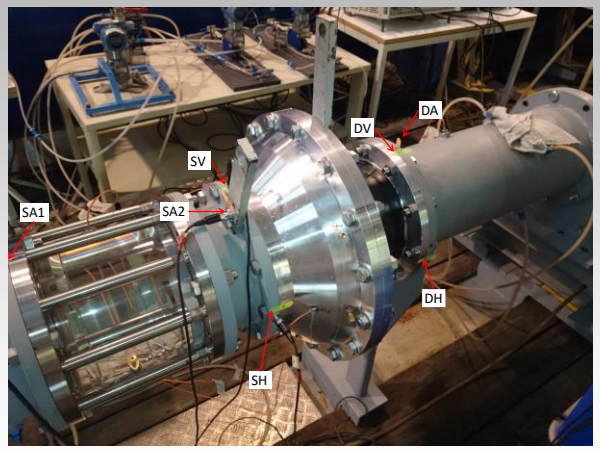


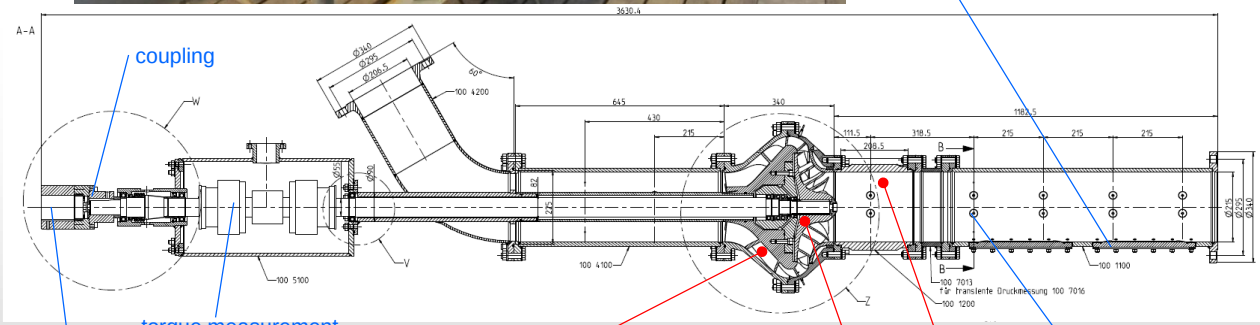


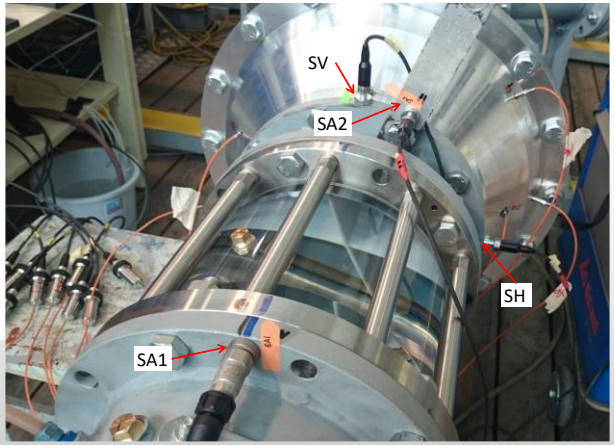
- Hauptaugenmerk auf Kavitationsverhalten, d.h. Geometrie der **Eintrittskante**; Vergleich der unterschiedlichen Varianten (oben links)
- kaum Auswirkung auf Betriebspunkt: Kennlinie bzw. Wirkungsgrad nahezu ident
- **strichlierte Linie zeigt ausgeführte Variante**
- Automatisierter Optimierungsalgorithmus
- Mehr als **300 Diffusor-Varianten** untersucht



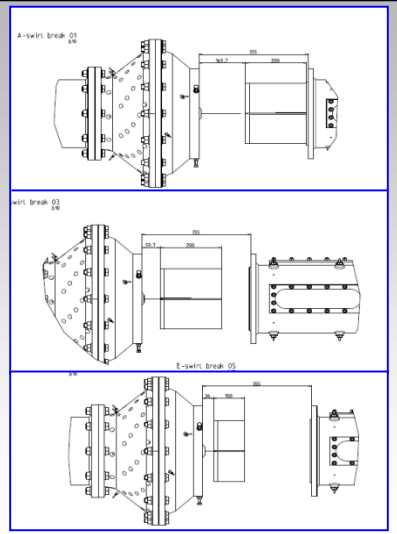
Abnahmemessung nach ISO 9906 inkl. Schwingungsmessung





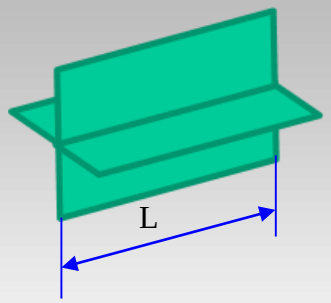


Teilllastwirbel – Drallbrecher / Eintrittsleitkreuz

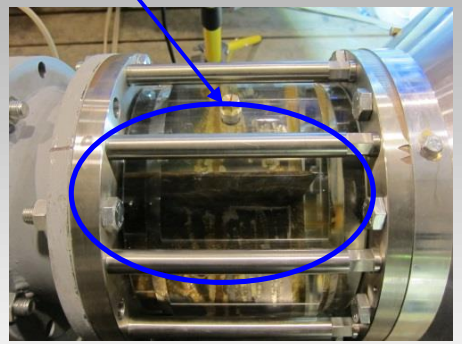


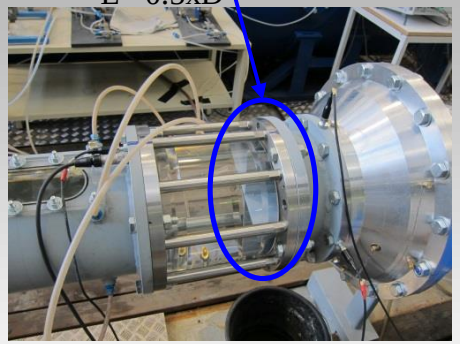
L~ 1xD

L~ 1xD



L~ 0.5xD

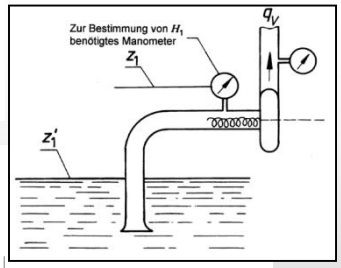


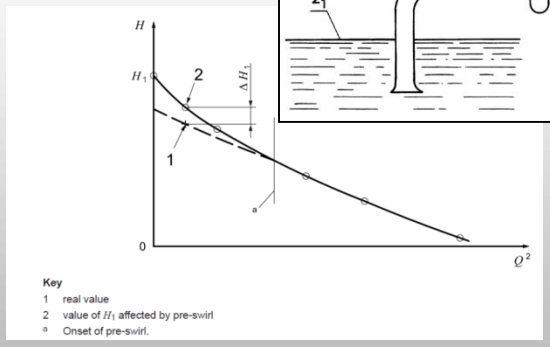


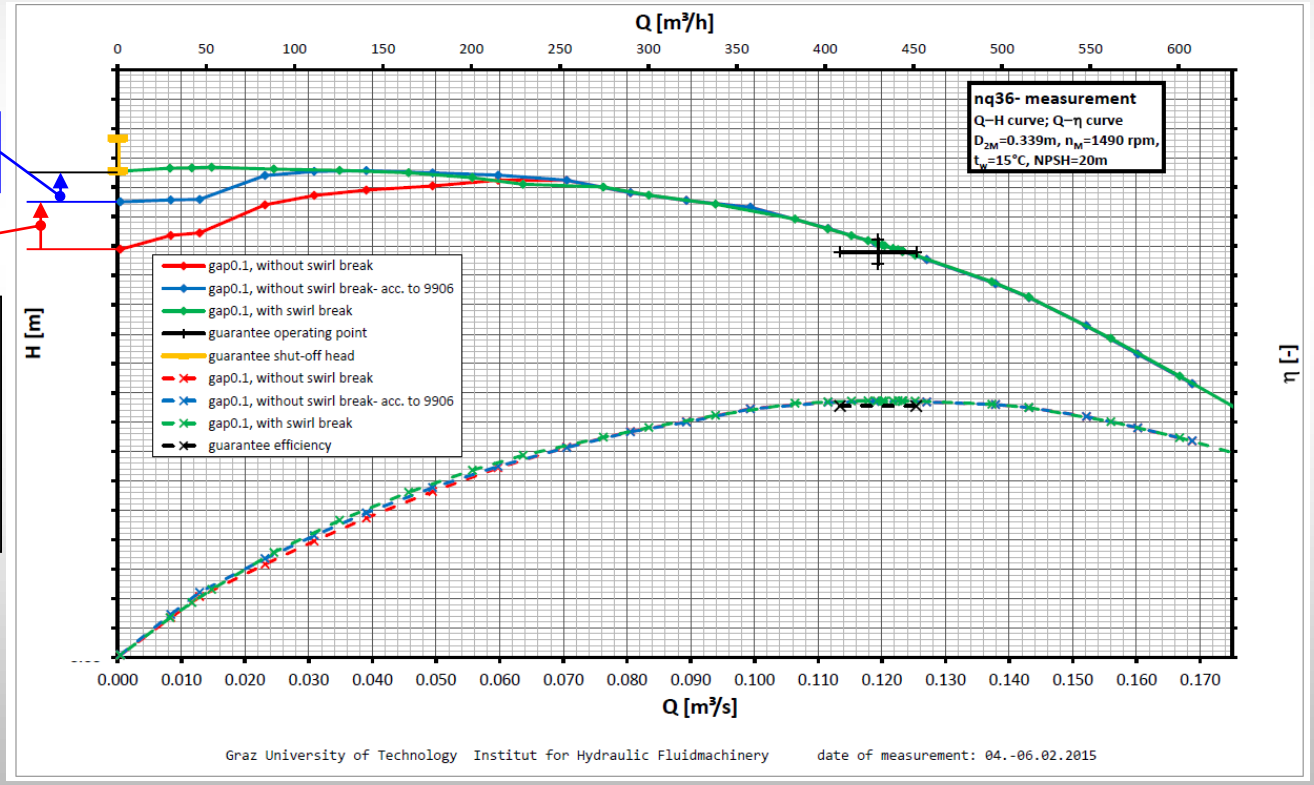
Eintrittsleitkreuz (L~0.5xD)

ISO Förderhöhen-Korrektur

ISO 5198/9906: Korrektur Teilllastwirbel

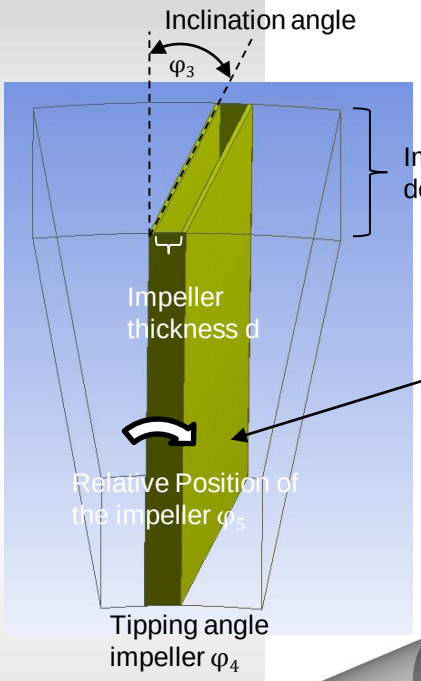


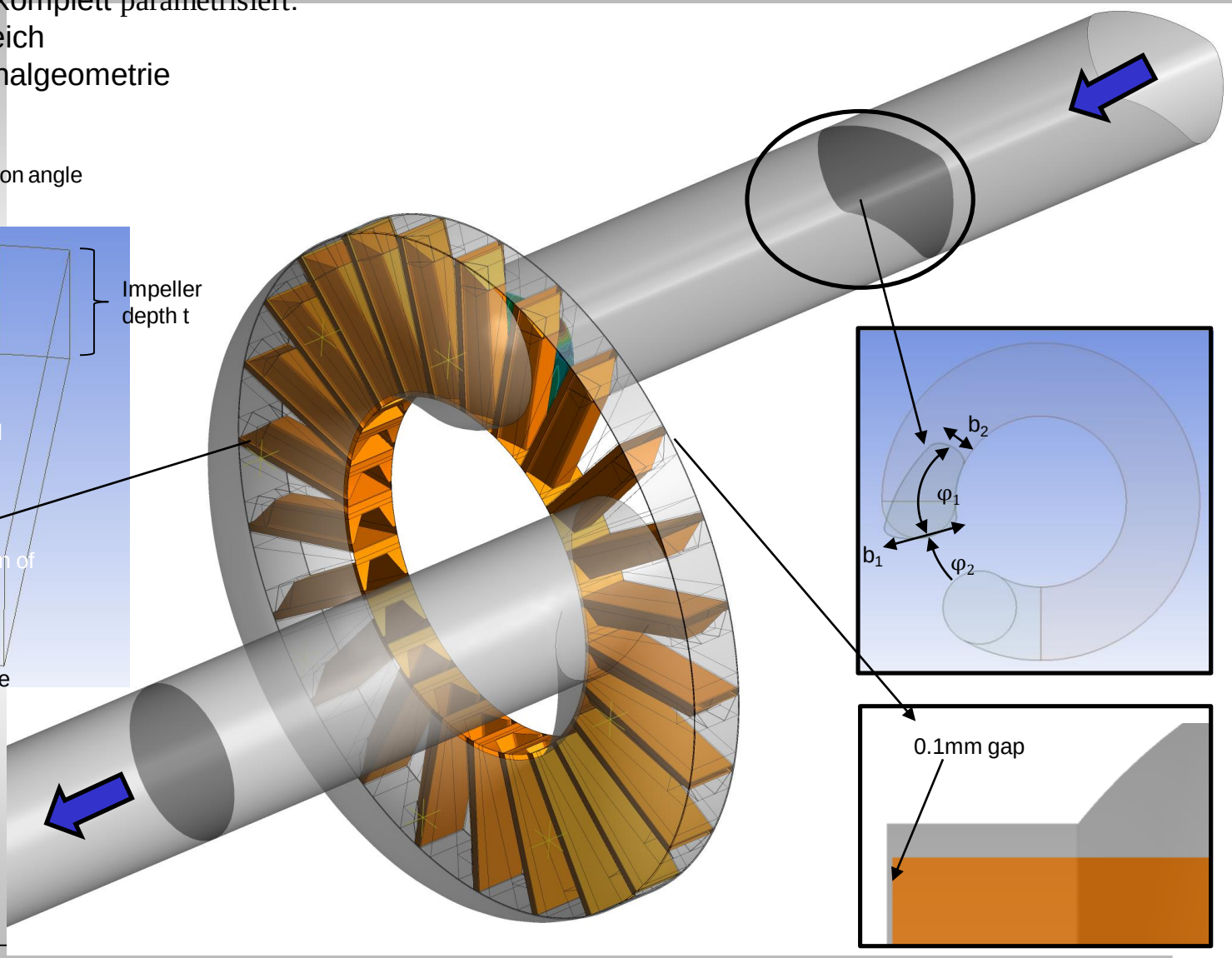




Zur Analyse komplett parametrisiert:

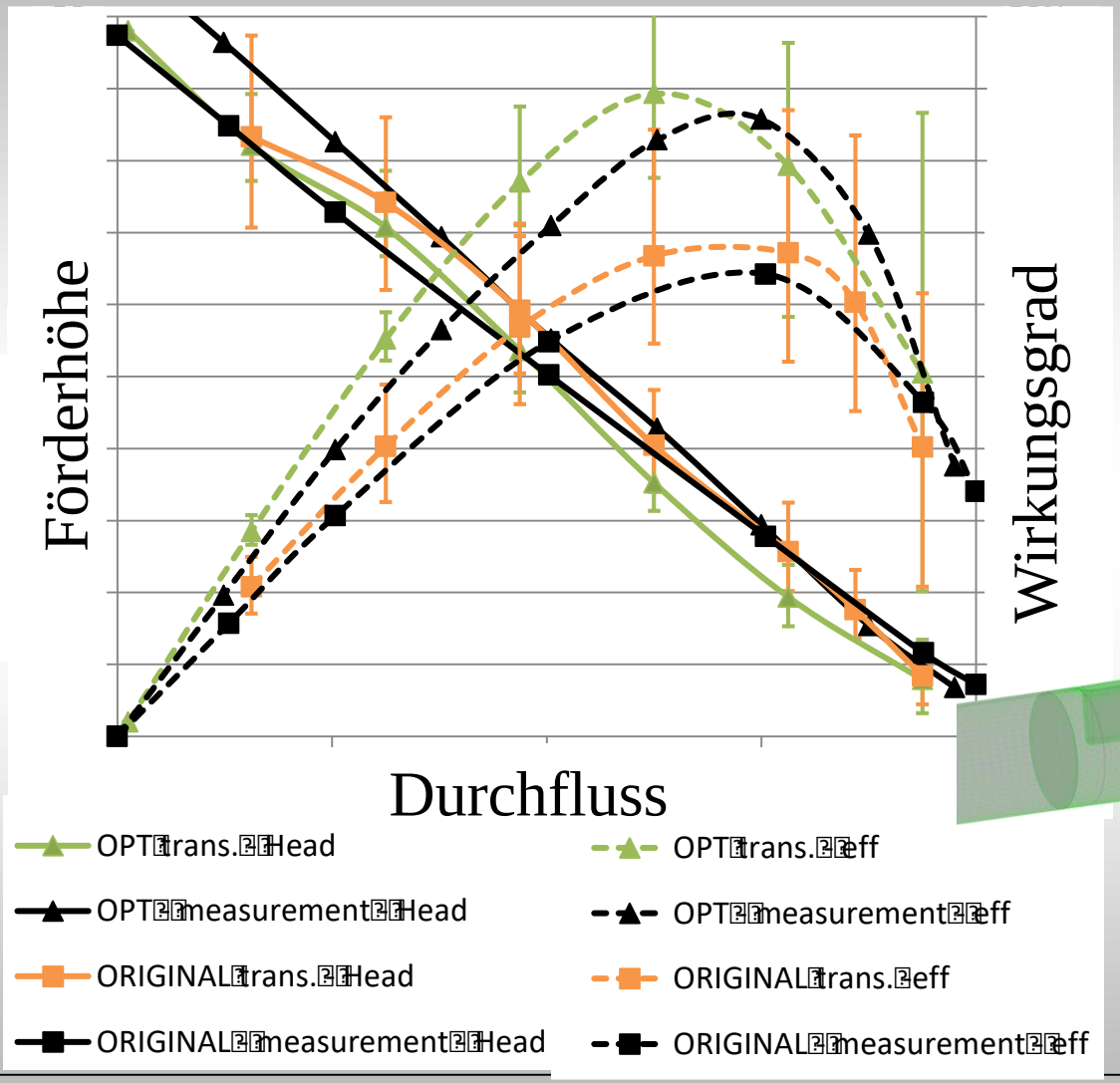
- Saugbereich
- Seitenkanalgeometrie
- Laufrad

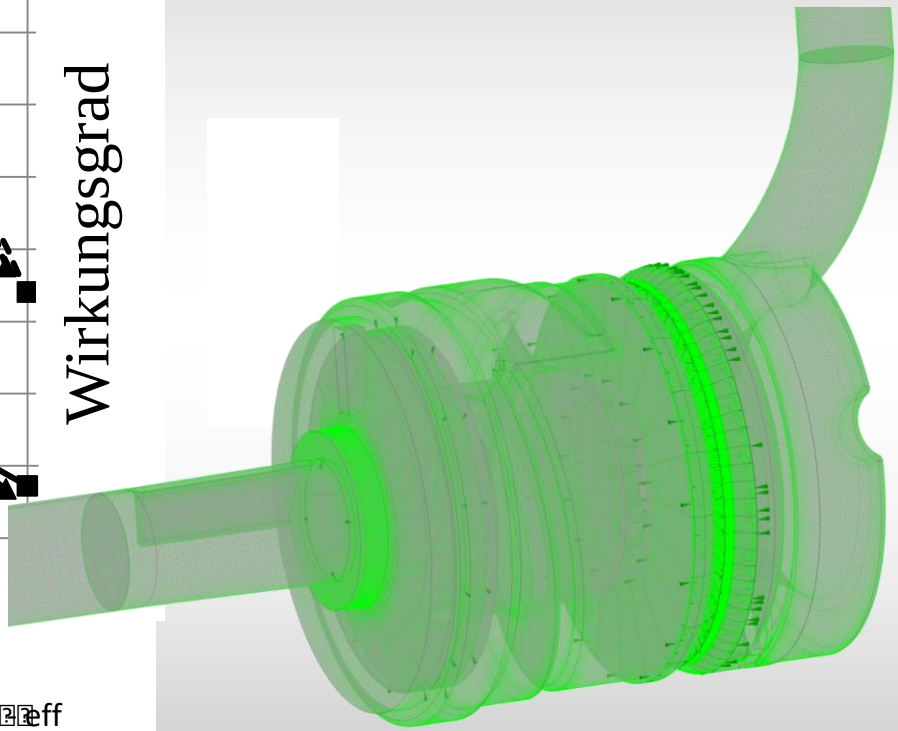


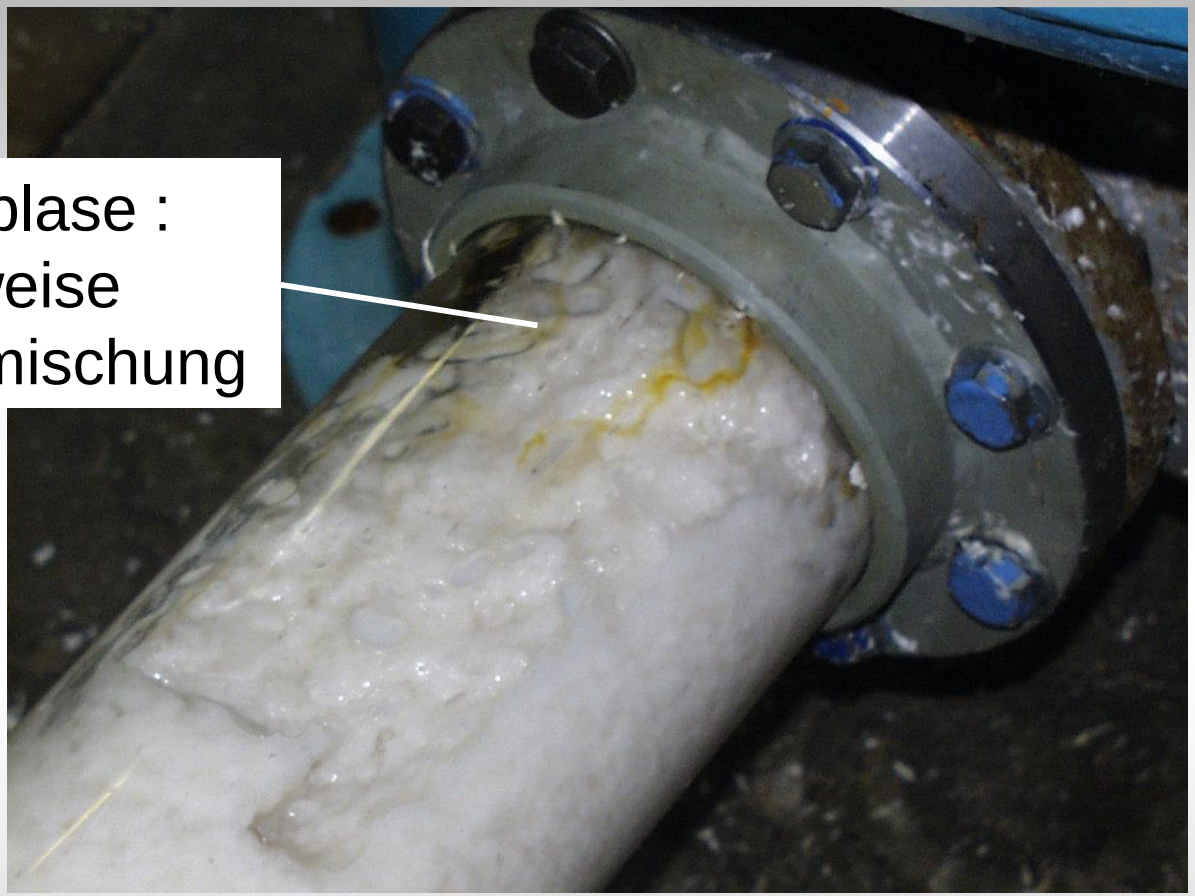


Mosshammer, M., Benigni, H., Jaberg, H., & Konrad, J. (2019). Maximum efficiency despite lowest specific speed-simulation and optimisation of a side channel pump. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, *4*(2), [ijtpp4020006]. https://doi.org/10.3390/ijtpp402000

Vergleich der Ergebnisse für Durchfluss, Höhe und Wirkungsgrad, Bestehende Hydraulik und optimierte Version



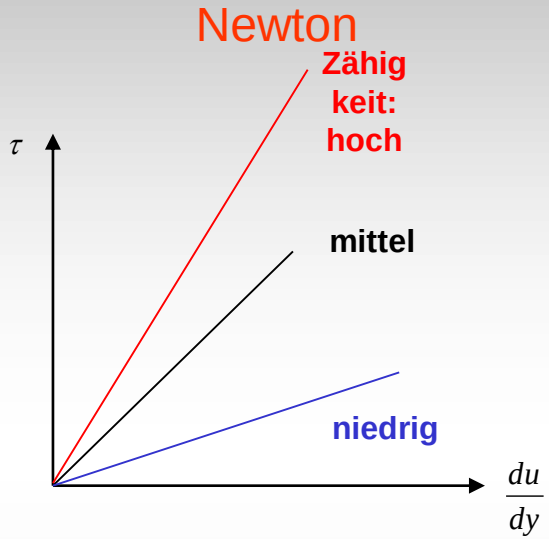


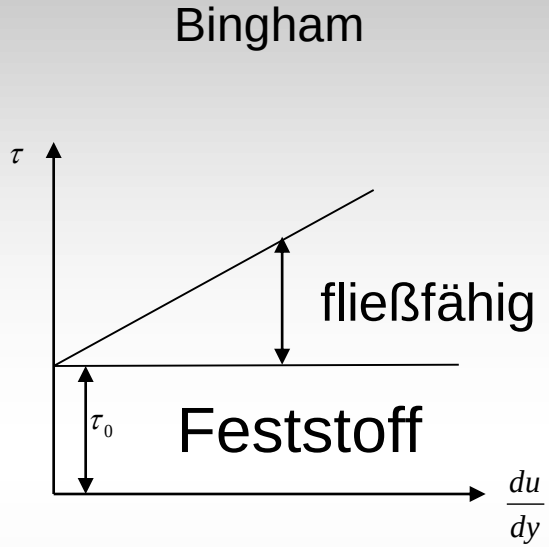


Zellstoff als Beispiel für zähes 3-Phasenmedium

Alle fließfähigen Medien können gepumpt werden:

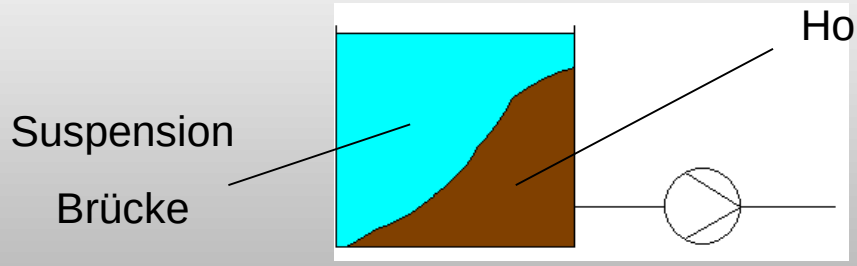
Fließverhalten:



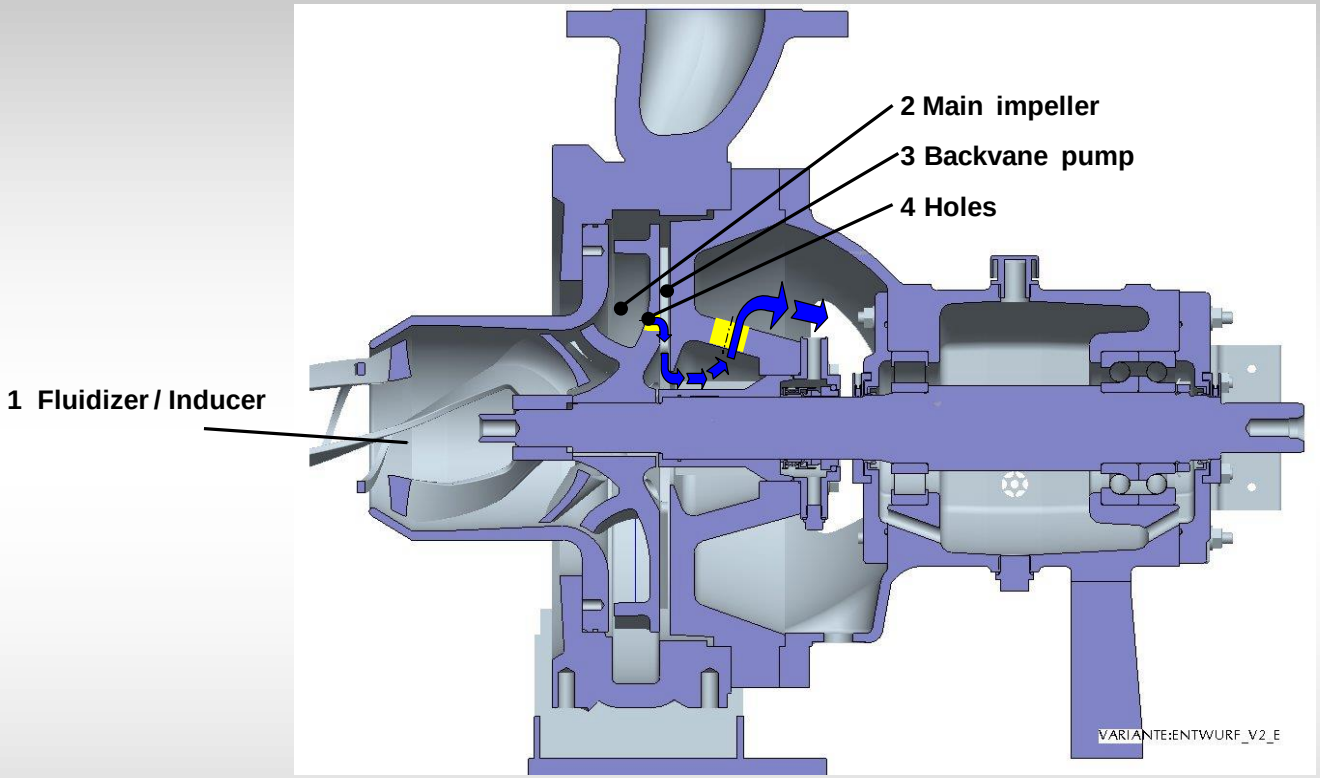


Evtl. Fluidisierung erforderlich (Mischer, Rührer)

Evtl. Brückenbildung vermeiden

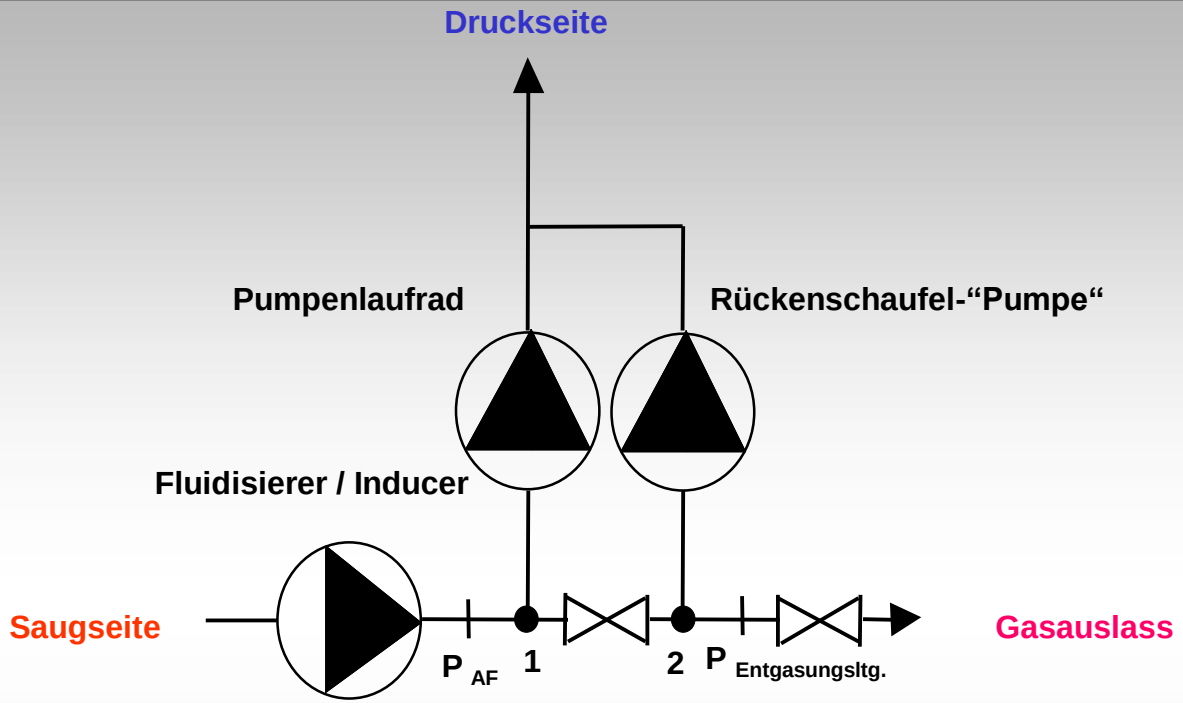


Ausführungsbeispiel für 3-Phasenpumpe



Förderung eines 3-Phasengemischs und Gasabscheidung ohne Vakuumpumpe

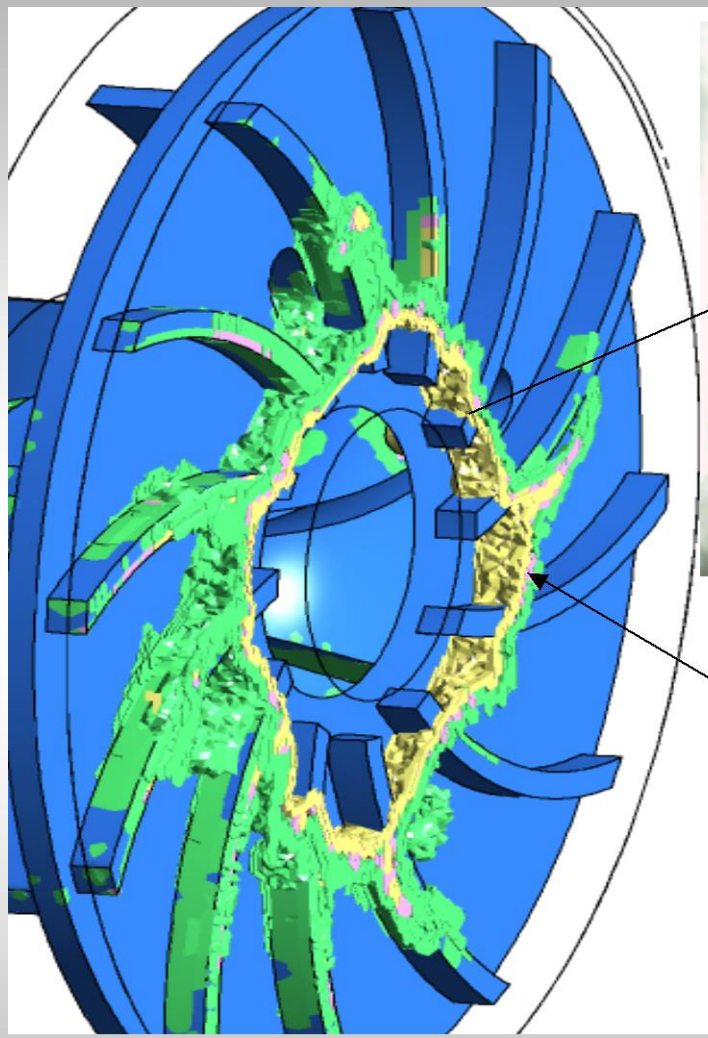
Ausführungsbeispiel für 3-Phasenpumpe



Modellpumpensystemkonfiguration

Förderung eines 3-Phasengemischs und Gasabscheidung ohne Vakuumpumpe

3-Phasenströmung auf der Laufradrückseite



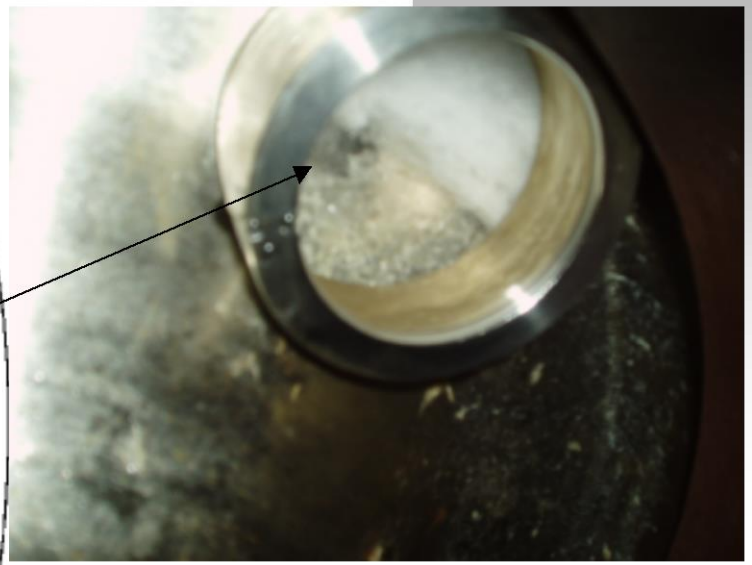


Photo of **separation of pulp and air in impeller back space**

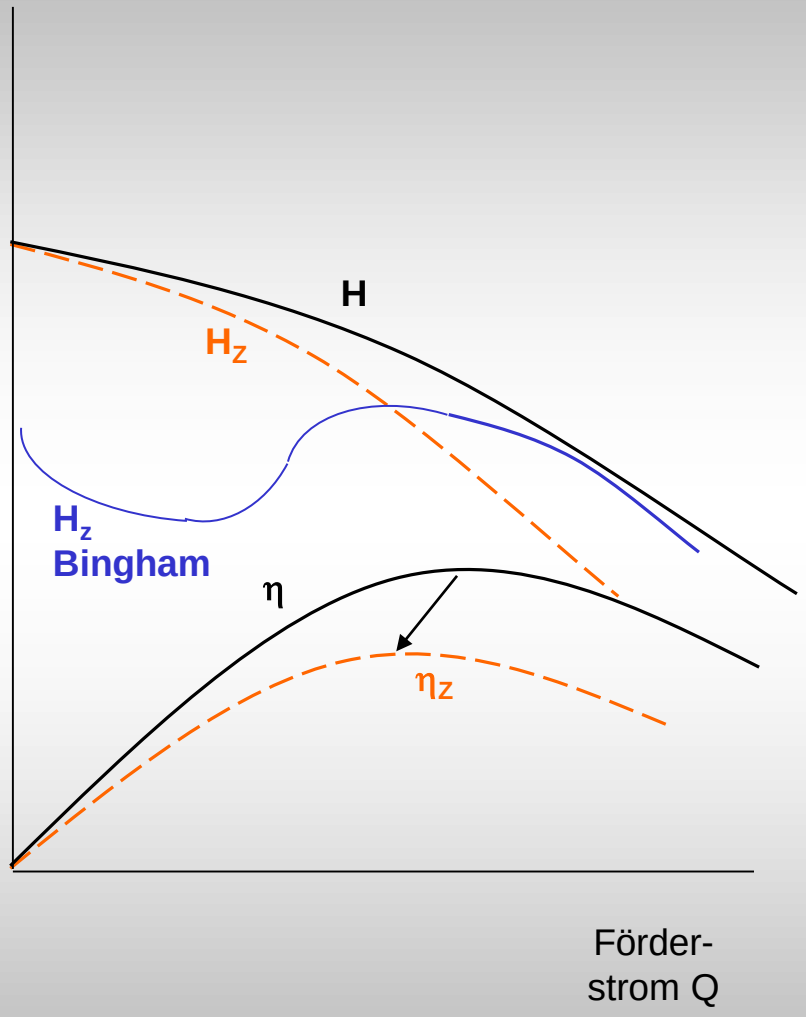
Air content on rear impeller **side, numerical** simulation, picture coloured **with Isovolumes with** an air content (Air.Vol.-Fra**ction) of a value**

	0.001	**(lower air content)**
	0.005	
	0.01	**(higher air content)**

Kreiselpumpen für zähe Medien:

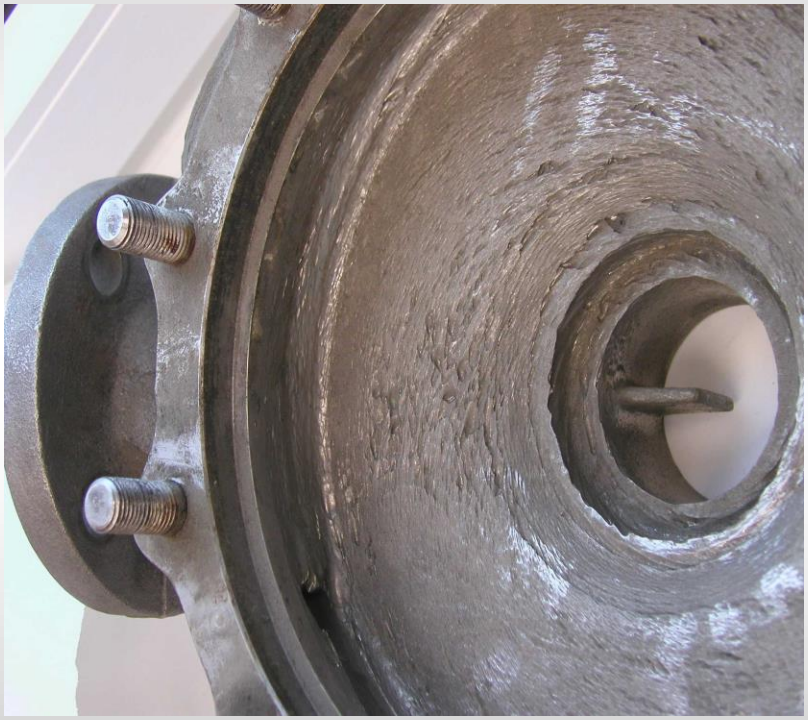
- Nullförderhöhe bleibt unverändert
- Förderhöhe geht bei Q>0 zurück
- Leistungsaufnahme steigt

  beides führt zu niedrigerem Wirkungsgrad mit Optimum bei kleinerem Q



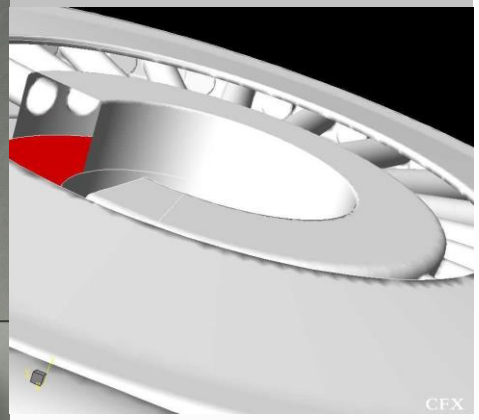
Beispiele für Abrasion

Saugseitiger Radseitenraum / Dichtspalt / Pumpeneinlauf

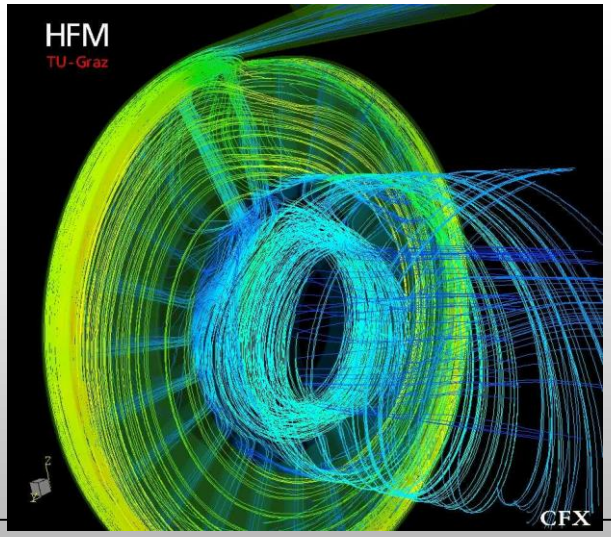


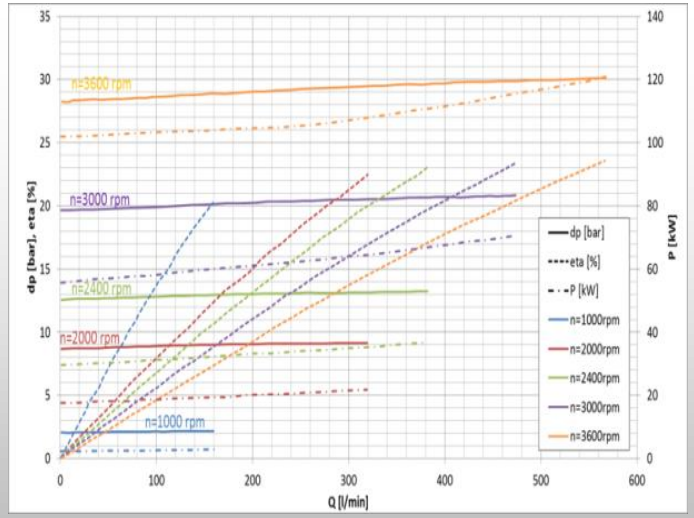
Quelle: Klikos, BASF

Subsea – Anwendung: 1 Stufe = 40 bar

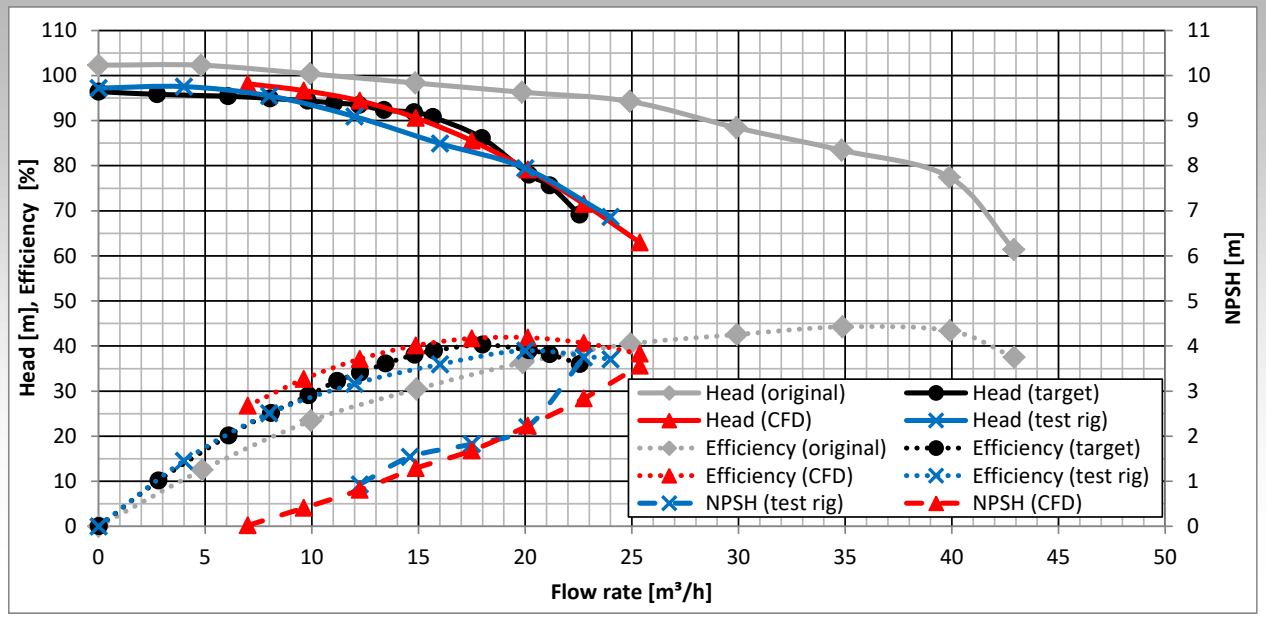


- Small and narrow channels
- Head curve overloop
- Hot oil, sub sea application,
- no maintenance possible

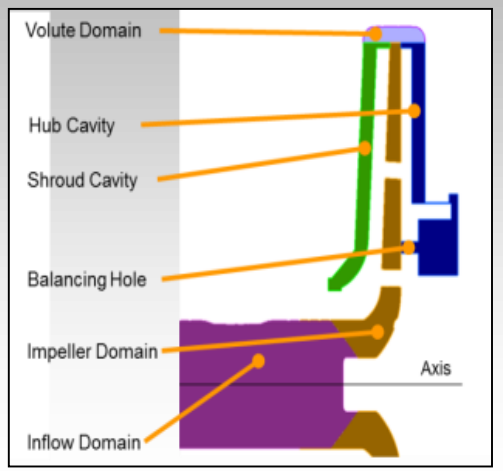




Kreiselpumpe für n_q=7 U/min

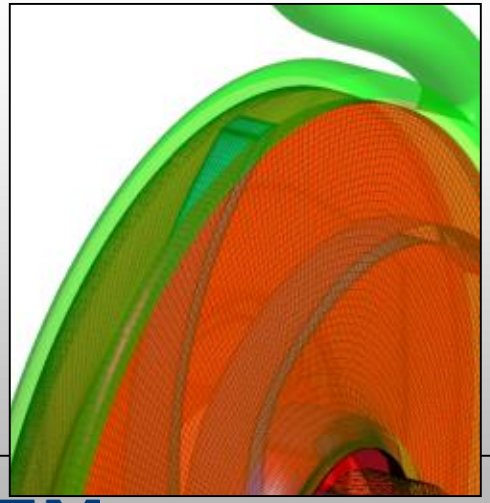


Original design

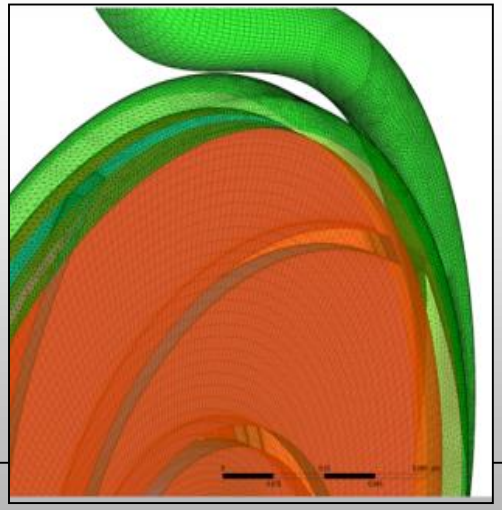


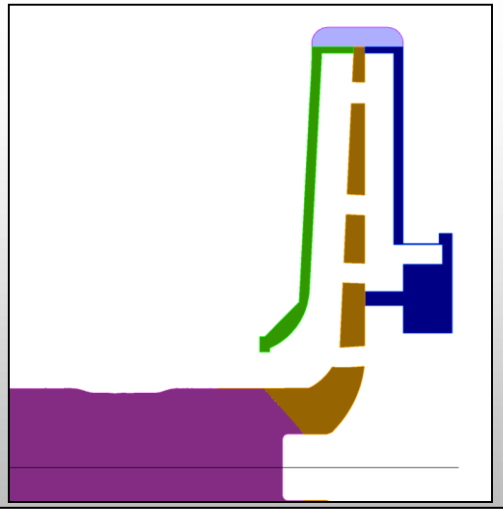
Modified design

Original design



Modified design



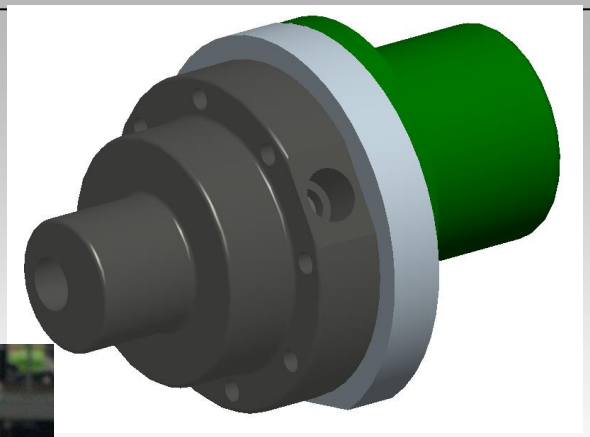


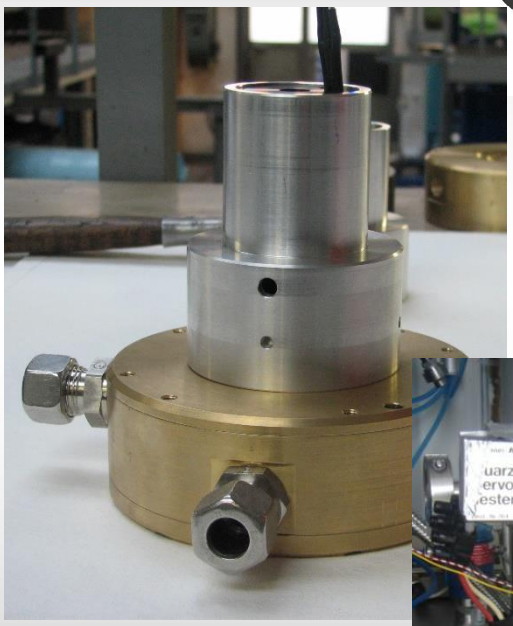
Beispiel:
Pumpe für Wasserstoff:

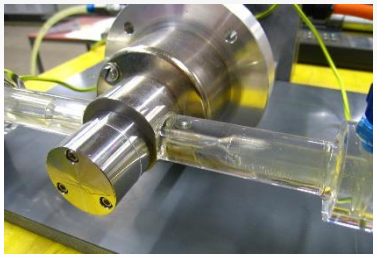
Seitenkanalpumpe

Magnetantrieb

ca. 24.000 UpM



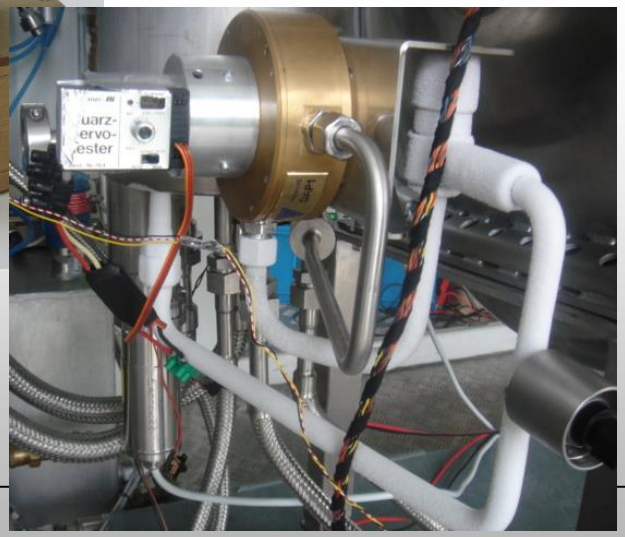


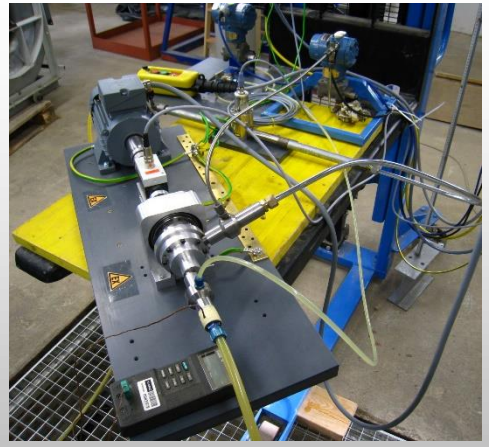


Beispiel:
Einspritzpumpe

Zahnradpumpe mit

Dichtungsschuh



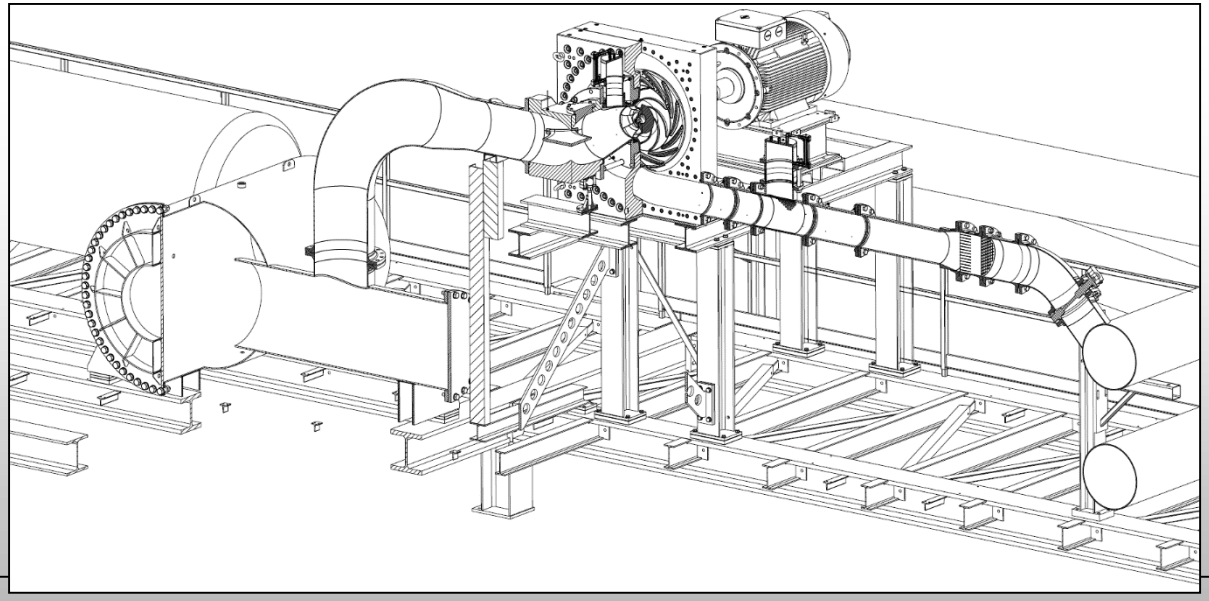


Modell der Pumpe Hattelberg

Einpassung von Traversen & Sporn

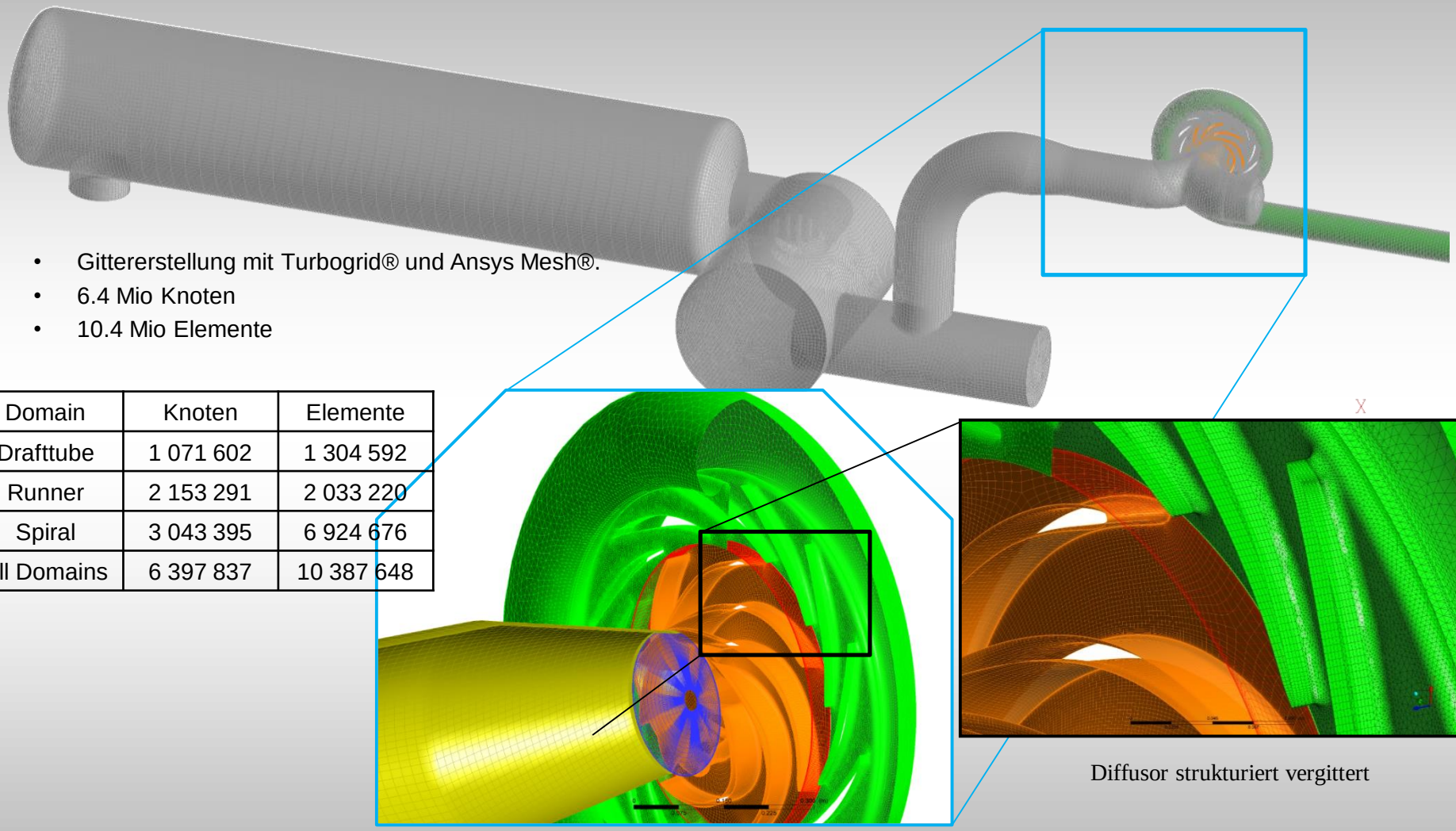
Zusammenbau der Spiralgehäusehälften m Traversen & Sporn

Gesamter Aufbau im Labor



Gesamter Aufbau

CFD-Modell: Testrig



- Gittererstellung mit Turbogrid® und Ansys Mesh®.
- 6.4 Mio Knoten
- 10.4 Mio Elemente

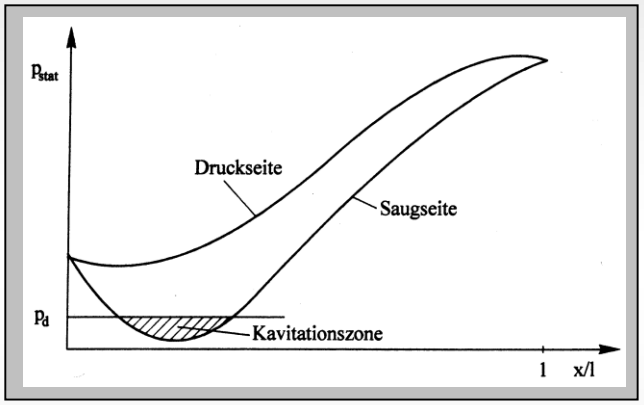
Domain	Knoten	Elemente
Drafttube	1 071 602	1 304 592
Runner	2 153 291	2 033 220
Spiral	3 043 395	6 924 676
All Domains	6 397 837	10 387 648

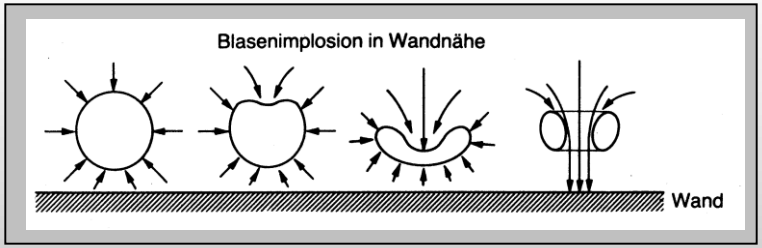
Diffusor strukturiert vergittert

Kavitation

Unter Kavitation versteht man die Hohlraumbildung durch Verdampfen des Fördermediums, wenn der statische Druck der Strömung lokal den Dampfdruck unterschreitet

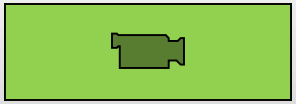
- **Strömungsablösung und Ausgasen treten zwar oft zusammen mit Kavitation auf, hängen aber nicht ursächlich damit zusammen**
- **Die Entstehung der Dampfblasen ist harmlos**
- **Problematisch bis katastrophal sind die Implosionen**

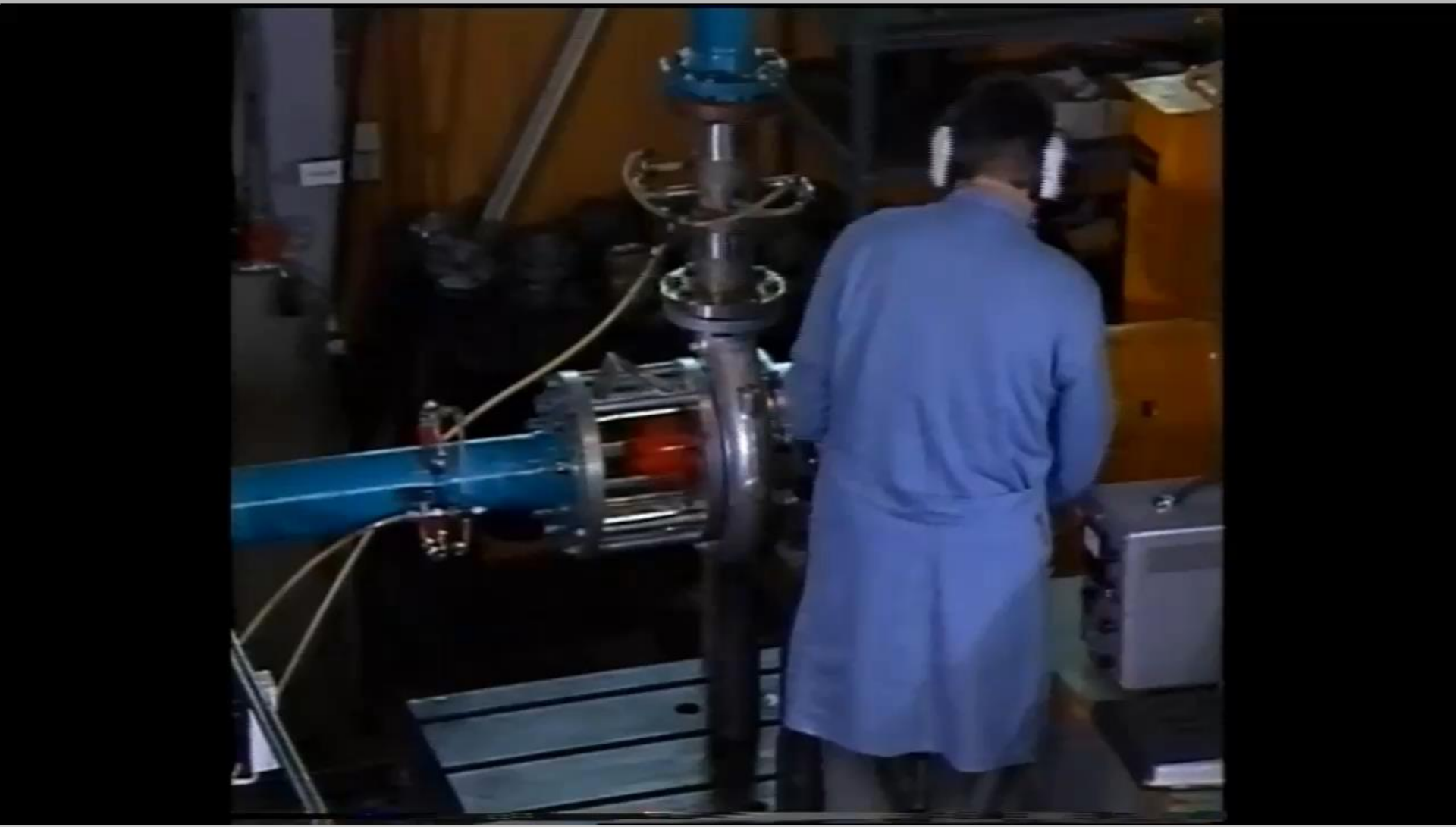




Microjets mit Drücken bis zu mehreren tausend bar

Beispiel Video Kavitaiont:

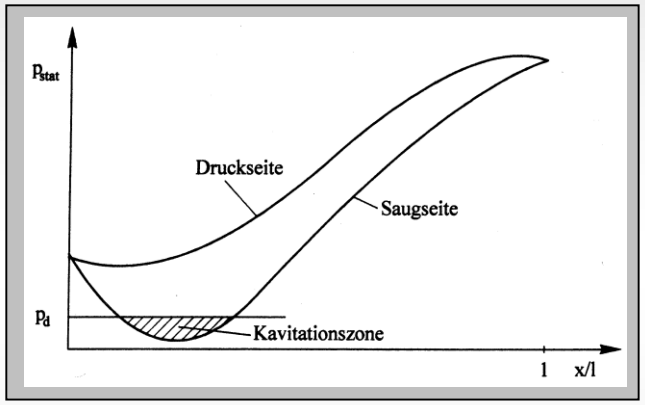


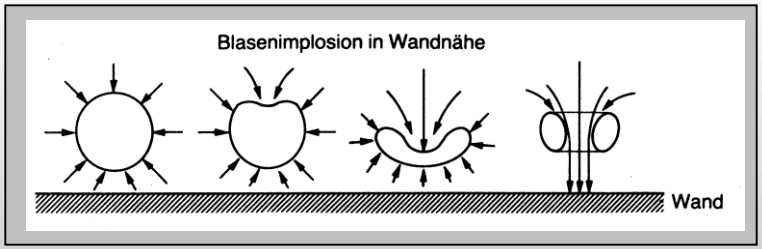


Kavitation

Unter Kavitation versteht man die Hohlraumbildung durch Verdampfen des Fördermediums, wenn der statische Druck der Strömung lokal den Dampfdruck unterschreitet

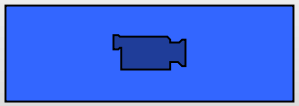
- **Strömungsablösung und Ausgasen treten zwar oft zusammen mit Kavitation auf, hängen aber nicht ursächlich damit zusammen**
- **Die Entstehung der Dampfblasen ist harmlos**
- **Problematisch bis katastrophal sind die Implosionen**

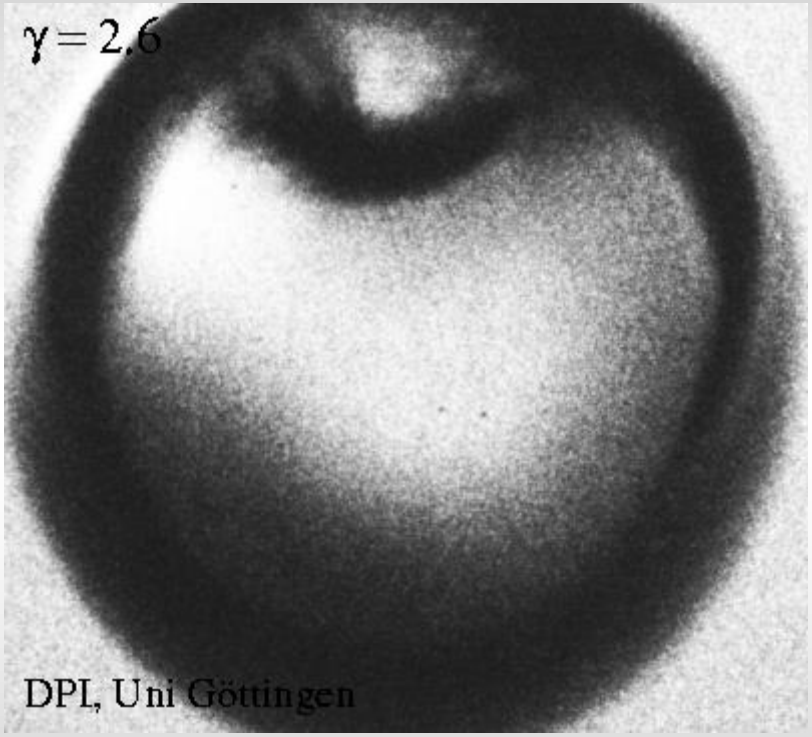




Microjets mit Drücken bis zu mehreren tausend bar

Beispiel Video Kavitations-Blase:




γ = 2,6
DPI, Uni Göttingen

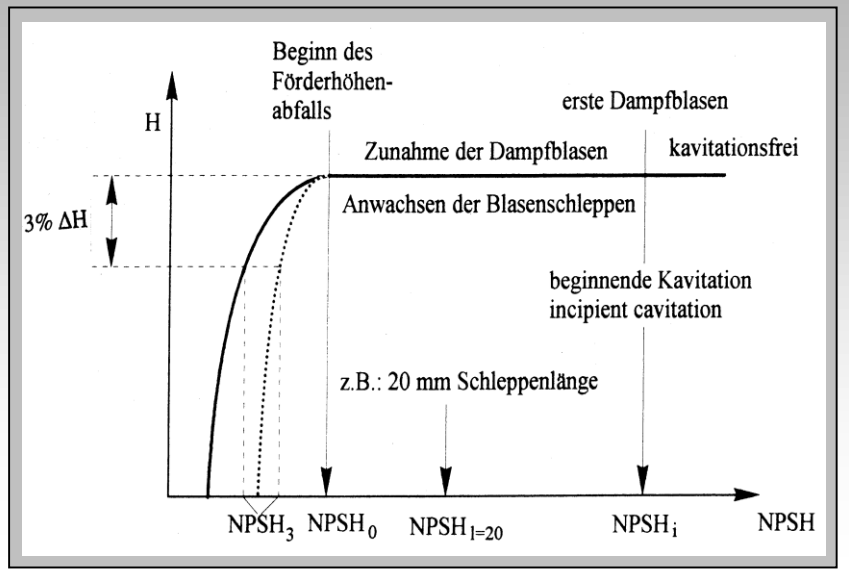
Kavitation

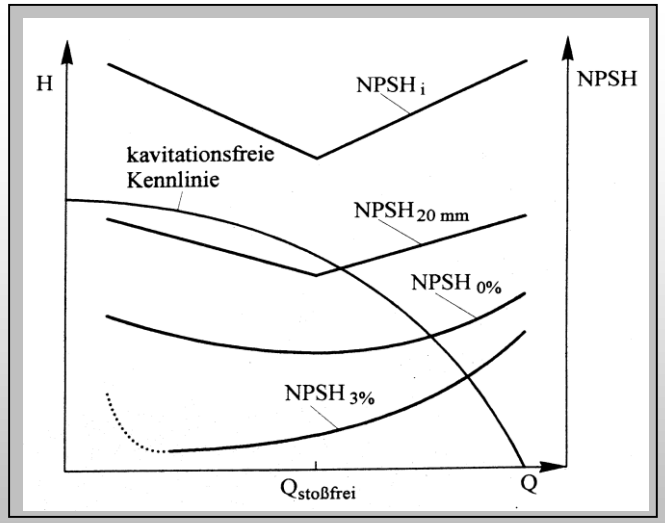
- **Weil der statische Druck an der Kavitationsstelle sehr schwer zu bestimmen ist, mißt man den Totaldruck an einer Kontrollstelle S und beobachtet die Kavitation innerhalb der Pumpe: $NPSH_P$**

$$NPSH_P = \frac{p_{tot,S} - p_d}{\rho \cdot g}$$

- **Das Kavitationsverhalten einer Pumpe hängt ab von**
  - **Eintrittsgeometrie (Diffusor)**
  - **Laufradgeometrie**
  - **Durchsatz**
  - **Drehzahl**
  - **Kavitationskriterium**

- **Das Kavitationsverhalten einer Pumpe wird experimentell ermittelt:**
  - **Abreißäste für verschiedene Q**
  - **NPSH (Q) für jedes Kriterium**

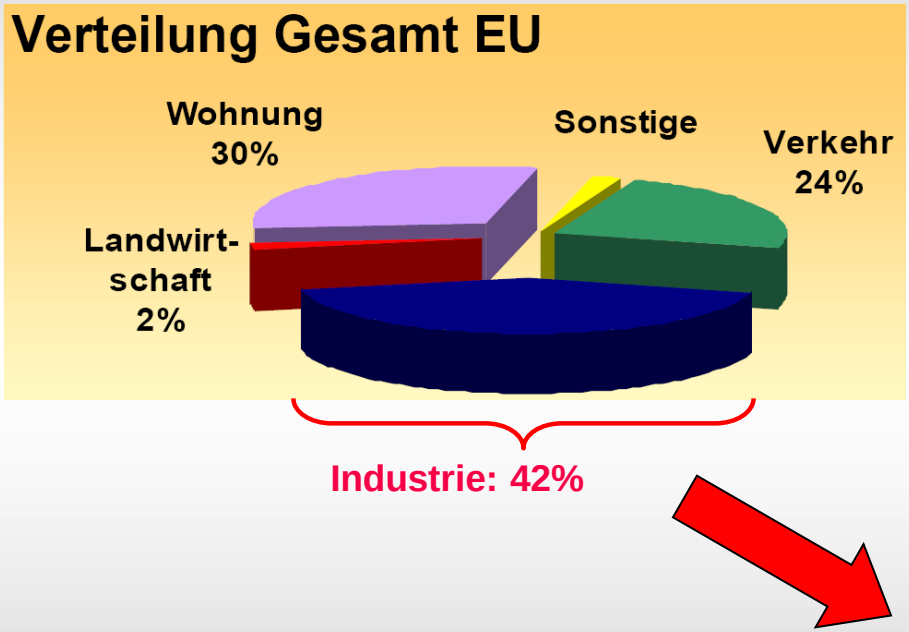


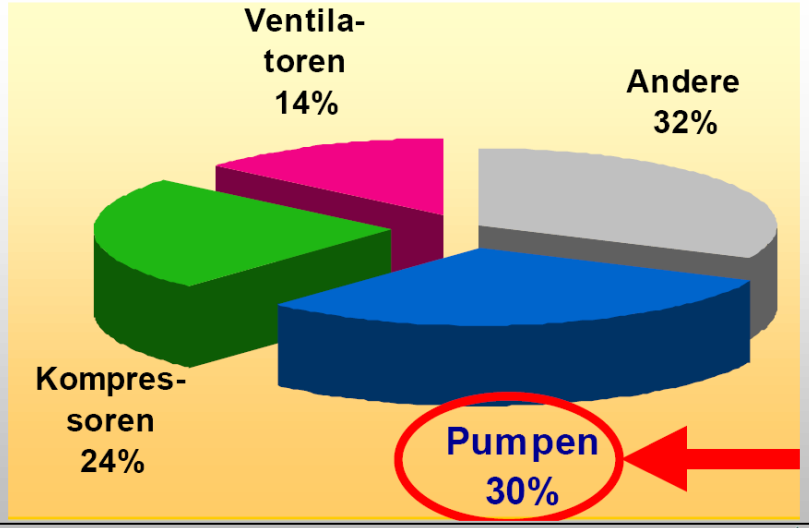


Pumpen sind der größte Verbraucher elektrischer Energie

Pumpen : **30% des Stromverbrauchs der Industrie (=42% von Gesamt)**

13% des gesamten Stromverbrauchs der EU!!!

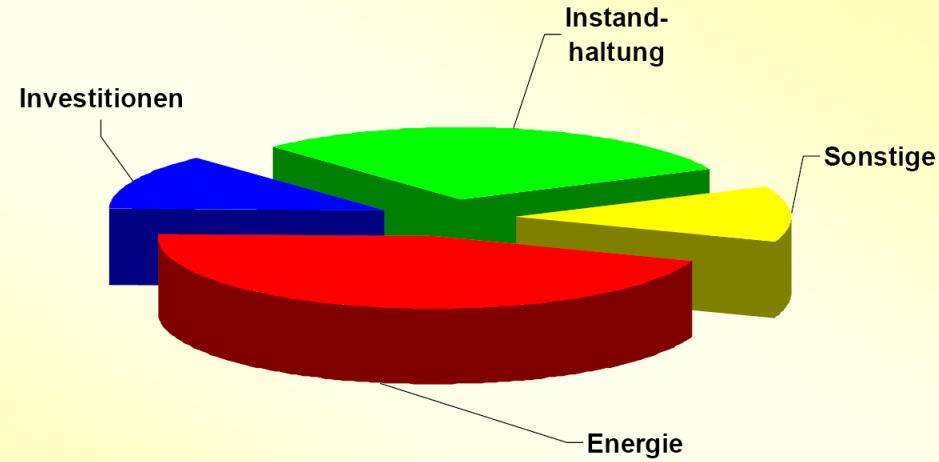




Quelle: Fraunhofer Institut Systemtechnik und Innovationsforschung

Hauptsache: Energiekosten

Die Lebenszykluskosten von Pumpen werden in größtem Maße von Energie geprägt: ~ 45%



LCC: Industrie Pumpe; Standard Profil

$$LCC = C_{IC} + C_{IN} + C_E + C_O + C_M + C_S + C_{ENV} + C_D$$

Investitionen	Energie-kosten		Instandhalt.-kosten	Umwelt-kosten		
	Installations-kosten	Betriebs-kosten	Ausfalls-kosten	Stilllegungs-kosten		

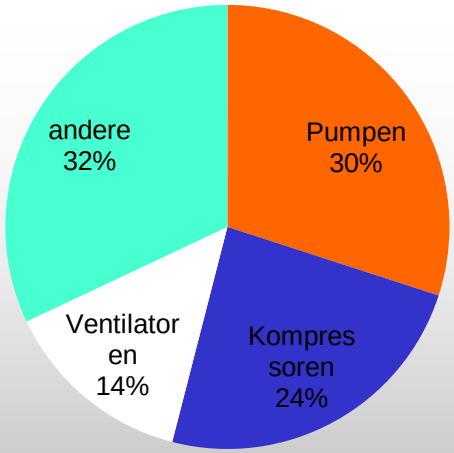
Quelle: Pump Life Cycle Costs: A guide to LCC analysis for pumping systems

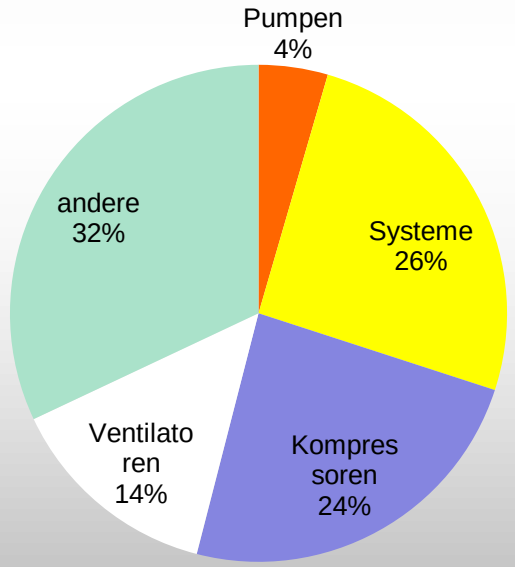
Reduzierung des Energieverbrauchs

Annahme: durchschnittlicher Pumpen - Wirkungsgrad 85%

Von 30 % der Gesamt-Energie verbraucht die **Pumpe 4,5 %** (= 0,15*30).

Von 30 % der Gesamt-Energie verbraucht das **System 25,5%** (=0,85*30).





EuP/ErP Richtlinie in Bezug auf die Pumpenbranche

- 2005: EuP Richtlinie beschlossen (Energy using Products)
- 2009: EuP wird durch die ErP ersetzt (Energy related Products) – neu: bezieht sich nun generell auf energieverbrauchsrelevante Produkte (ausgenommen weiterhin der Verkehr bzw. Verkehrstechnologien!)

Ziel: Politische Unterstützung bei der Entwicklung von energieeffizienten Produkten

Produkte, welche folgende Kriterien erfüllen, können betroffen sein:

- Jährliches Verkaufsvolumen in der EU von mindestens 200.000 Stück
- Erhebliche Umweltauswirkungen nach Beschluss Nr.1600/2002/EG
- Erhebliches Verbesserungspotential der Umweltverträglichkeit zu vertretbaren Kosten

EuP/ErP Richtlinie in Bezug auf die Pumpenbranche

Ermittlung des Energieeffizienzindex (EEI):

1. Ermittlung des Betriebspunktes, an dem Q*H der Pumpe ein Maximum ergibt und Berechnung der hydraulischen Leistung → P_{hyd} [W] , Q100%, H100%

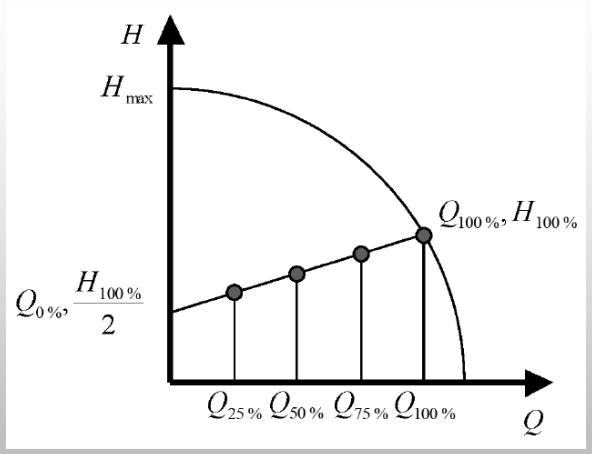
2. Bezugsleistung berechnen → aufgenommene Leistung P_{ref} :

$$P_{ref} = 1{,}7 \cdot P_{hyd} + 17 \cdot \left(1 - e^{-0{,}3 \cdot P_{hyd}}\right)$$

Näherung für größenabhängigen Wirkungsgrad

P_{hyd}	W	1	10	100	1.000	2.500
P_{ref}	W	6	33	187	1.717	4.267
$\eta=P_{hyd}/P_{ref}$	--	16	30	53	58	59

3. Bezugskurve als Gerade zwischen den Punkten ($Q_{100\%}$, $H_{100\%}$) und ($Q_{0\%}$, 0,5*$H_{100\%}$) zeichnen:



Näherung berücksichtigt Drehzahlregelung

Die ErP-Richtlinie setzt voraus, dass die

Anlagenkennlinie korrekt berechnet

ist und die

Anlage korrekt ausgeführt:

Aus Sicht der Pumpenhersteller naheliegend und plausibel.

Ist die EEI - Bestimmung zielführend?

Energie wird in der Anlage verbraucht, nicht in der Pumpe.

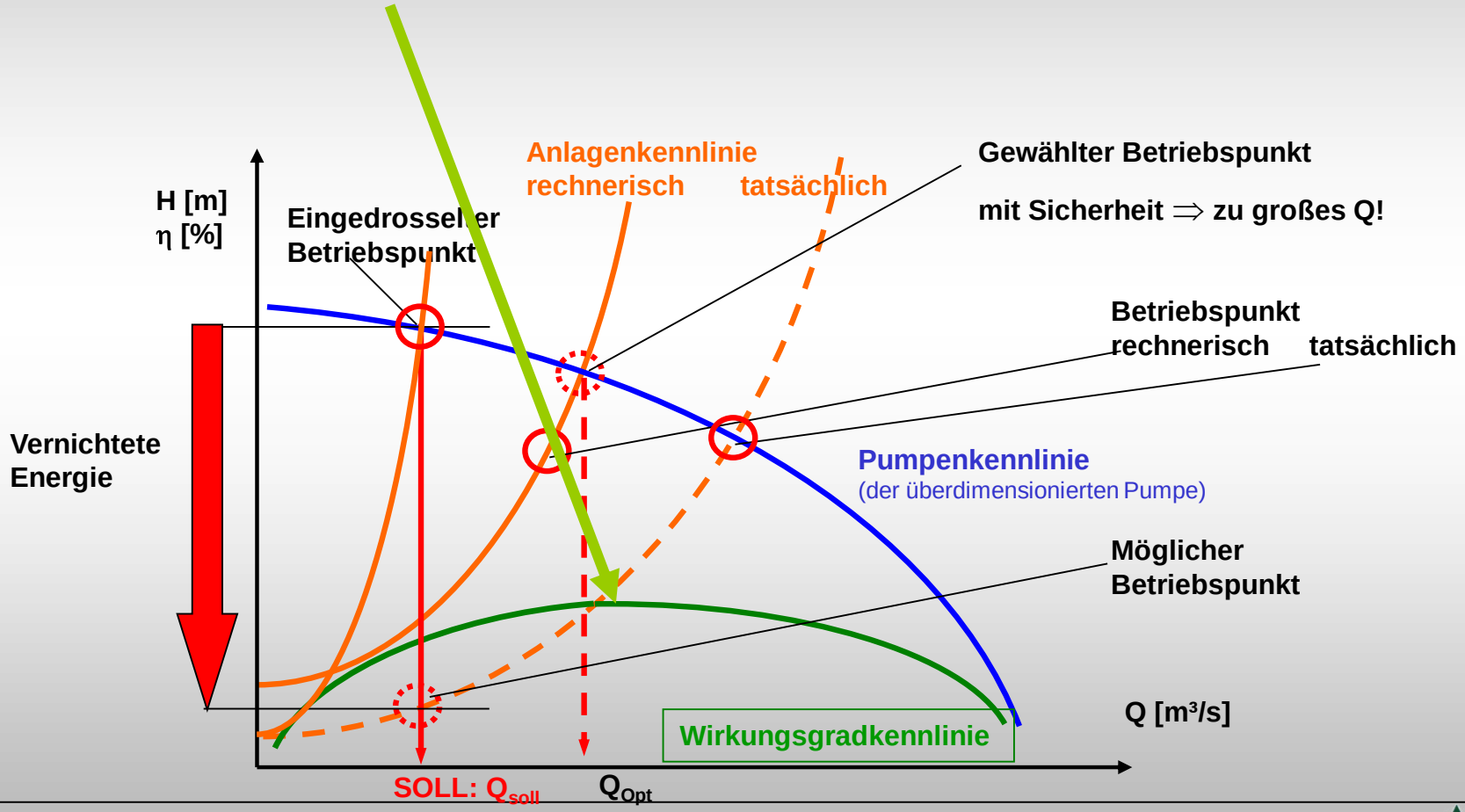
Anlage werden aus

falsch verstandenem Sicherheitsdenken

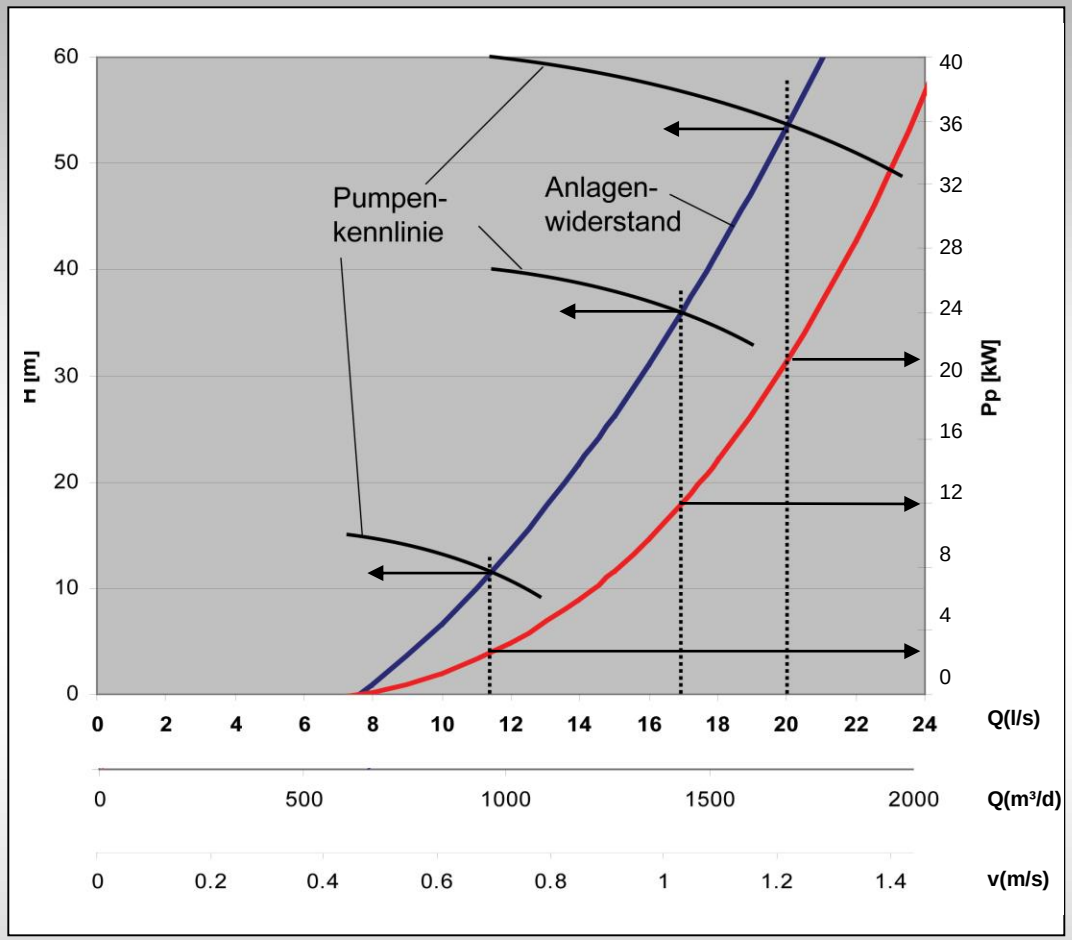
brutal über dimensioniert!

<u>Massive Überdimensionierung</u> z.B. aufgrund von Sicherheitszuschlägen

Der optimale Pumpenwirkungsgrad ist kein Einsparpotential!!!



Abwasserförderung



Beispiel 2:

5000m Länge, 10 m Gefälle,
DN 150, Tagesmenge 500 m³
Ausschreibung: Q_{min}=20 l/s

Lösung:

11 kW hydraulisch → 22 kW Pumpe
bei η≈50% v=1,2 m/s,
4 Std. Laufzeit / Tag

Alternative:

6 kW hydraulisch → 11 kW Pumpe
v=1,0 m/s: sichere Förderung
aber Q=17 l/s ***(Ausschreibung verfehlt!)***
5 Std. Laufzeit / Tag

Alternative:

1,3 kW hydraulisch → 2,6 kW Pumpe
v=0,7 m/s: evtl. sichere Förderung
aber Q=11 l/s ***(Ausschreibung verfehlt!)***
8 Std. Laufzeit / Tag

Bei einer noch sicheren Förderung reicht bereits ein Zehntel der Pumpleistung aus

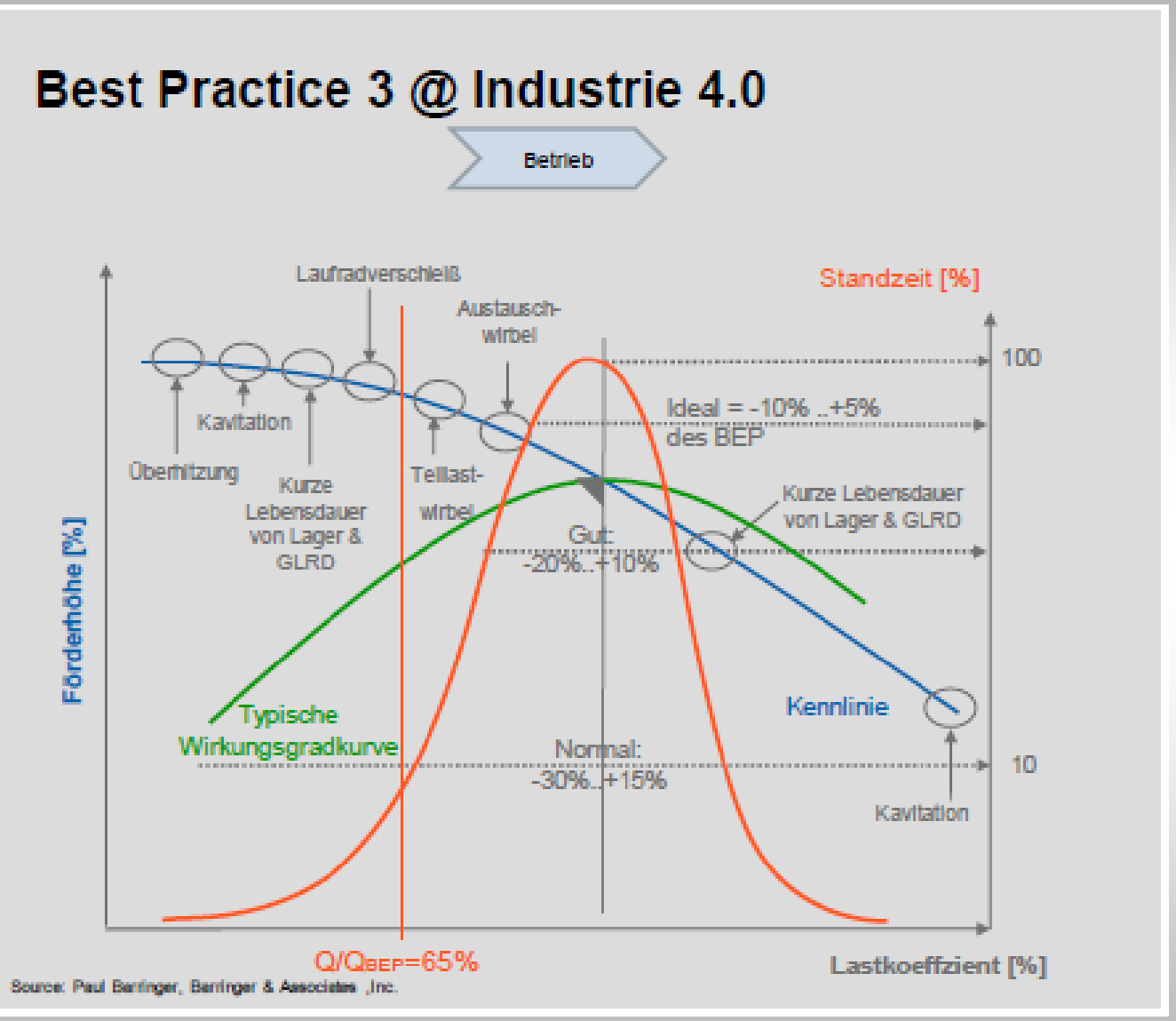
Energieverbrauch pro Tag und Pumpengröße

	DN 150		DN 250	
	Energie-verbrauch	Pumpe	Energie-verbrauch	Pumpe
v=1,2 m/s	88 kWh	22 kW	55 kWh	22 kW
v=1,0 m/s	60 kWh	12 kW	36 kWh	12 kW
v=0,7 m/s	21 kWh	2,6 kW	4,5 kWh	1 kW

Energie wird in der Anlage verbraucht, nicht in der Pumpe.

Pumpen führen die Energie zu

Überdimensionierung bewirkt UNSICHERHEIT



Zitiert nach: Bross, Praktikerkonferenz 2015

Ballinger bezieht sich auf Judy Hodgson, Du Pont

FAZIT

Die Energie-Einsparmaßnahmen durch Optimierung bei Hydraulik und Antrieb sind absolut lobenswert (s. CFD).

An den volkswirtschaftlichen Zielen

- Reduktion des Energieverbrauchs
- Reduktion des CO_2-Ausstoßes

gehen diese Maßnahmen aber glatt vorbei (s. Anlage)

Der volkswirtschaftliche Energieverbrauch kann praktisch NUR durch Optimierung der Anlage gesenkt werden.

Der Betrieb im optimalen Wirkungsgrad steigert auch die Produktionssicherheit.