

# Erarbeitung und Nutzung von Optimierungspotentialen von Pumpen

Helmut **Benigni**<sup>1</sup>, Helmut **Jaberg**<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup> Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

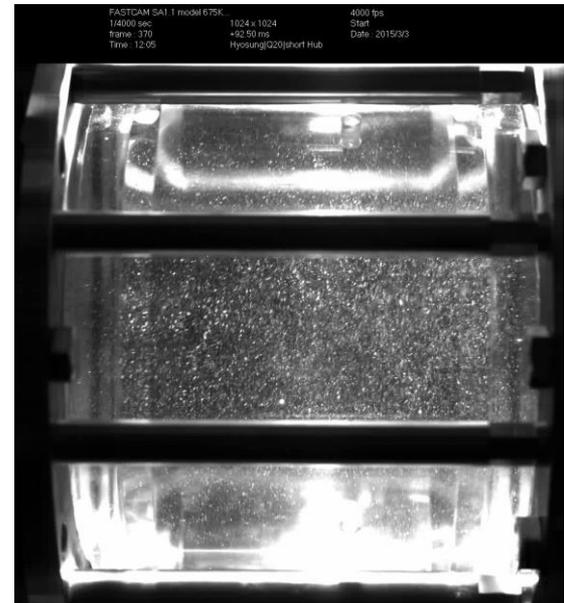
Technische Universität Graz

<sup>2</sup> Prof. Dr. Jaberg und Partner GmbH



## Heute:

- numerische Optimierung des Betriebsverhaltens
- experimentelle Untersuchungen
- Kavitationsverhalten
- Sonderanwendungen

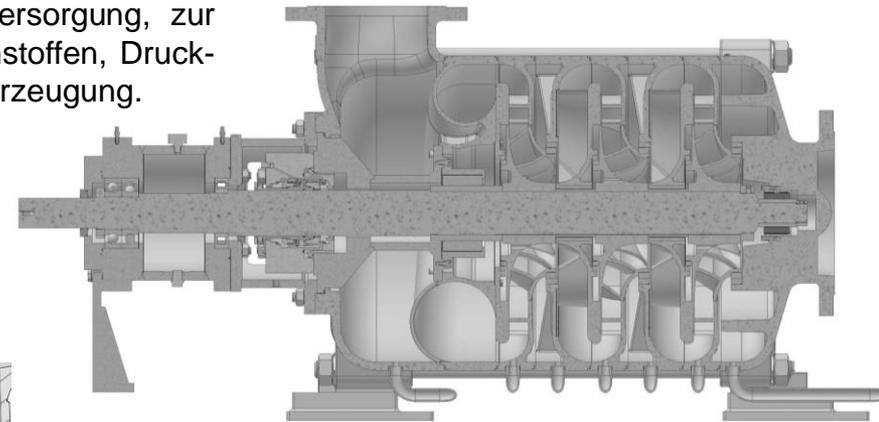
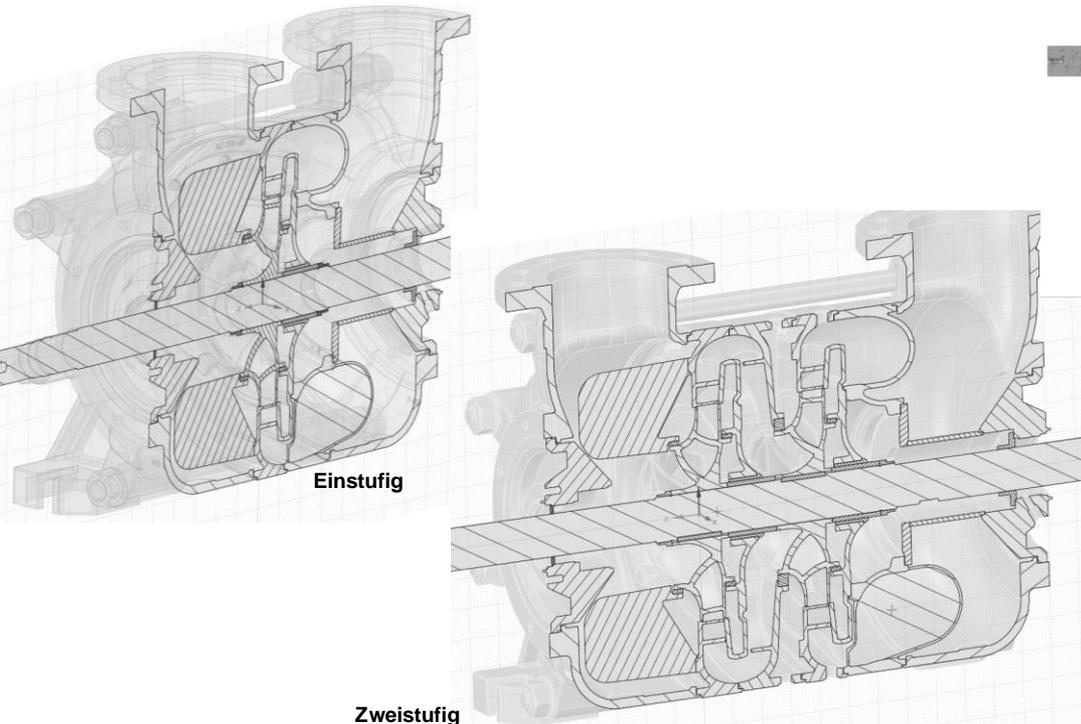


# Einblicke in die Strömungssituation einer mehrstufigen Kreiselpumpe

- Die HZ-Baureihe ist eine ein- oder mehrstufige, zwischen den Lagern gelagerte Kreiselpumpe mit Wellendichtung in radial geteilter Gehäuseausführung.
- Saugseite: Einlaufspirale oder in axialer Richtung.
- Der Axialschubausgleich erfolgt durch Entlastungsbohrungen und Drosselspalte (Spaltringe). Geschlossenes Laufrad. Wälz- oder Gleitlager.
- Einsatz in der industriellen und kommunalen Wasserversorgung, zur Förderung von Kondensaten, Kesselspeisewasser, Brennstoffen, Druck-erhöhungsanlagen, Kesselspeisewasser oder Kondensaterzeugung.

**Nominaldaten der Pumpe**

Speed	$n$	1480 rpm
Head	$H_{BEP}$	35.6 m
Discharge	$Q_{BEP}$	0.125 m <sup>3</sup> /s
Specific speed	$n_q$ SingleStage	35.9 rpm
Efficiency	$\eta_{aBEP}$	0.73 %
Nominal Diameter	$D_{out}$	0.35 m
Pressure Number	$\psi_{BEP, D_{out}}$	0.978 -
Flow coefficient	$\varphi_{BEP, D_{out}}$	0.050 -

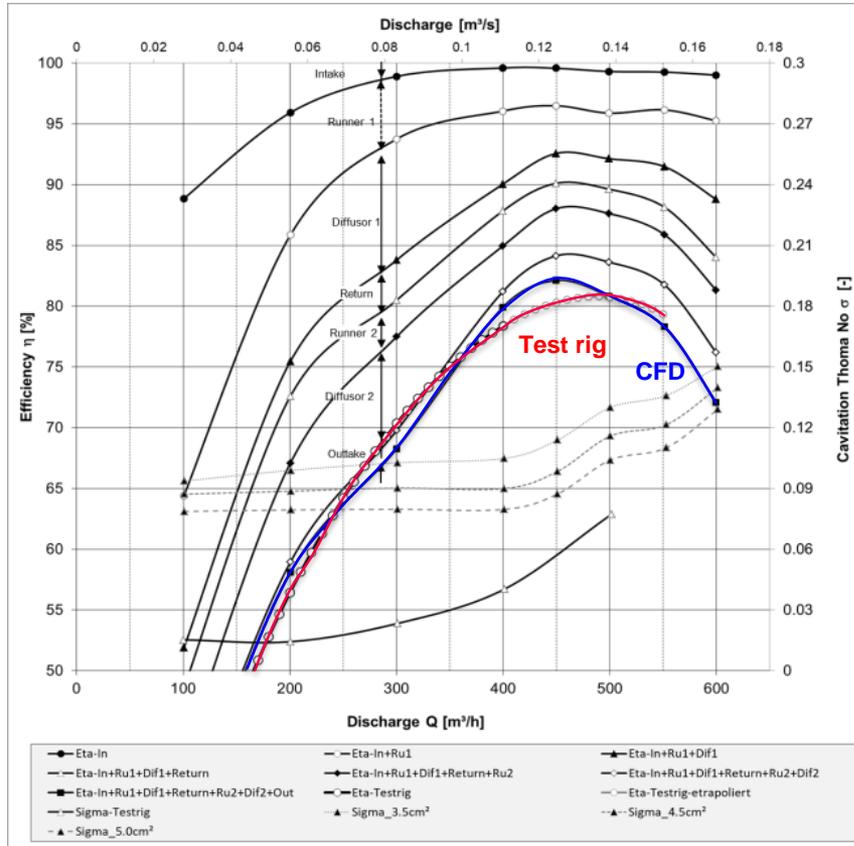


Mehrstufig

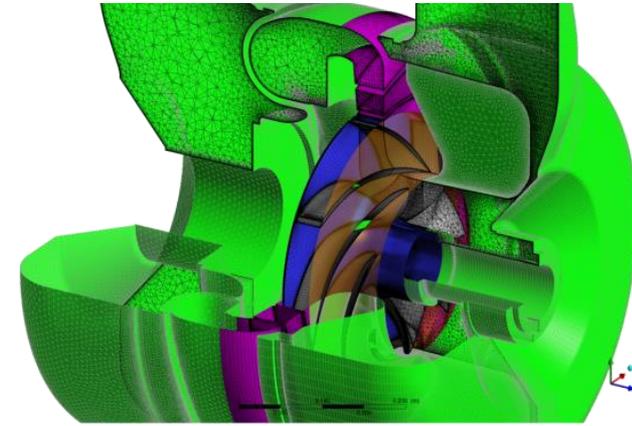
**Stufen  $n_q$**

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{\frac{Q_{BEP}}{Q_{REF}}}}{\left(\frac{H_{BEP}}{H_{REF}}\right)^{0.75}} = 1480 \text{ rpm} \cdot \frac{\sqrt{\frac{0.13 \text{ m}^3/\text{s}}{1 \text{ m}^3/\text{s}}}}{\left(\frac{35.6 \text{ m}}{1 \text{ m}}\right)^{0.75}} = 35.9 \text{ rpm}$$

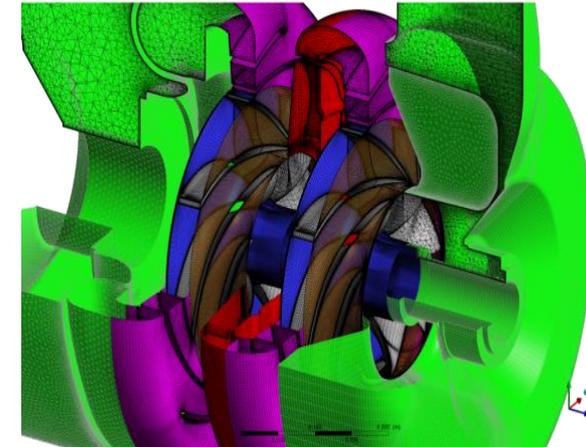
Benigni, H., Höller S., Lechner, B., Konrad, J., Jaberg H. & Meusburger, P. (2022). Insights into the Flow Situation of a Multi-stage Centrifugal Pump, CMFF Budapest



Zweistufiges Originaldesign, CFD vs. Prüfstand, Effizienzsplitting



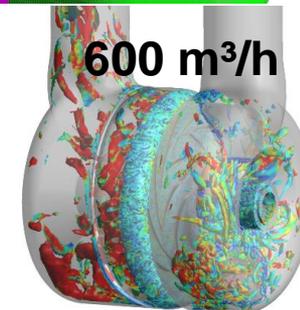
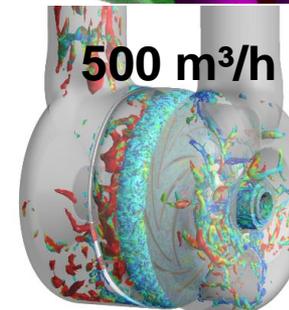
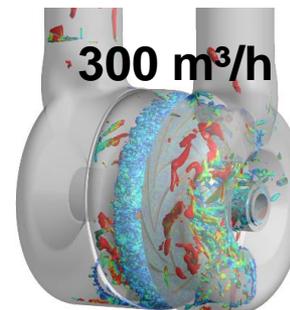
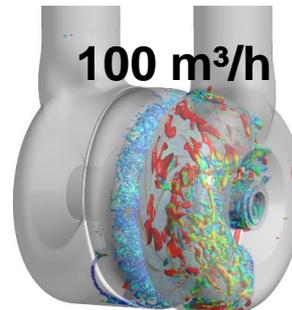
Einstufiges CFD model



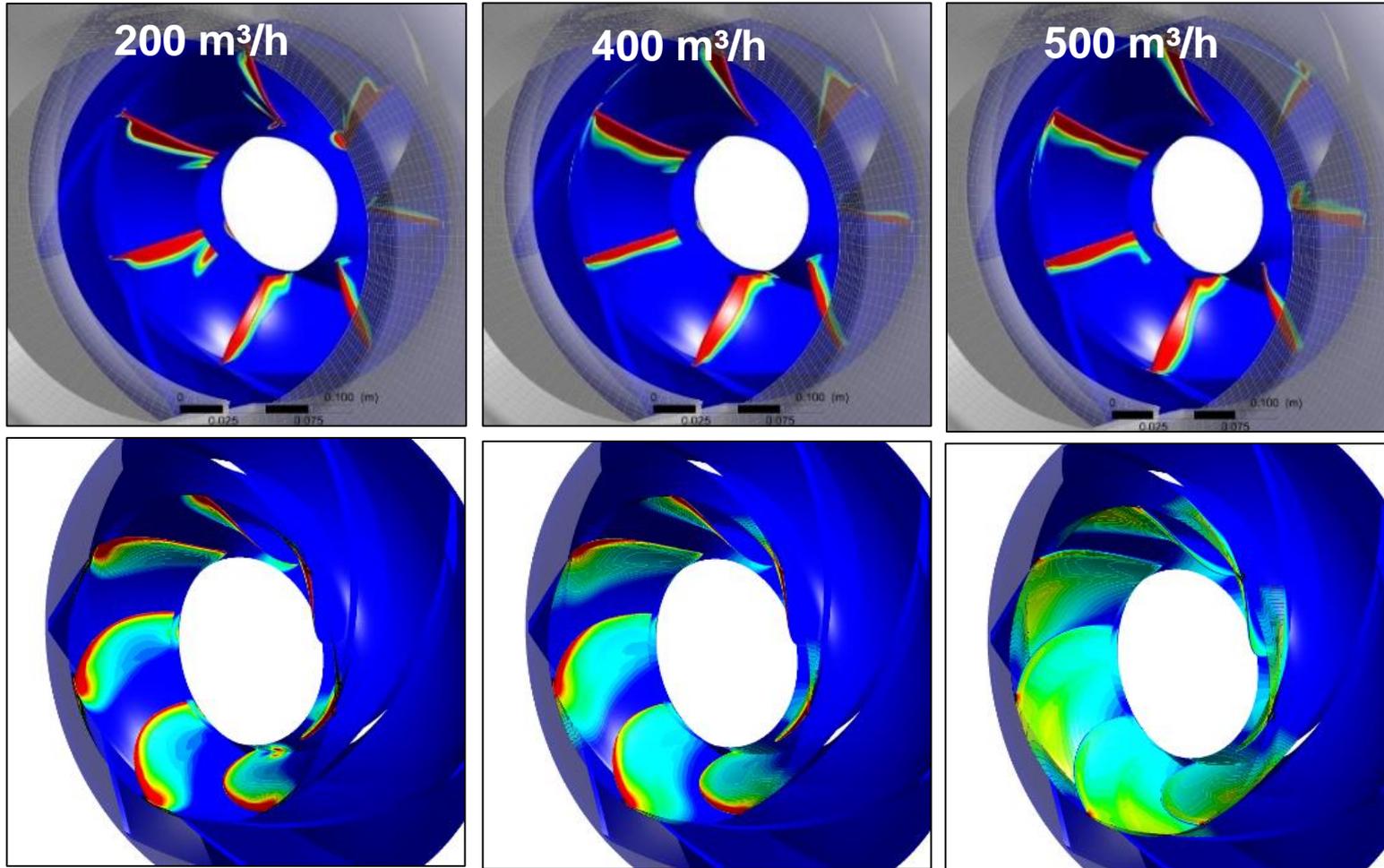
Zweistufiges CFD model

Bilderserie Q-Kriterium

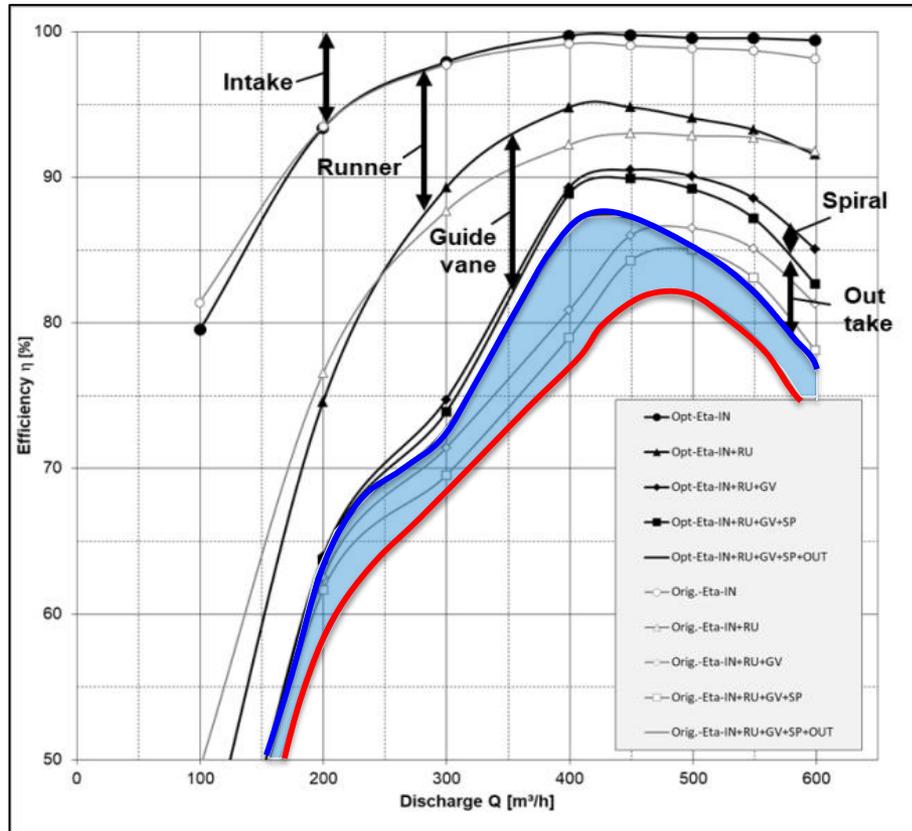
Analyse der vorhandenen Wirbelstrukturen und ihrer Dissipation mit Hilfe des Q-Kriteriums: → hohe Dissipationsrate im Saugbereich bei den niedrigsten Durchflüssen und im Druckbereich bei den höchsten Durchflüssen. Der Bereich der Leitschaufel ist mit Wirbelstrukturen gefüllt, deren Intensität jedoch deutlich geringer ist.



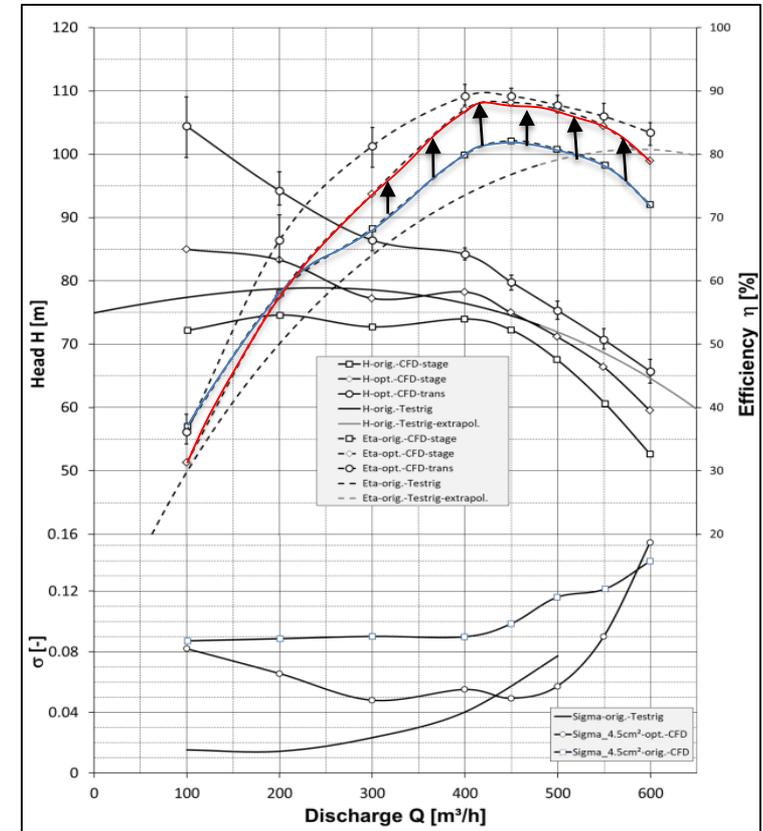
Kavitations performance



- Die dunklen Zonen bedeuten, dass 6 m NPSH erforderlich sind, um ein Absinken unter den Dampfdruck zu verhindern.
- Oben sind bei der ursprünglichen Geometrie deutlich ausgeprägte Zonen zu finden. Im Gegensatz dazu sind unten bei der optimierten Variante, wenn überhaupt, deutlich kleinere Zonen vorhanden.



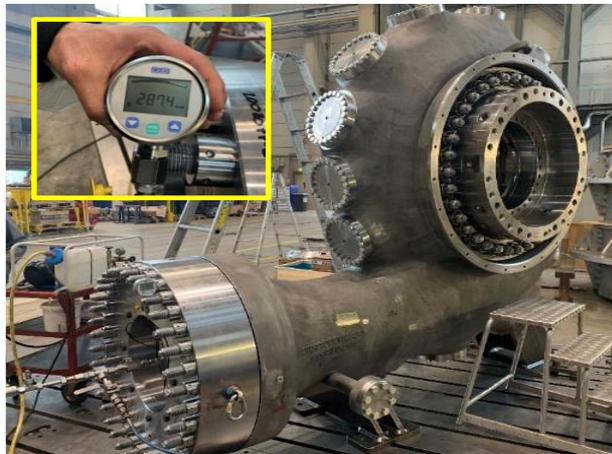
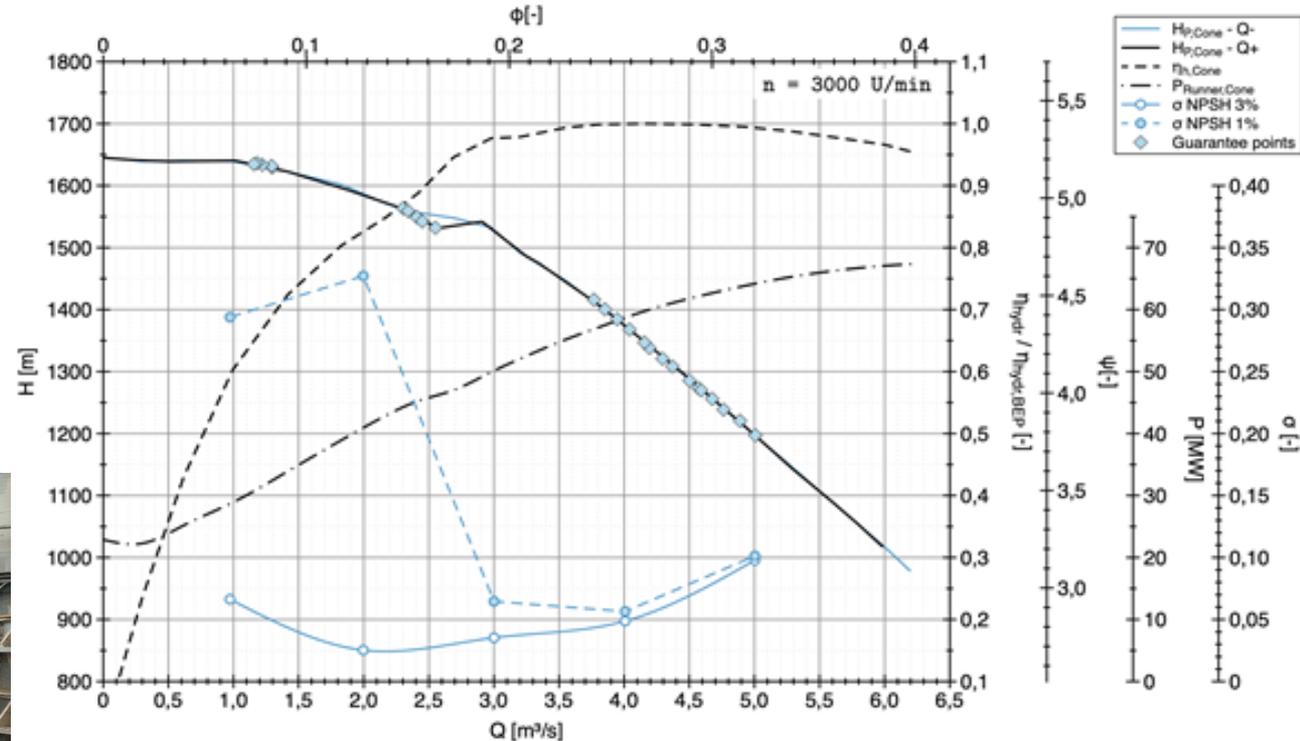
Einstufig, CFD-Originalentwurf vs. Optimierung, Wirkungsgradsplitting



Zweistufig CFD vs. Experiment,

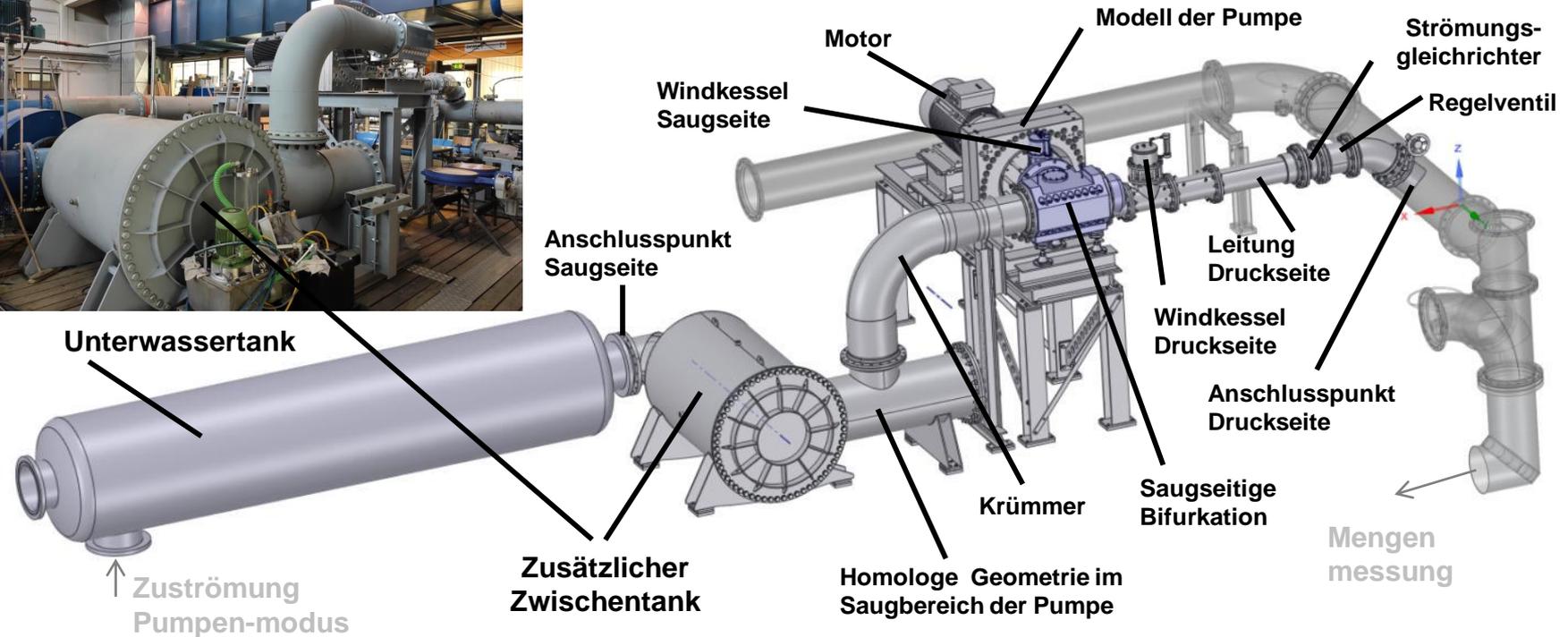
- Für eine Pumpenbaureihe in ein- und mehrstufiger Bauweise konnte durch eine umfangreiche Nachrechnung des Ist-Zustandes ein entsprechendes Optimierungspotenzial ermittelt werden.
- Durch einen hybriden Ansatz aus manueller und automatisierter Optimierung konnten die einzelnen Komponenten sukzessive verbessert werden.
- So konnte der Wirkungsgrad im gesamten Betriebsbereich deutlich gesteigert werden. Bei der einstufigen Variante um ca. 10% (!), bei der zweistufigen Variante um ca. 7%!
- Auch die Kennlinienstabilität konnte auf Basis der CFD-Simulationen verbessert und die Förderhöhe erhöht werden. Die Geometrievorgaben für die Nachrüstung (Retrofit) konnten alle erfüllt werden.

Neue Pumpe	
Q	0 bis 4.5 m <sup>3</sup> /s
n	0 bis 2935 rpm 2300-3000 for operation points
H	Rated: 1345 m with Q=4.15 m <sup>3</sup> /s
P	0 bis 58.5 MW

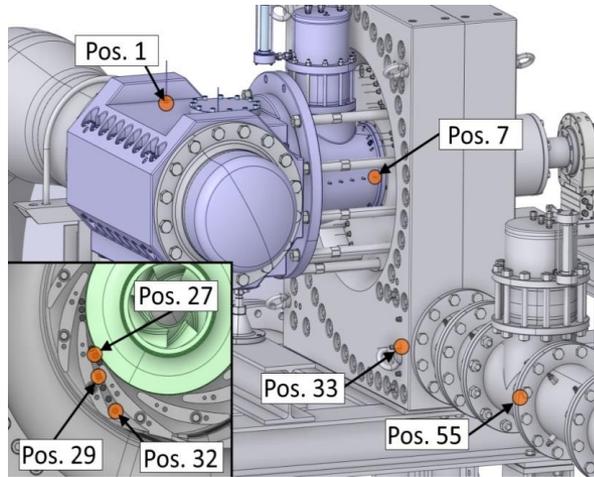


- Modellversuch, der Maßstab zwischen Prototyp und Modell ist M 1:2,03
- Tests mit Druckluftbehältern an verschiedenen Stellen als Kompensationsmethode

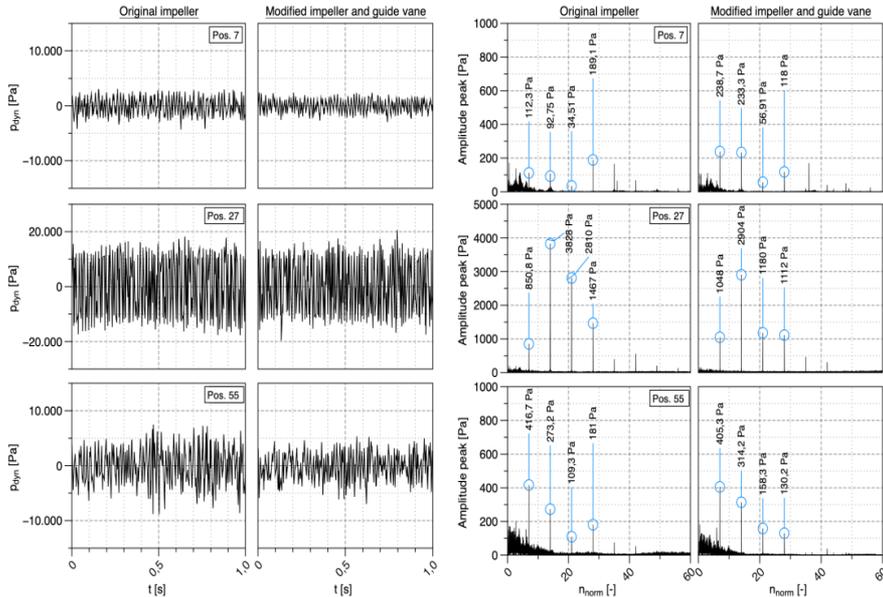
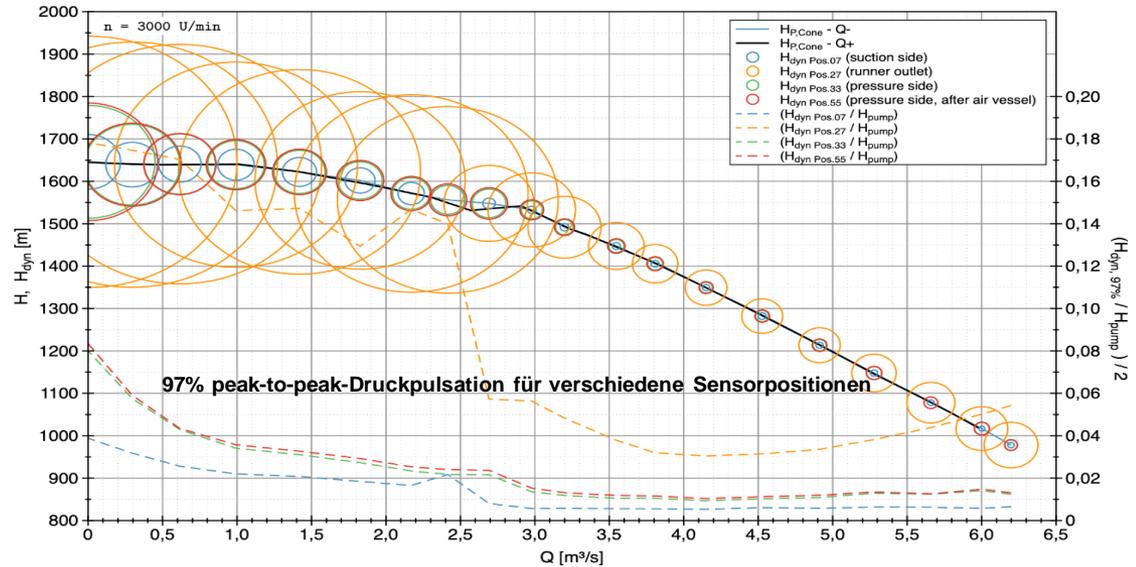
- Da der neue Maschinensatz in einem Tal aufgestellt wird, in dem ca. 550 mWs Druck auf der Saugseite möglich sind, spielen Kavitationsprobleme eine untergeordnete Rolle. Dieser Standort erlaubt es, die neue Maschine für eine Nenndrehzahl von  $n = 3000 \text{ U/min}$  auszulegen, was für Speicherpumpen eher selten ist.
- Variation der Geschwindigkeit: Um jeglichen Einfluss der Drehzahl und der Reynoldszahl auszuschließen und um die Auswirkungen der Durchflussschwankungen auf die Instabilität der Pumpe (Hysterese) zu erfassen
- Der Spitzenwirkungsgrad ist 2,5 % höher als der von Güllich für diese Leistungsklasse angegebene Wert von 89,5 %.
- Das Pumpendesign erfüllt alle vertraglichen Anforderungen (Förderhöhenkurve und Wirkungsgrad)



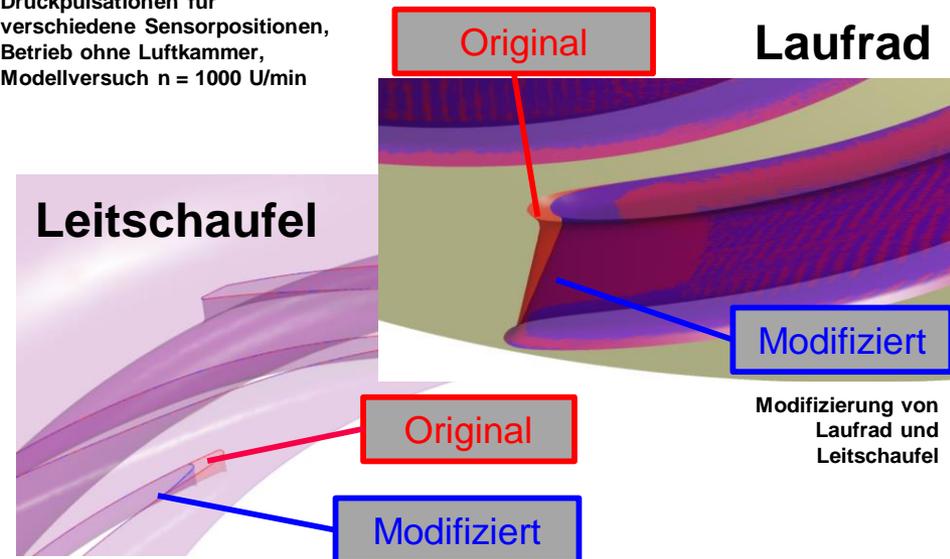
		Prototype	Model			Prototype	Model		
Speed	$n_{Nominal}$	3000	1250	rpm	Diameter at suction side	$D_{SuctionSide}$	0,4958	0,2443	m
Discharge at BEP	$Q_{BEP}$	4,5	0,224	m <sup>3</sup> /s	Diameter at pressure side	$D_{Outlet}$	1,0146	0,5000	m
Delivery head at BEP	$H_{BEP}$	1250	52,71	m	Reference diameter	$D_{Reference}$	0,5014	0,2471	m
Specific speed	$n_{q,BEP}$	30,27	30,27	rpm					
Min. discharge	$Q_{MIN, rated}$	1	0,050	m <sup>3</sup> /s	Number impeller blades	$Z_{Impeller}$	7		#
Head at min. discharge	$H_{Q\_MIN}$	1590	67,04	m	Number guide vane blades	$Z_{Guidevanes}$	12		#
Max. discharge	$Q_{MAX}$	6,5	0,324	m <sup>3</sup> /s	Pressure number ( $D_{ref}$ )	Psi	3,954	3,954	-
Head at max. discharge	$H_{Q\_MAX}$	850	35,84	m	Discharge number ( $D_{ref}$ )	Phi	0,418	0,418	-
Power	$P_{BEP}$	59500	125	kW					
Torque	T	189,4	0,955	kNm	Net pressure suction head	$NPSH_{Plant}$	>571	>24	m



Sensor positionen



Druckpulsationen für verschiedene Sensorpositionen, Betrieb ohne Luftkammer, Modellversuch  $n = 1000 \text{ U/min}$

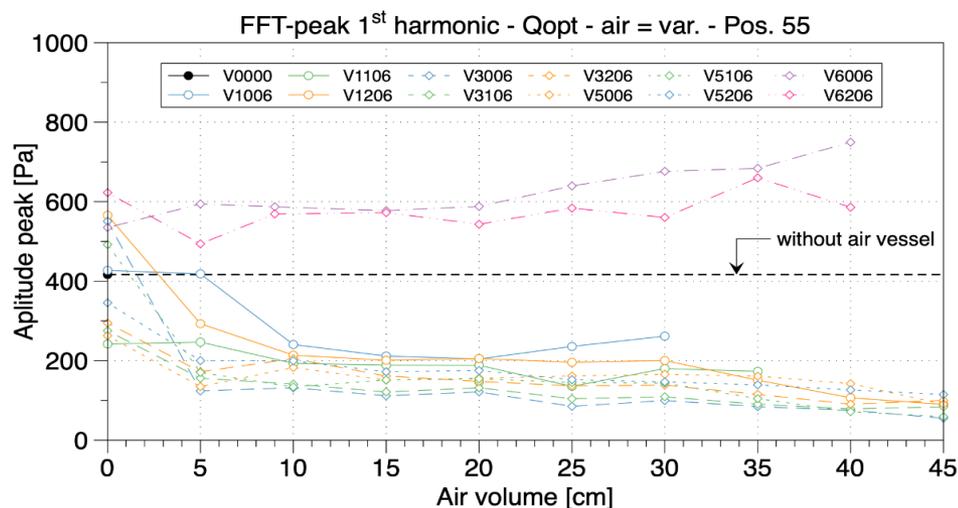
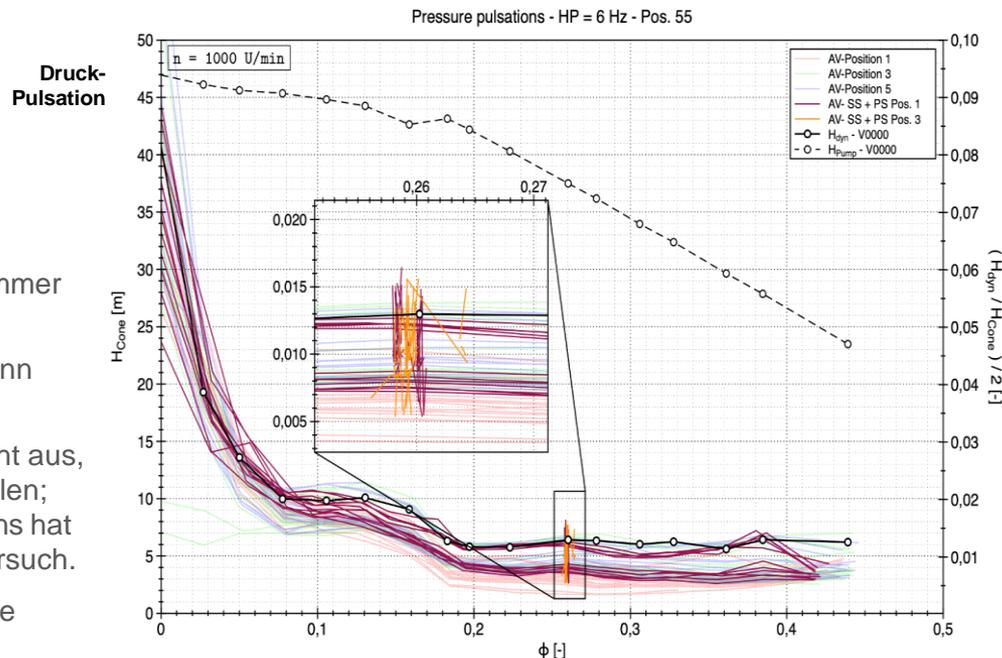


- Betrieb mit Luftbehälter und Luftfüllständen
- Ergebnisse aus dem Modellversuch
- Variation der Luftmenge
- Einfluss der Lufthöhe
- Für die Variationen wird nur eine Luftkammer montiert, d.h. entweder die druckseitige Luftkammer oder die saugseitige Luftkammer.
- Mit einer höheren Lufthöhe von  $z_{air} = 10$  cm kann kein zusätzlicher Effekt erzielt werden.
- Ein geringes Volumen in den Luftkammern reicht aus, um die Funktion des Druckluftbehälters zu erfüllen; eine zusätzliche Vergrößerung des Luftvolumens hat keinen Einfluss auf diese Funktion im Modellversuch.
- Die Luftkammer auf der Druckseite: reduziert die Amplitude der 1. Harmonischen um ca. 2/3



Luftbehälter auf der Saug- und Druckseite

FFT-Spitze der 1. Harmonischen bei  $Q_{opt}$



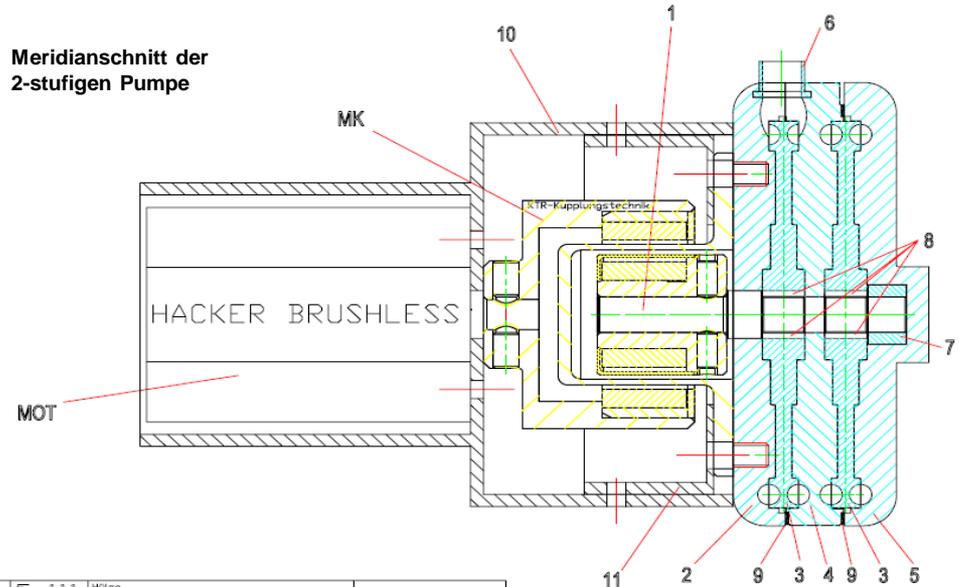
## Beispiel Pumpe für Wasserstoff:

Seitenkanalpumpe

Magnetantrieb

ca. 24.000 UpM

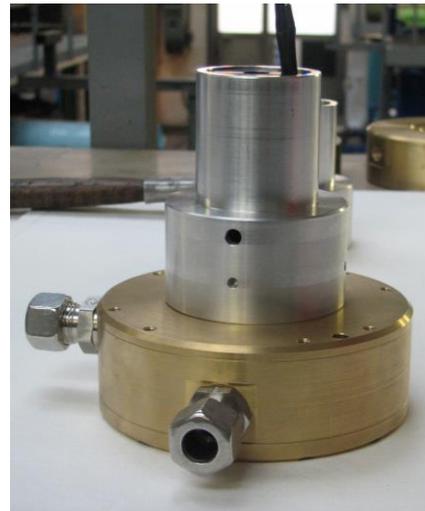
Meridianschnitt der 2-stufigen Pumpe



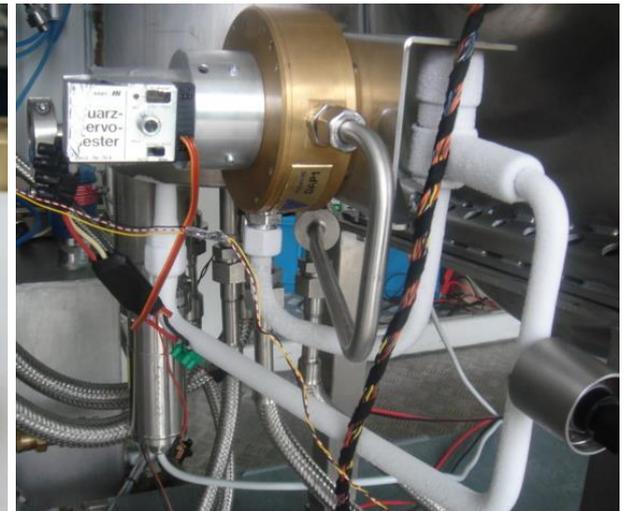
1	Drucköl	F	1.1.1	Hülse		
1	Drucköl	Z	1.1.2	Magnetkupplung	Fa. KTR	
1	Drucköl	F	1.1.0	Laisterne		



Fertiges „Serienprodukt“

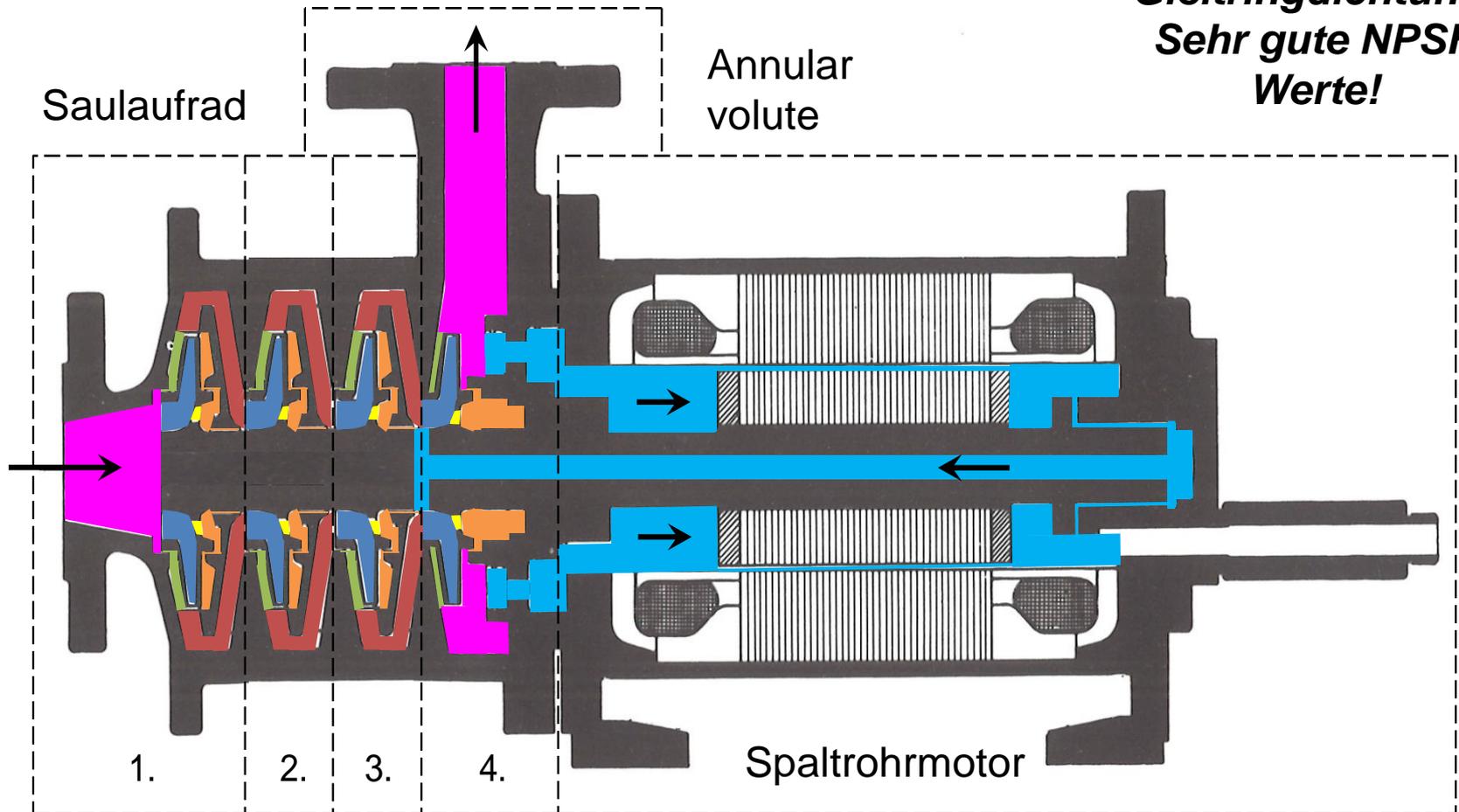


Test am Prüfstand



Gebaut bis zu 8 Stufen....

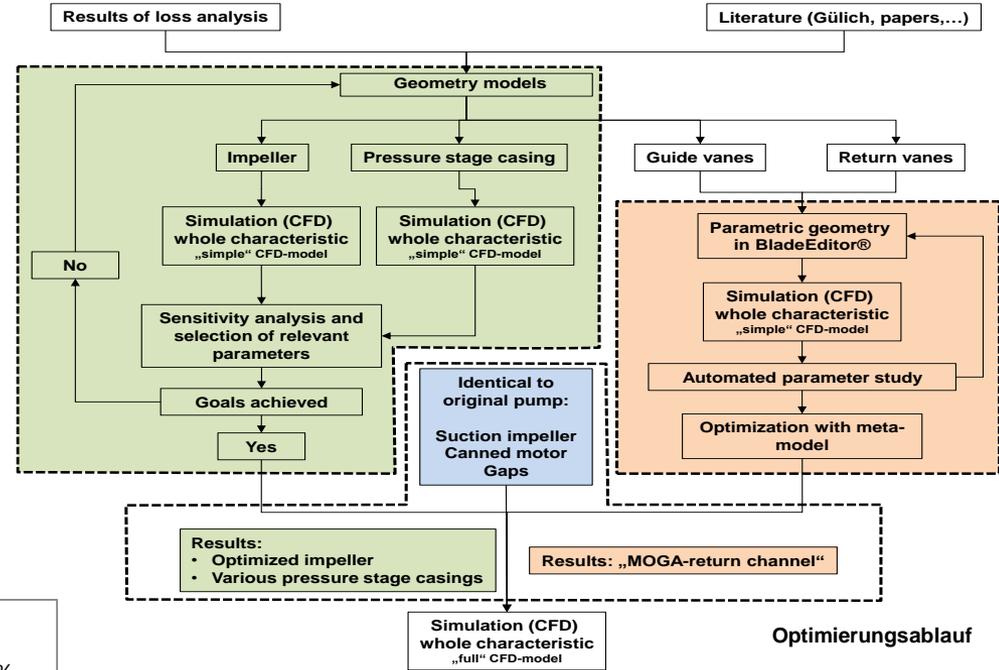
**Vorteil: Keine Gleitringdichtung!  
Sehr gute NPSH Werte!**



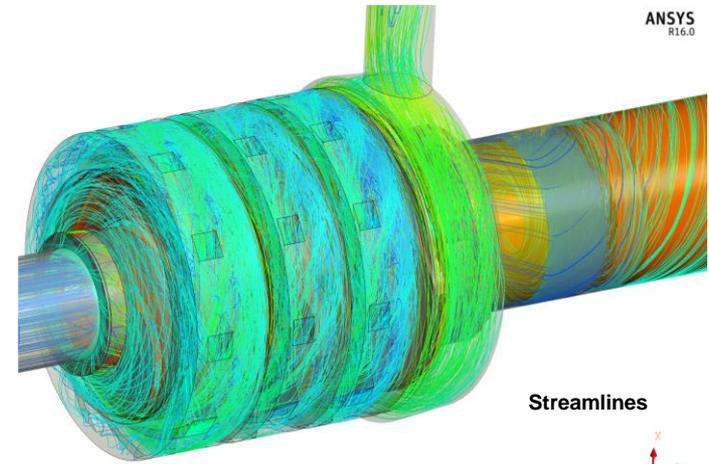
Benigni, H., Mosshammer, M., & Jaberg, H. (2019). *Study of a Multistage Canned Motor Pump – Simulation, Optimization and Validation*. Paper presented at the ASME-JSME-KSME 2019 Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, United States. <https://doi.org/10.1115/AJKFluids2019-5157>

## Berechnung in unterschiedlicher Detailtiefe, Sehr guter Ergebnisse mit dem Modell inklusive:

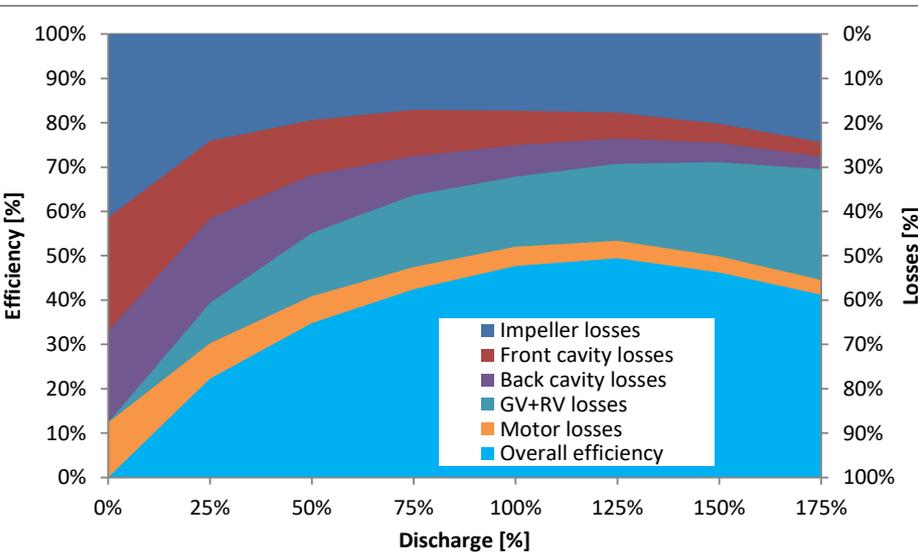
- 360° Laufrädern, Leitschaufeln und Rückführpartie
- Vorderer und hinterem Radseitenraum
- Ausgleichsbohrungen
- Motorteilstrom über Motor und Welle



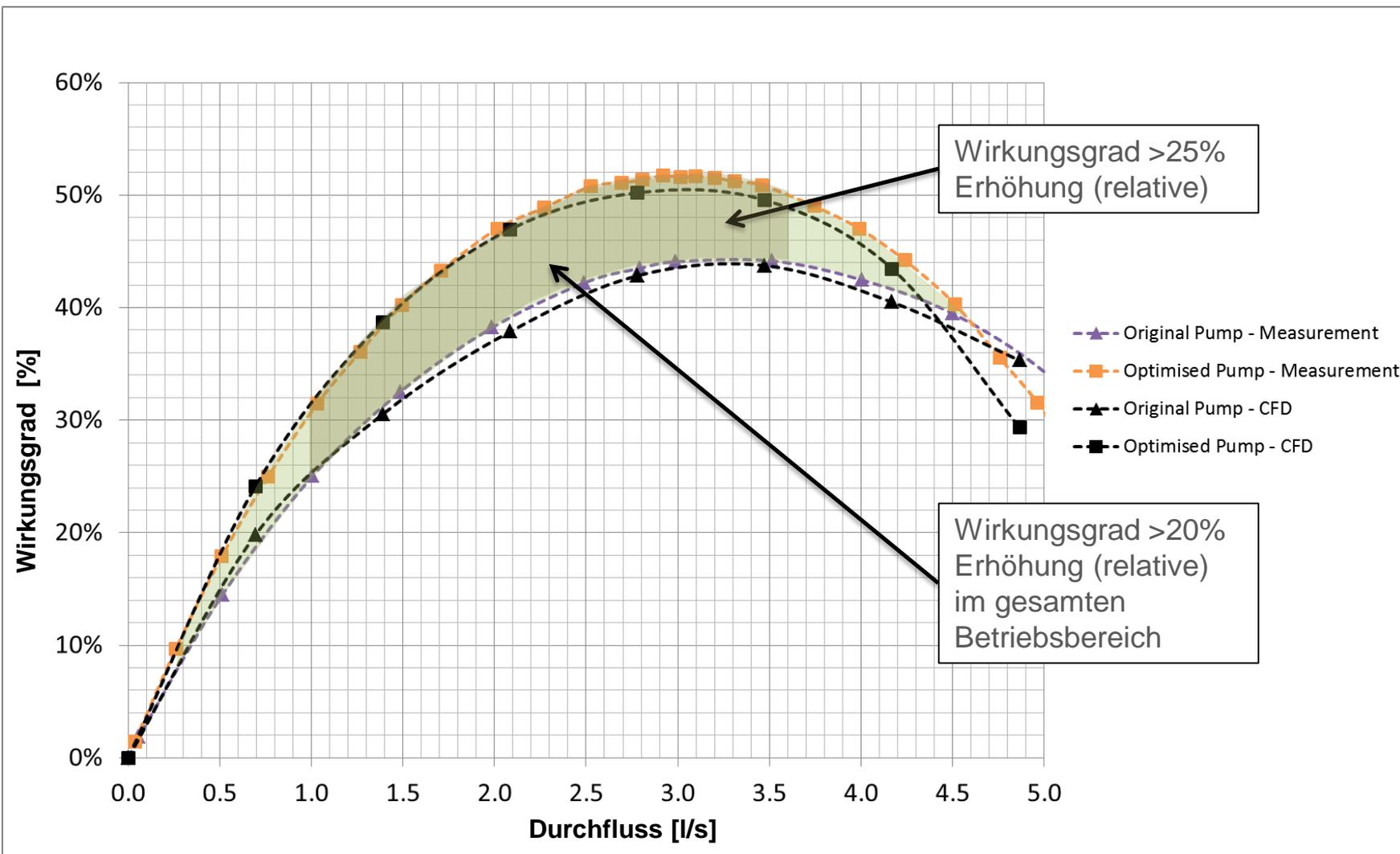
Optimierungsablauf



Streamlines



Verlustausplittung



Vergleich der Wirkungsgradkurven CFD und Experiment, Original und optimierte Pumpe

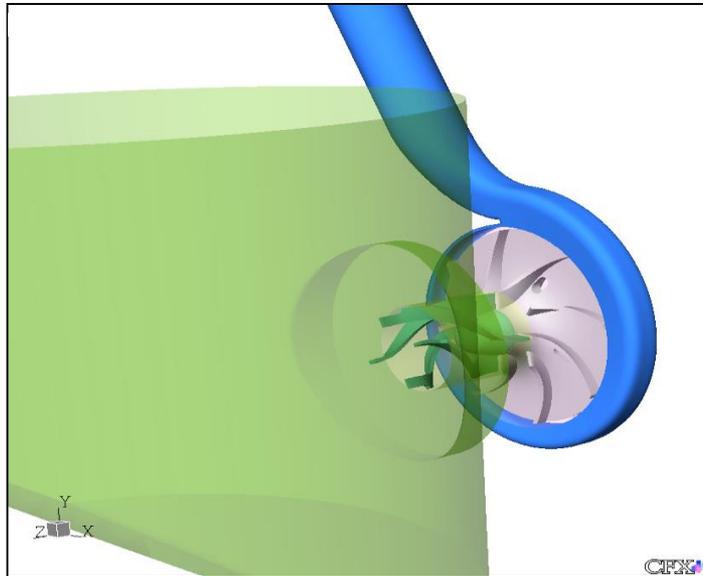
## Beispiel: Zellstoff-Pulpe Dreiphasiges Bingham- Medium



Vergleich der Wirkungsgradkurven CFD und Experiment, Original und optimierte Pumpe



Source: Johann Tesch, Andritz AG, pump-seminar.com, Graz 2007

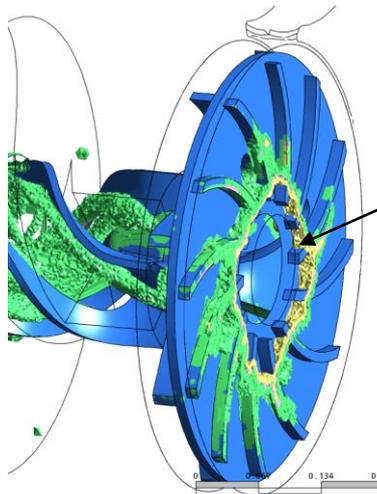


## Multifunktionsansatz

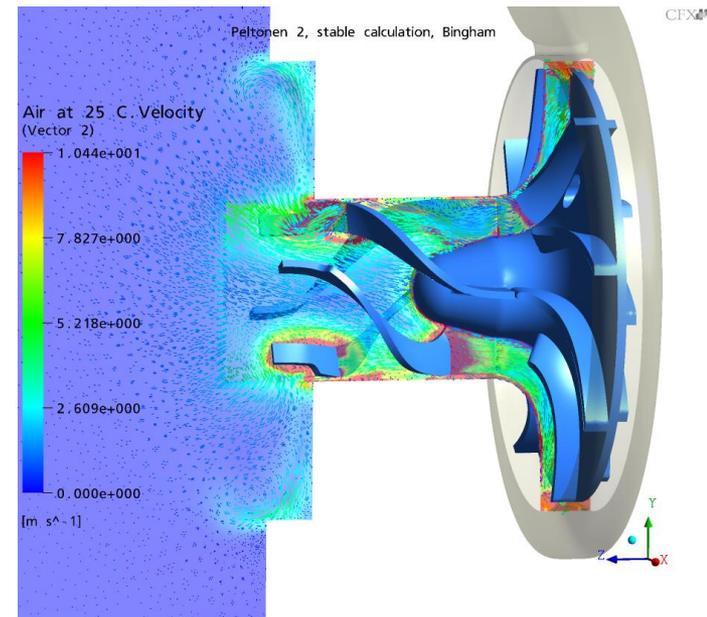
Benigni, H., Jaberg, H., & Michal, L. (2012). Numerical Simulation and Experimental Set Up Of A Multiphase Pump Application. In *Conference proceedings Volume II* (pp. 834-841). Budapest: ..

### Pumpe...

- .... fluidisiert
- .... separiert Luft und Zellstoff-Wasser-Gemisch
- .... evakuiert Luft ohne zusätzliche Vakuumpumpe



Berechnete und gemessene Luft-Separation





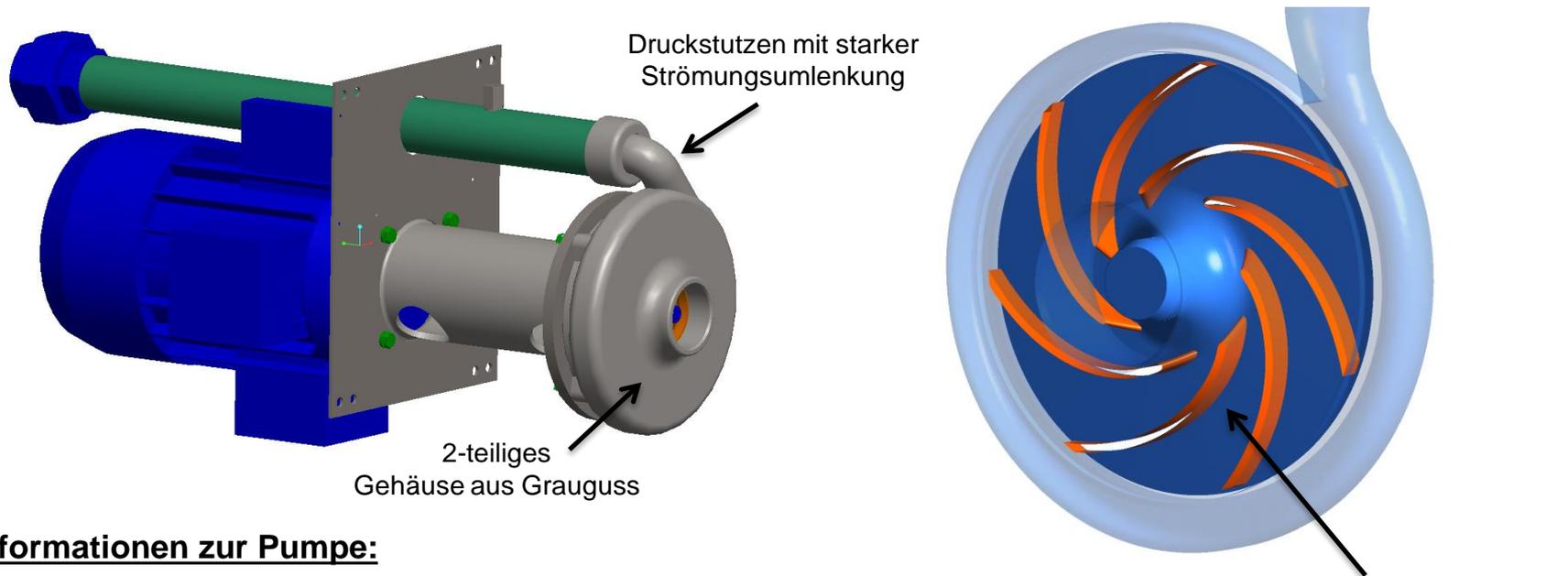
## Wie funktioniert eine Weihnachtsdekoration?

- Zeitaufwand: ca. 5 sec.
- Material: Zellstoff, besser noch mehr, hohe Konsistenzen ergeben bessere "Schneeeffekte"
- Benötigte Hardware: Ein Pumpversuchsstand mit einem schlechten flexiblen Schlauch
- Zeitaufwand zum Entfernen der Dekoration: ca. 8 h mit 2 Mann



## Ziel der Arbeit:

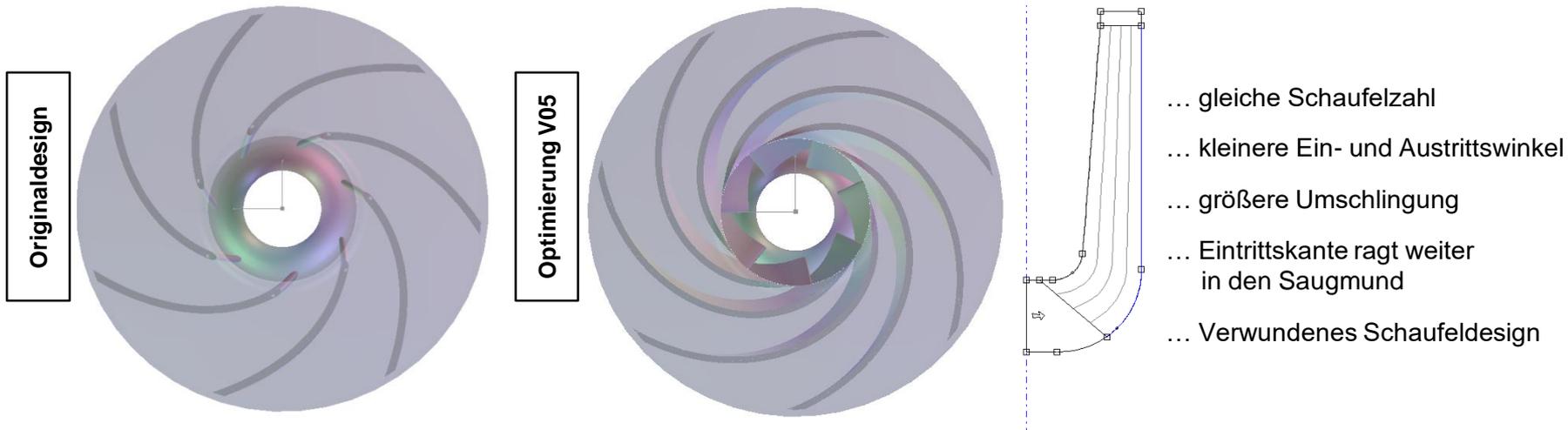
- Aufzeigen des Potentials zur Wirkungsgradverbesserung auf Basis CFD
- Entwicklung eines neuen Pumpenlaufrads sowie eines neuen Spiralgehäuses
- Nachweis der Effizienzsteigerung mittels experimenteller Untersuchungen am Prüfstand



## Informationen zur Pumpe:

- Betriebsdaten im Bestpunkt:  $H = 31 \text{ m} / Q = 17 \text{ m}^3/\text{h}$
- Spezifische Schnellläufigkeit:  $n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{H^{0.75}} = 2900 \text{ rpm} \cdot \frac{\sqrt{0.0047 \text{ m}^3/\text{s}}}{31 \text{ m}^{0.75}} = 15.2 \text{ rpm}$
- Laufraddurchmesser:  $D = 155 \text{ mm}$
- Einsatzgebiet: Förderung von Öl-Wasser-Emulsion

- **Unterschiede:** Originalversion vs. Laufradoptimierung V05



- **Fertigung von Prototypenlaufrädern durch „Selektives Laser Sintern (SLS)“**



- **Vorteil:**
  - ⇒ Schnell
  - ⇒ Kostengünstig
- **Nachteil:**
  - ⇒ begrenzte Festigkeit
  - ⇒ Hohe Oberflächenrauigkeit reduziert den Wirkungsgrad

Originallaufrad: $R_a=2-4 \mu\text{m}$ SLS-Laufrad: $R_a=10-14 \mu\text{m}$
--

**Lackierung erforderlich, um Rauigkeit zu reduzieren !!!**

- Q,H-Kennlinien gut getroffen, CFD- $\eta$  bei Original UND Optimierung zu hoch:

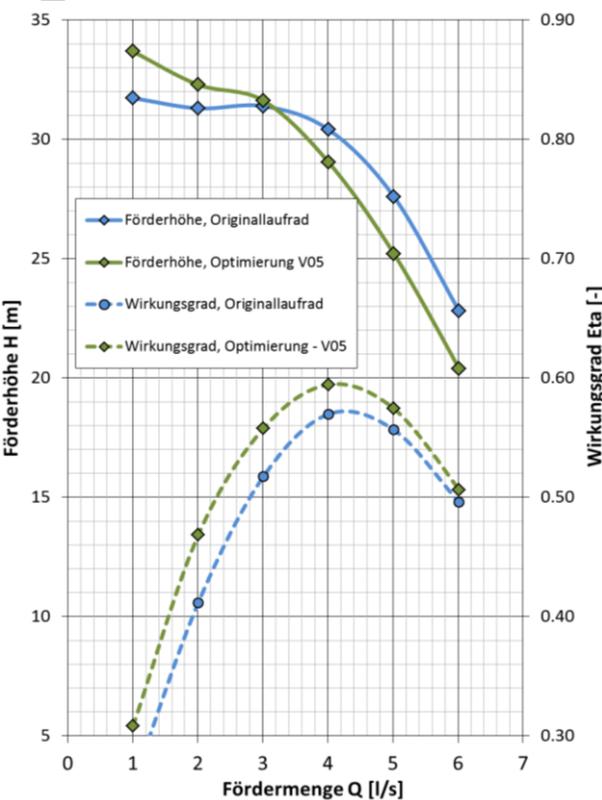
## Reibungseffekt hier unberücksichtigt

⇒ helle Linien: Originallauftrad / dunkle Linien: Optimierung V05

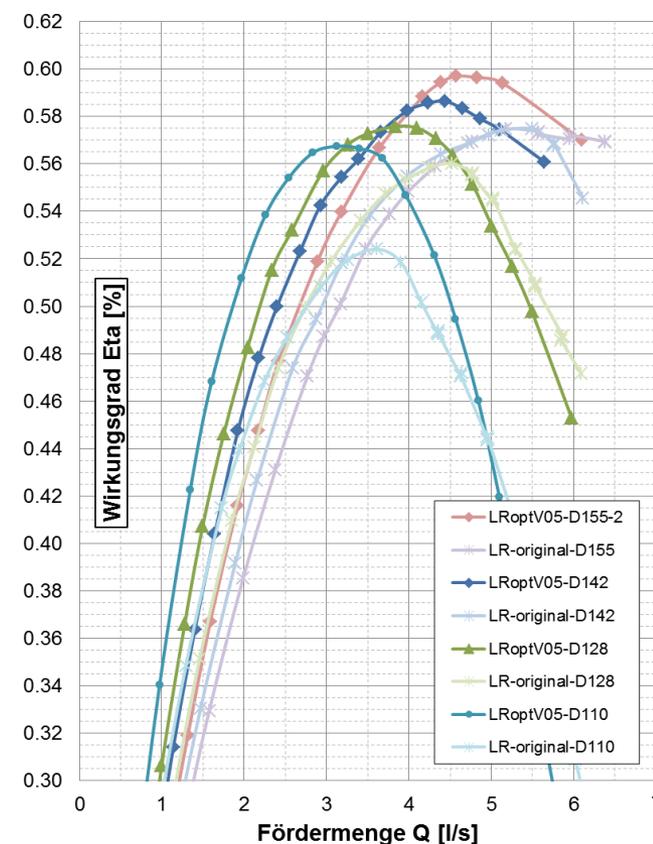
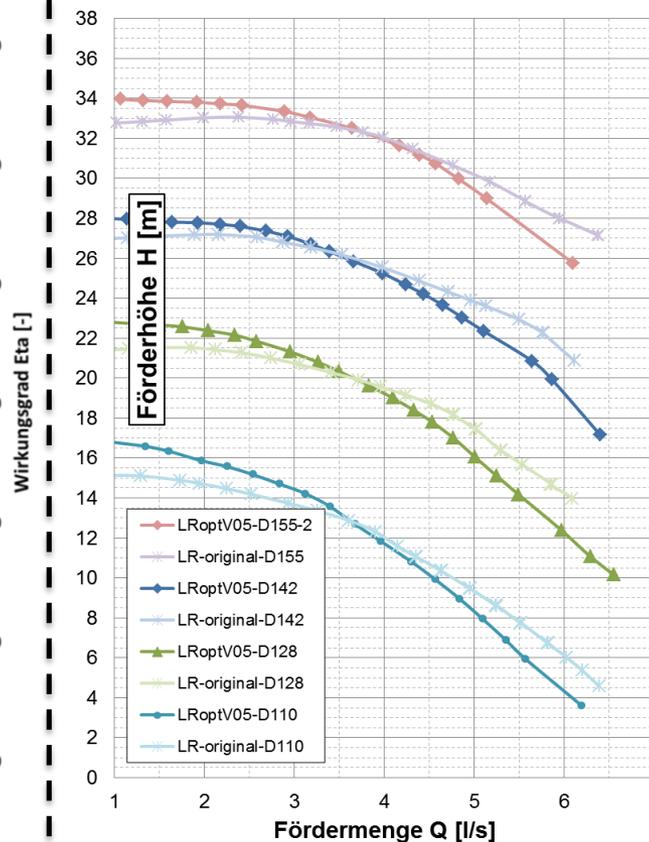
⇒ Effizienzsteigerung und Leistungsreduktion für Originallauftrad und 3 Abdrehdurchmesser ersichtlich

⇒ Zusätzliche Leistungsreduktion durch Austausch des Spiralgehäuses möglich

### CFD



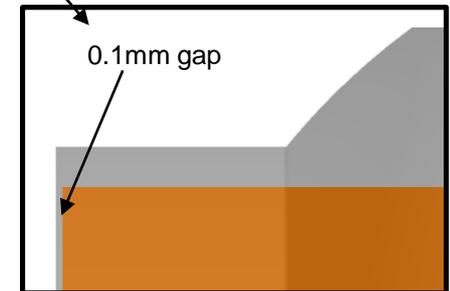
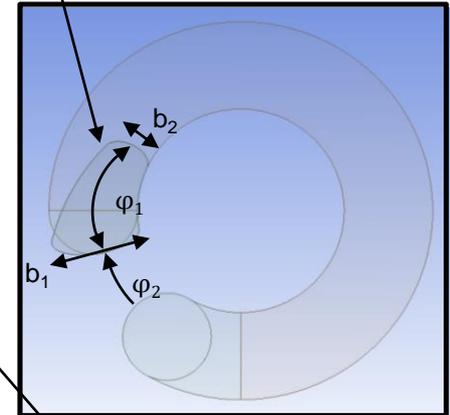
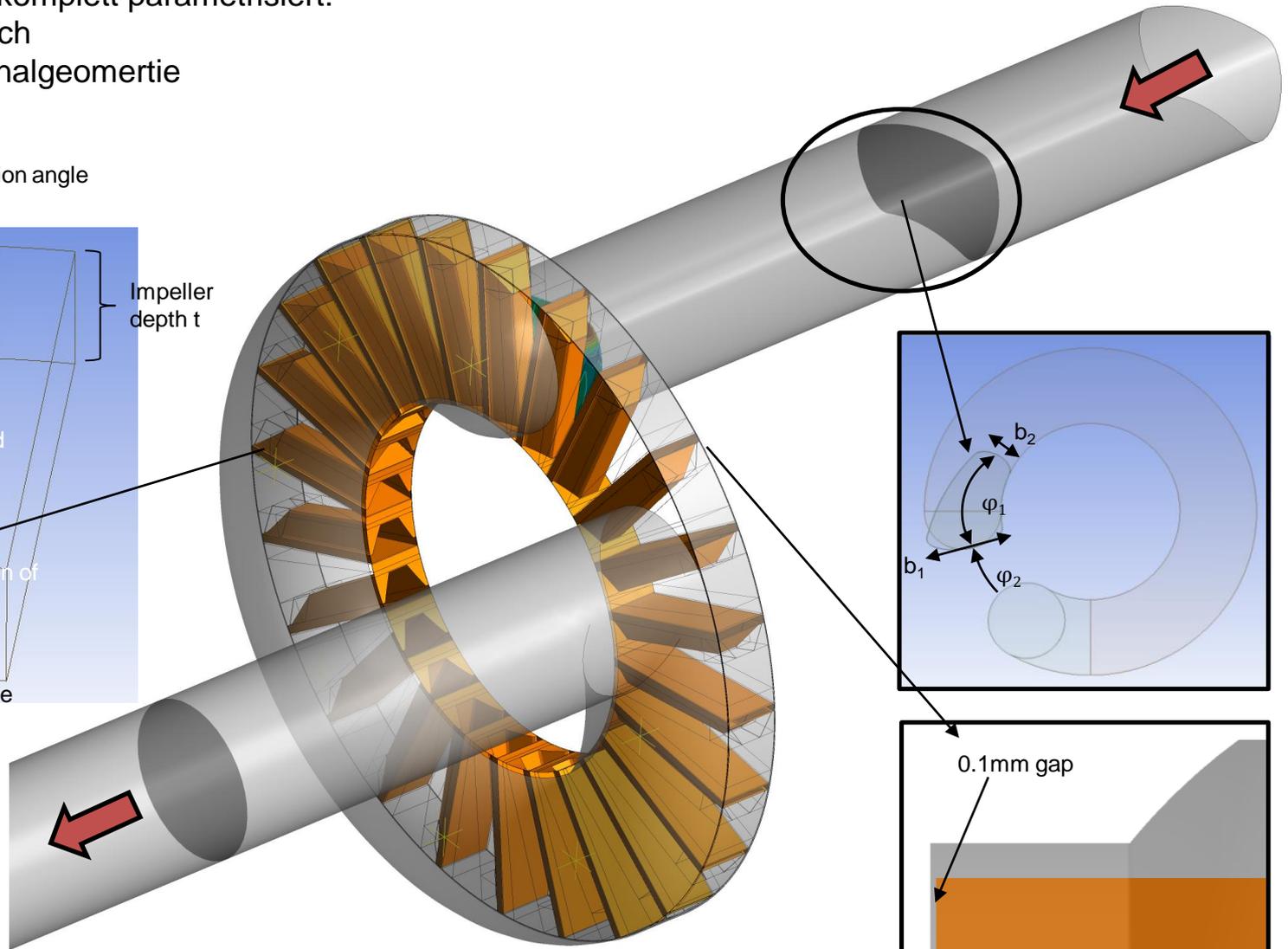
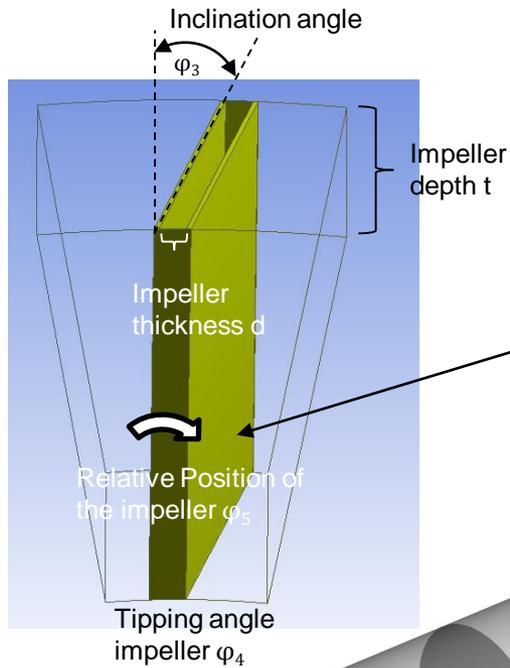
### EXPERIMENT



# Optimierung einer Seitenkanalpumpe

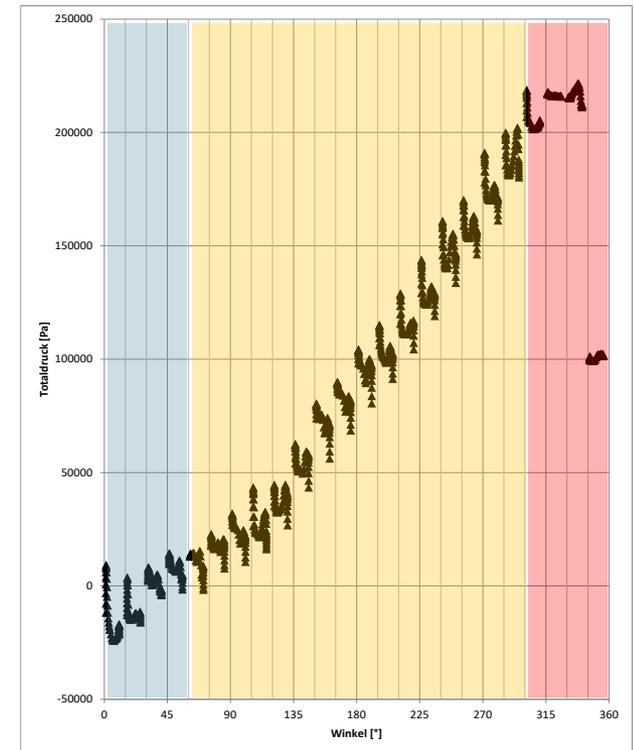
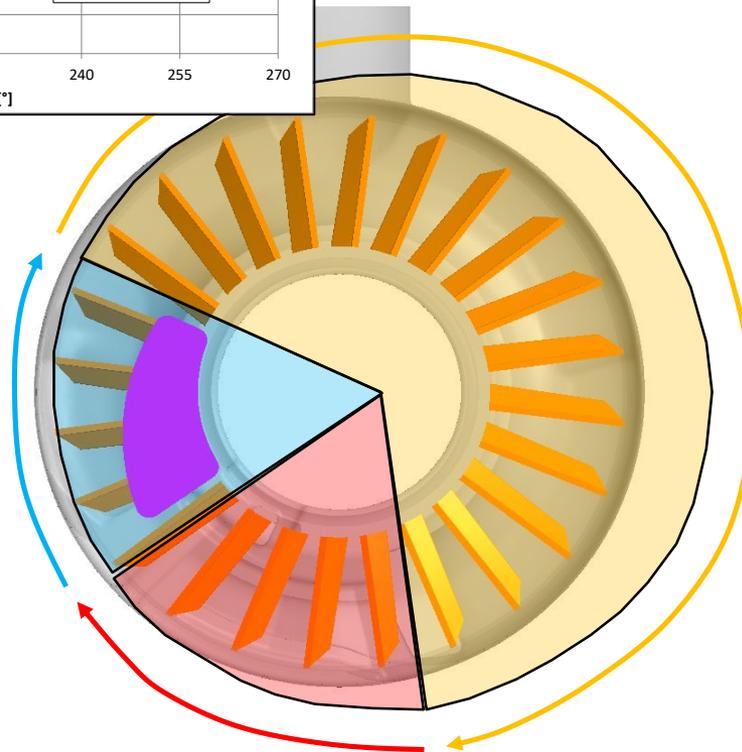
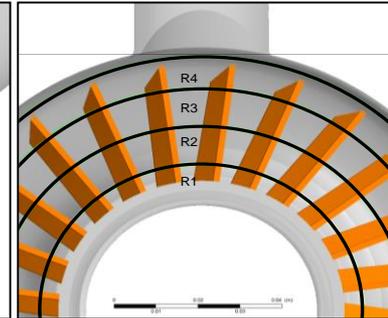
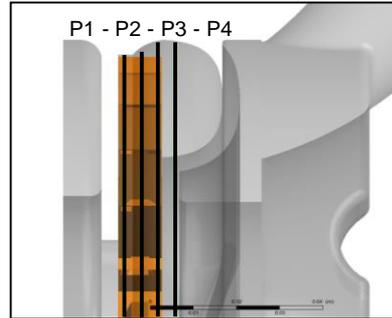
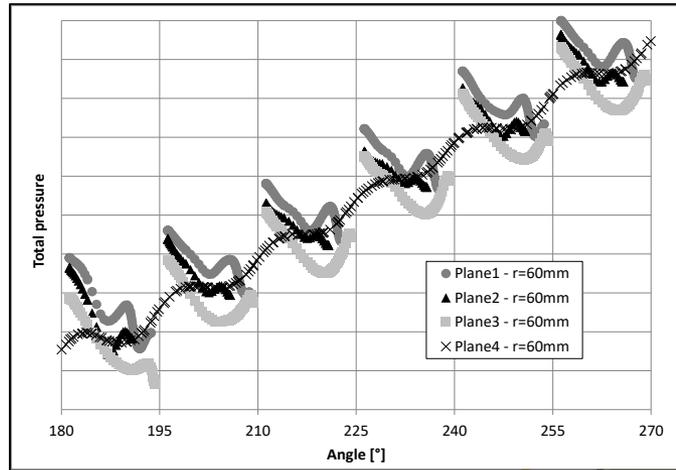
Zur Analyse komplett parametrisiert:

- Saubereich
- Seitenkanalgeometrie
- Laufrad

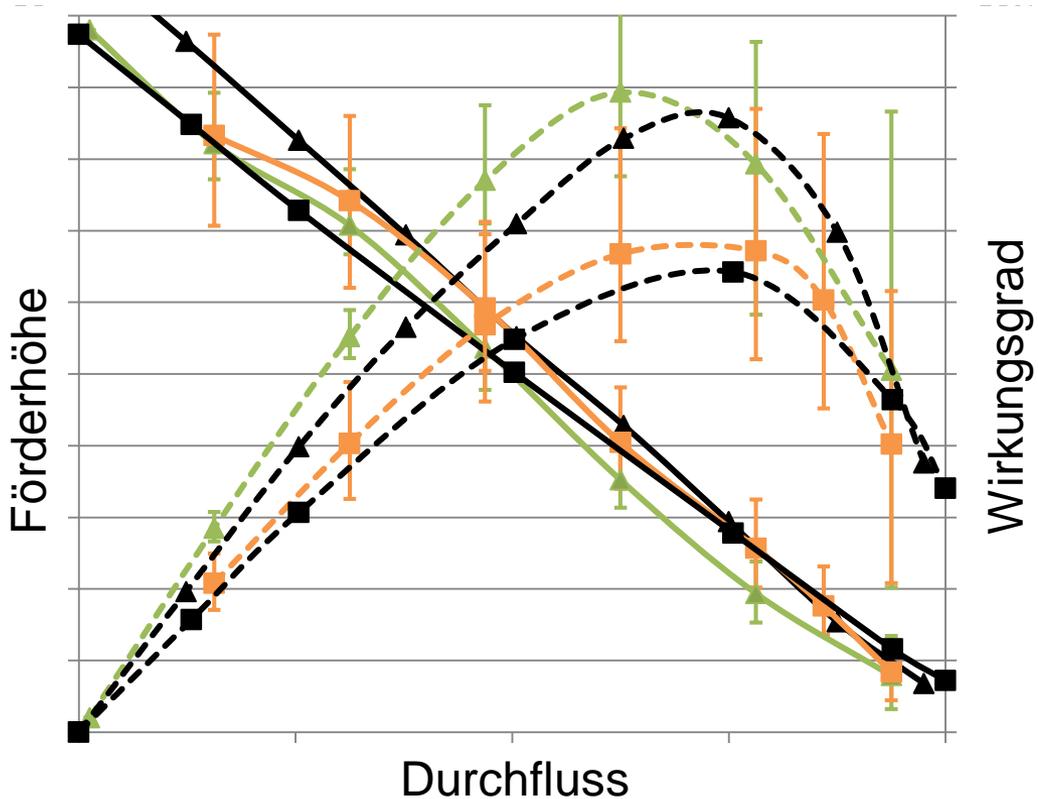


Mosshammer, M., Benigni, H., Jaberg, H., & Konrad, J. (2019). Maximum efficiency despite lowest specific speed-simulation and optimisation of a side channel pump. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 4(2), [ijtp4020006]. <https://doi.org/10.3390/ijtp4020000>

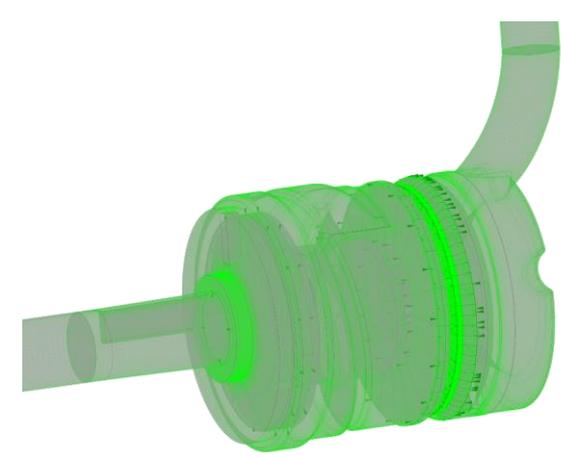
Förderhöhenaufbau vom Einlass (blue) über den Seitenkanal (orange) zum Auslass (rot)



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

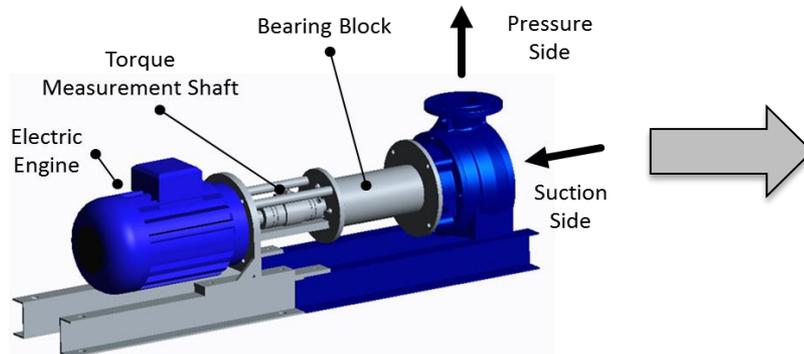


- ▲— OPT<sub>1</sub>trans.201Head
- ▲— OPT<sub>1</sub>trans.201eff
- ▲— OPT<sub>20</sub>measurement201Head
- ▲— OPT<sub>20</sub>measurement201eff
- ORIGINAL<sub>1</sub>trans.201Head
- ORIGINAL<sub>1</sub>trans.201eff
- ORIGINAL<sub>20</sub>measurement201Head
- ORIGINAL<sub>20</sub>measurement201eff

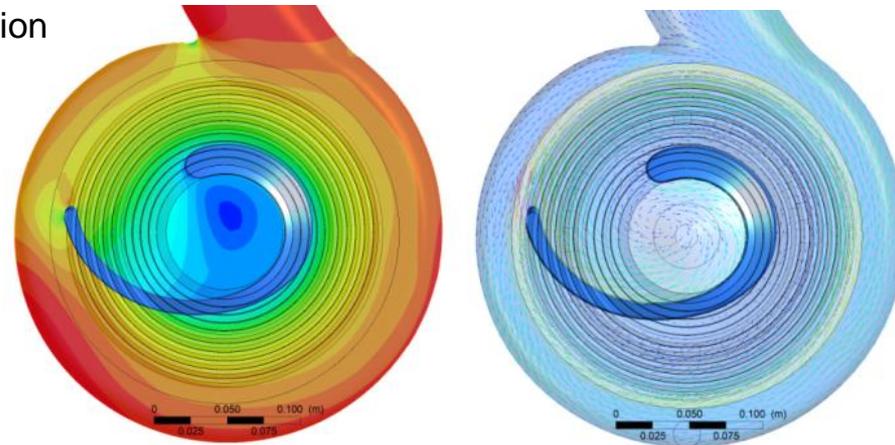
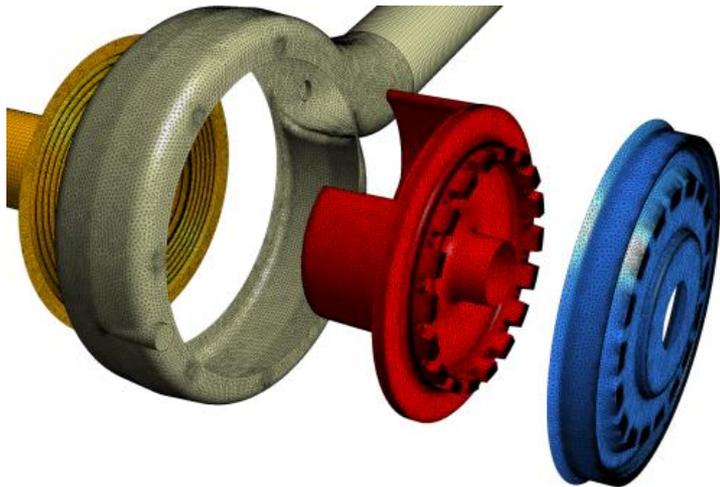


## Inhalte der Optimierungsstudie:

- Prüfstands Aufbau und experimentelle Untersuchung einer bestehenden Einkanal-Pumpenserie



- Durchführung einer numerischen Strömungssimulation

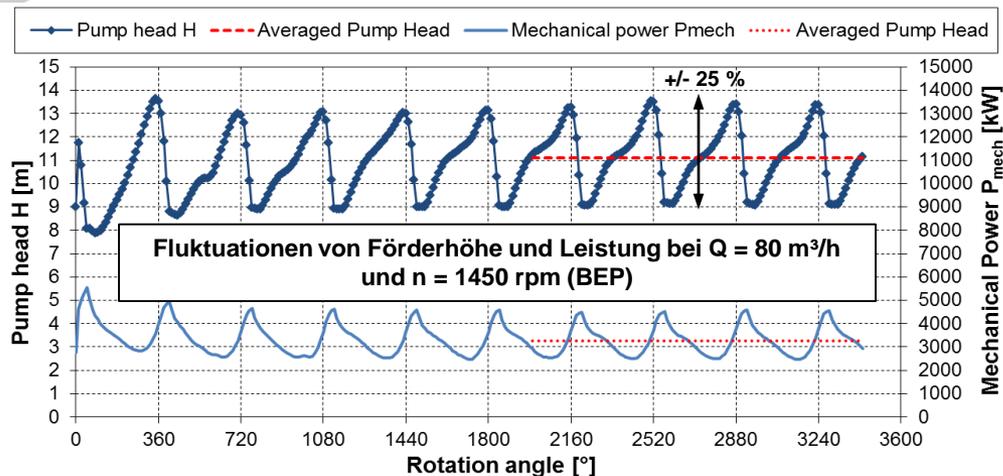


- Optimierung der Laufradgeometrie unter Verwendung der CFD-Ergebnisse

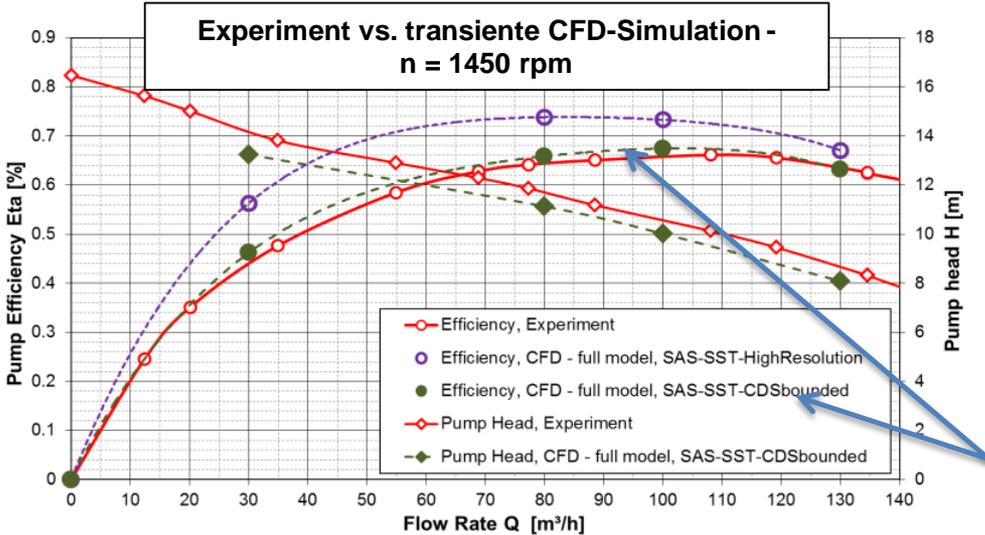
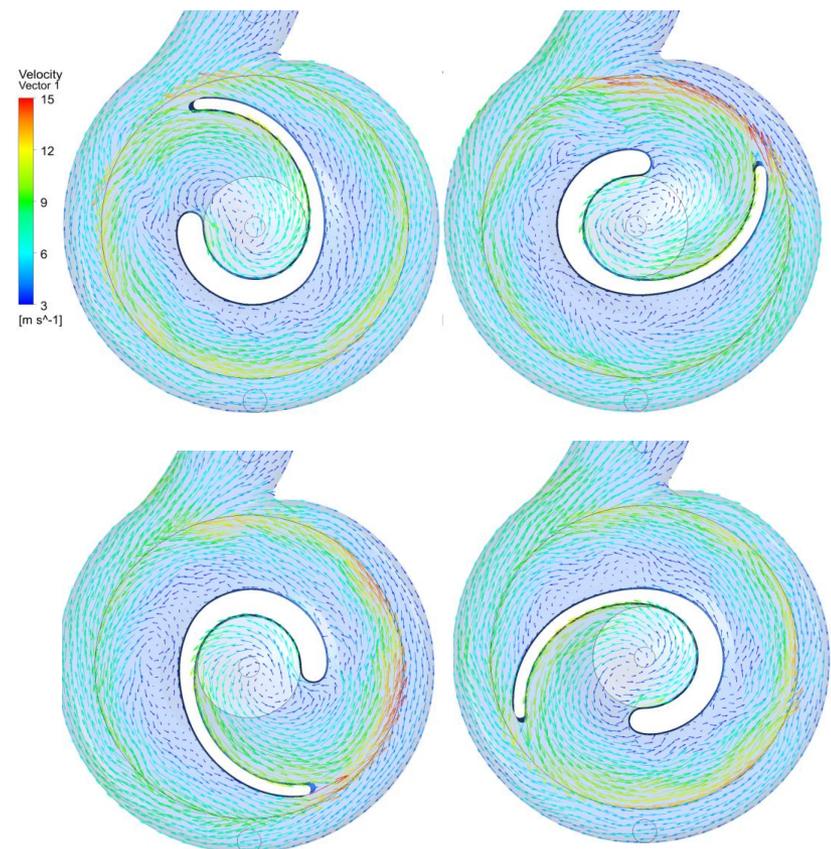
Schiffer-Rosenberger, J. (2016). *Performance analysis of a single-blade impeller pump based on unsteady 3D numerical simulation*. 3rd International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf, Germany.

## CFD-Simulation von Einkanal-Pumpen:

instat. und spez. Turbulenzmodelle



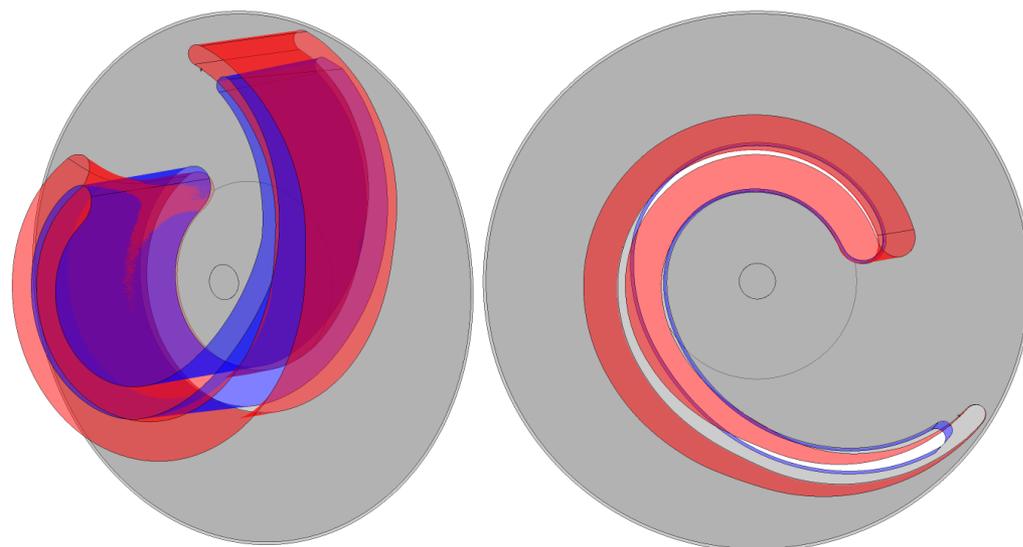
Visualisierung der Geschwindigkeitsvektoren für 4 Rotorpositionen im Mittelschnitt



CDS-bounded-Turbulenzmodell liefert zuverlässige Voraussage

## Geometrische Optimierung des Einkanal-Pumpenlaufrades:

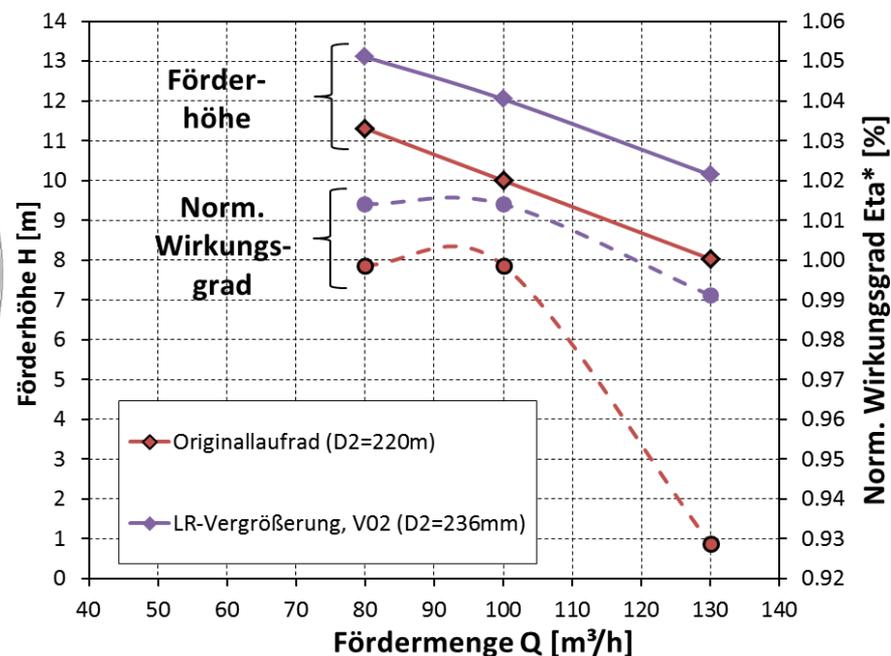
- Optimierungsprozess im Vergleich zu klassischen Kreiselpumpen sehr aufwendig
- Verbesserung des Wirkungsgrades nur möglich durch:
  - Einführung eines 3D-Schaufeldesigns
  - Erhöhung der Gesamtumschlingung auf etwa 360°, wobei der Außendurchmesser  $D_a$  vergrößert werden musste, um den freien Kugeldurchgang von  $D_k = 80$  mm nicht zu gefährden



BLAU: Altes 2D-Design

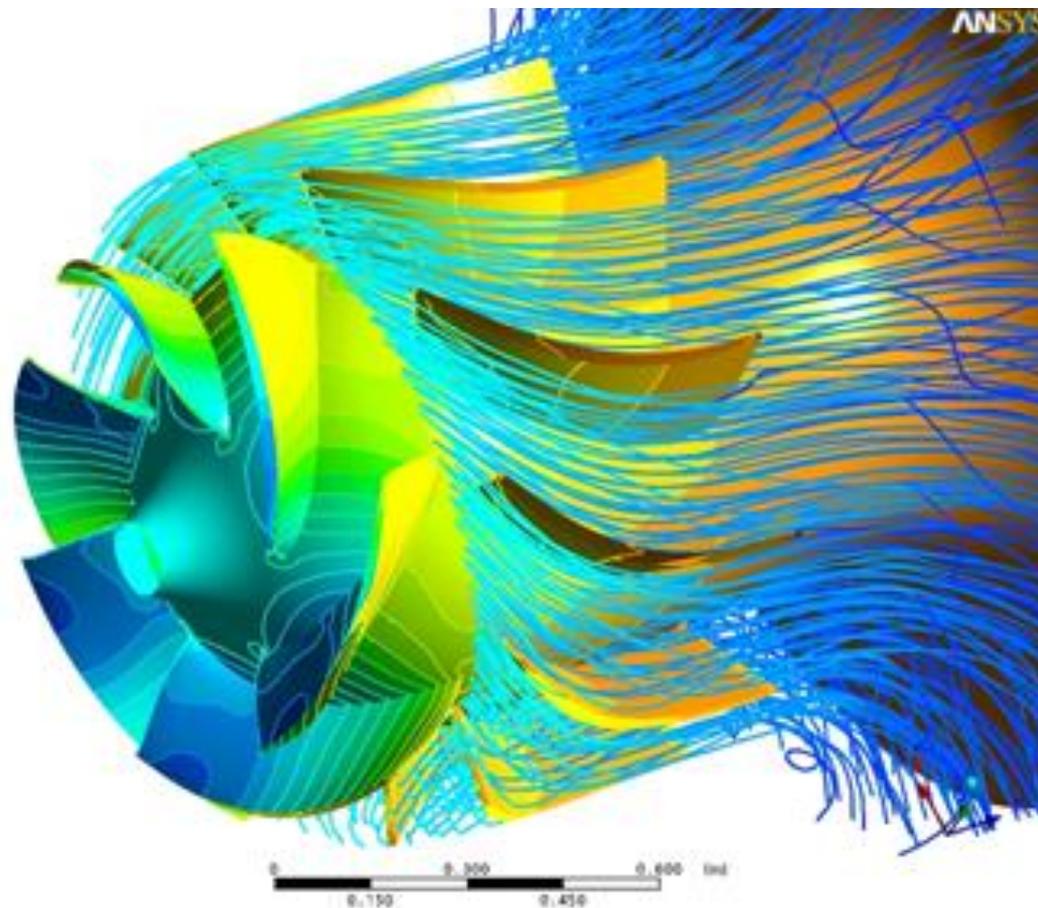
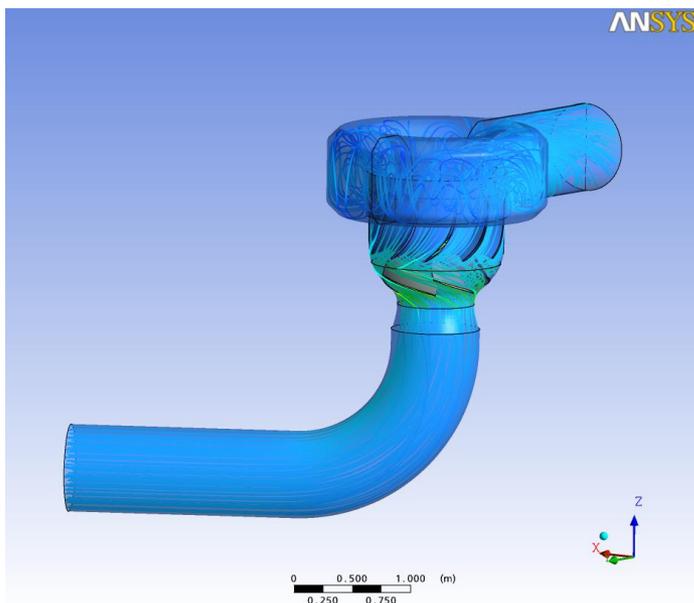
ROT: Neues 3D-Design

Optimierungsergebnisse aus CFD-Berechnung



# Hauptkühlmittel-Pumpe im Primärkreislauf eines AKW

Stangl, G., Benigni, H., "Fatigue analysis of reactor coolant pump impeller for 1400 MWE nuclear power plants", International Congress on Advances in Nuclear Power Plants, ICAPP 2013: Nuclear Power - A Safe and Sustainable Choice for Green Future, Held with the 28th KAIF/KNS Annual Conference 2013, Pages 540-548



▪ API 610 Bezeichnung: wet pit installation (VS1, VS6)

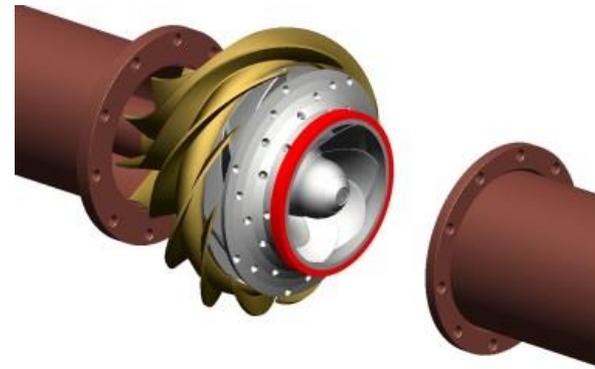
$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{0.75}} = 36 \text{ rpm} \Rightarrow \text{flache Kennlinie f\u00fcr niedriges } n_q$$

$$n_{SS} = n \frac{\sqrt{Q}}{NPSH^{0.75}}$$



▪ Design-Ziele

- $n_{q@BEP}$  Toleranz:  $\pm 1,5 \%$
- Stabile Kennline bis  $Q \geq 30\% Q_{BEP}$
- Nullf\u00f6rderh\u00f6he  $H_0$ : min.  $120\% H_{BEP}$   
max.  $128\% H_{BEP}$

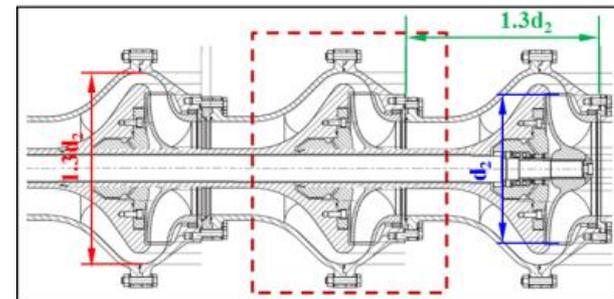


- Hoher Wirkungsgrad
- Kavitation

$$n_{SS}(\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}) \geq 1600 @ Q_{BEP}$$

$$n_{SS}(\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}) \geq 1400 @ 0.7 Q_{BEP} \text{ und } 1.3 Q_{BEP}$$

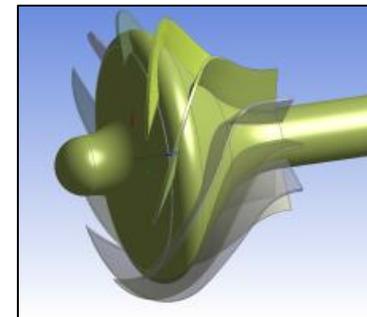
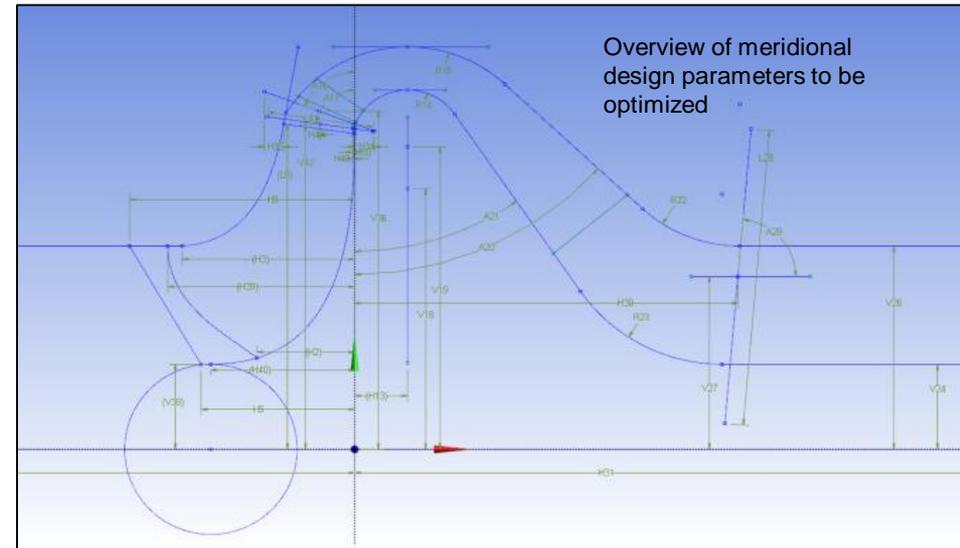
- Max. Stufenl\u00e4nge:  $1.3 d_2$
- Max. stage diameter:  $1.3 d_2$



Hydraulik f\u00fcr **ein- und mehrstufige** Anordnung

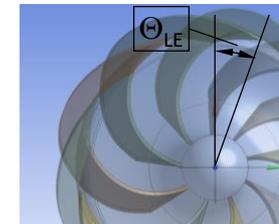
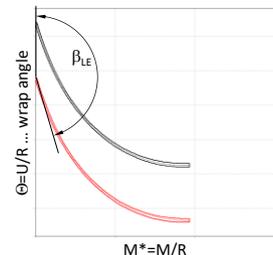
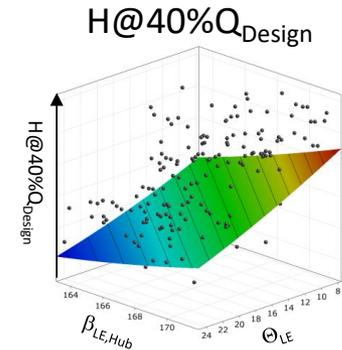
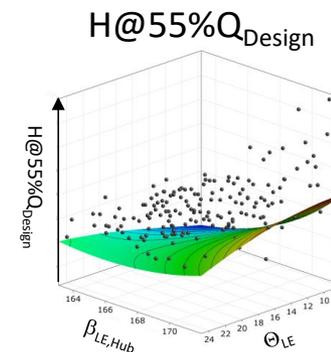
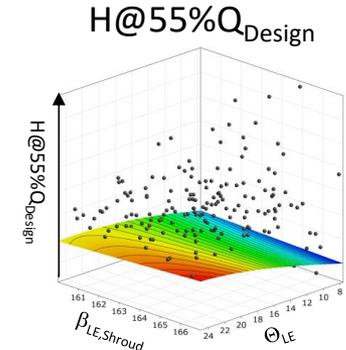
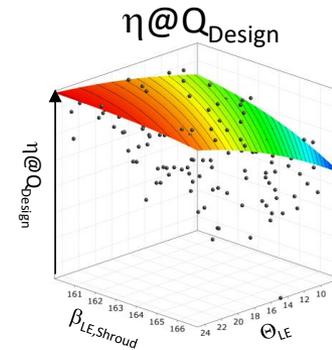
## Parametrisierte Geometrie-Optimierung des Diffusors

- **Mehrstufigkeit; max. Dimensionen limitiert**
- **Minimierung des Restdralls am Austritt**
- **Allmähliche Strömungsverzögerung; Vermeidung von Ablösung TROTZ starker Krümmung der Meridiankontur;**
- **Gerade Linien und Kreisbögen : niedrige Herstellkosten**
- **Starker Einfluss auf Kennlinienstabilität**
- **Sensitivitätsanalyse gefolgt von Metamodell-basierter evolutionärer Mehrzieloptimierung**

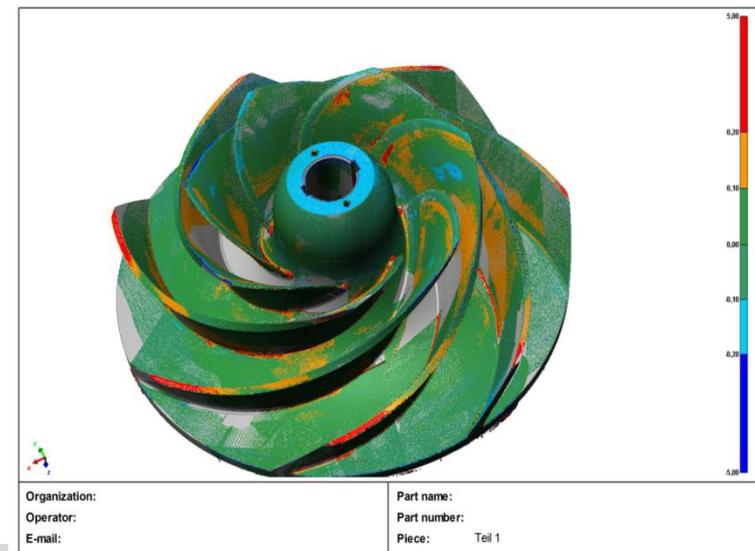
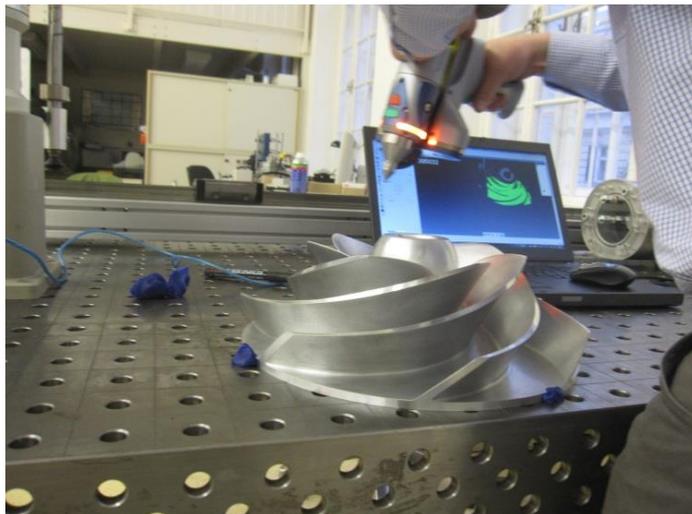
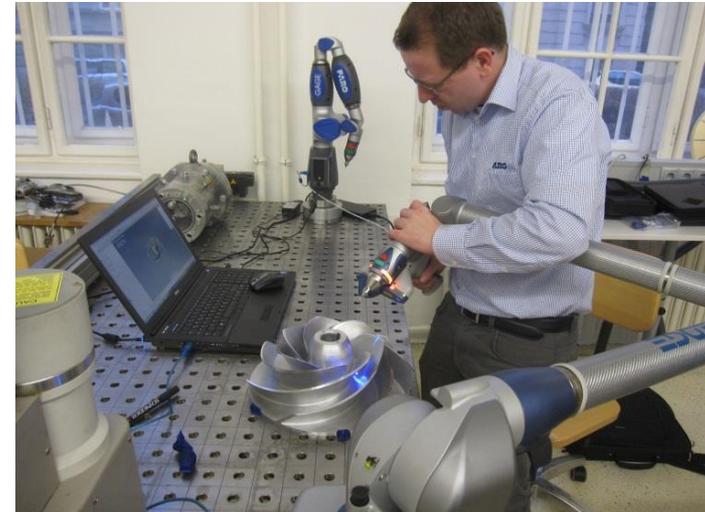


# Diffusor Design – Meta-Modell

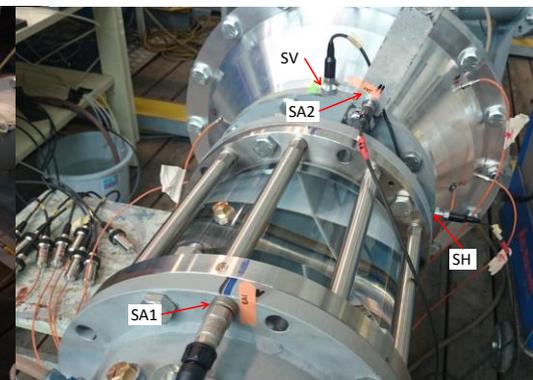
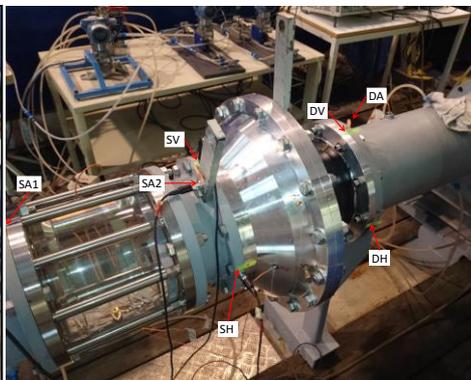
- $\beta_{LE,Shroud}$  beeinflusst  $Q_{BEP}$  wohingegen kaum Einfluss von  $\beta_{LE,Hub}$  auf  $Q_{BEP}$
- Kleinerer  $\beta_{LE,Shroud}$  zusammen mit größerem  $\Theta_{LE}$  steigert  $\eta @ Q_{Design}$
- Kaum Einfluss von  $\beta_{LE,Shroud}$  in Teillast
- Größerer  $\beta_{LE,Hub}$  zusammen mit kleinerem  $\Theta_{LE}$  steigert Förderhöhe in tiefer Teillast  $\Rightarrow$  stabile Kennlinie
- Optimaler Diffusor :
  - kleinen  $\beta_{LE,Shroud}$
  - großen  $\beta_{LE,Hub}$
 } verwundene Schaufel



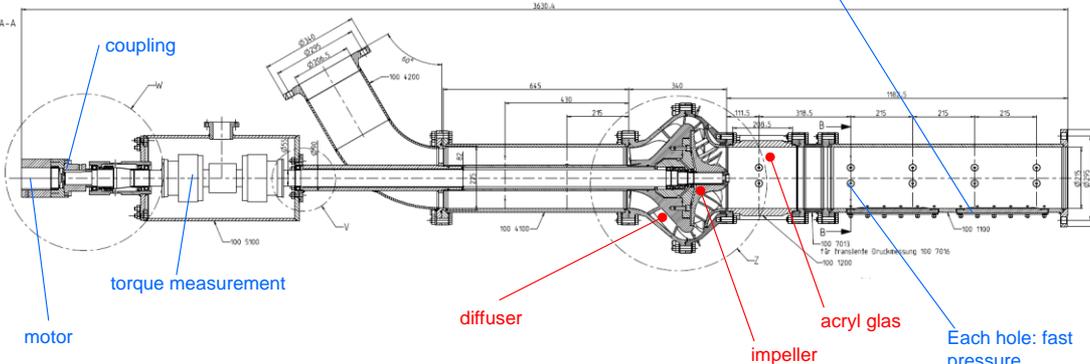
# Herstellung und Geometrieüberprüfung



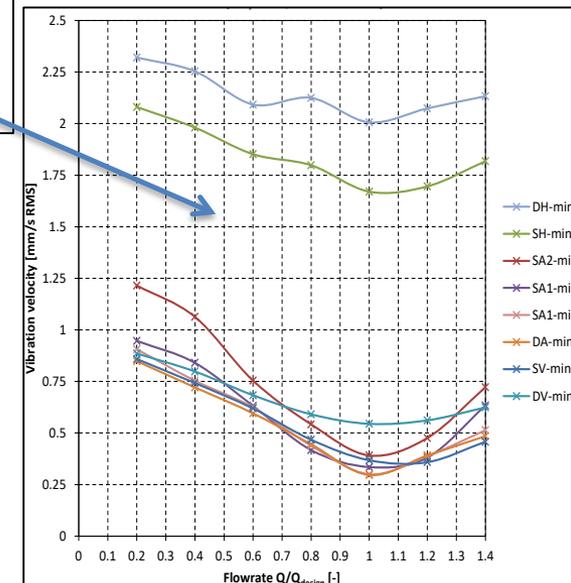
## ISO 9906 Abnahmeversuch



Sehr niedrige Schwinggeschwindigkeit über den gesamten Fahrbereich



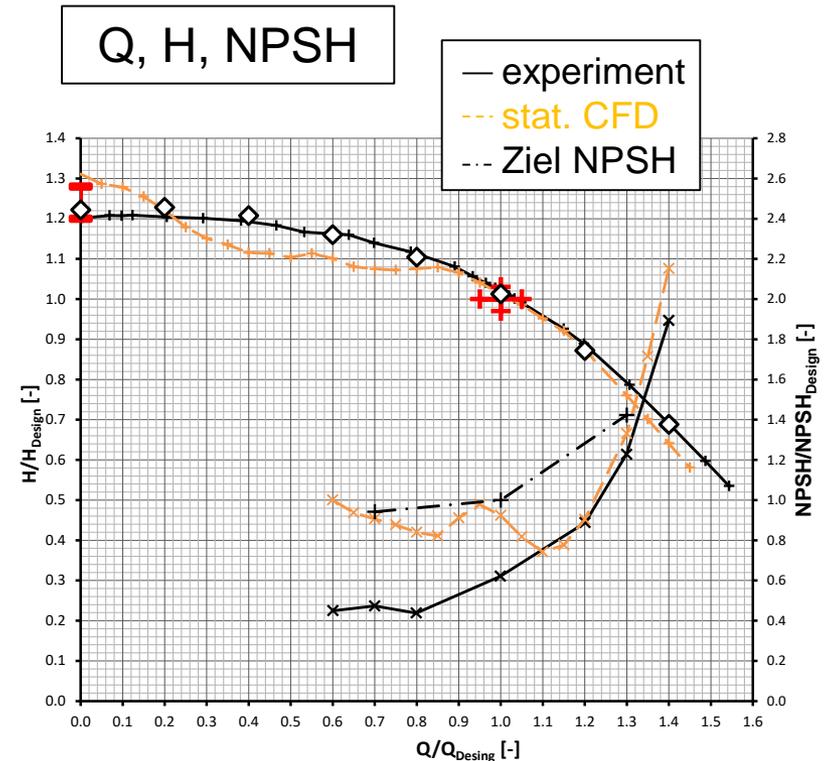
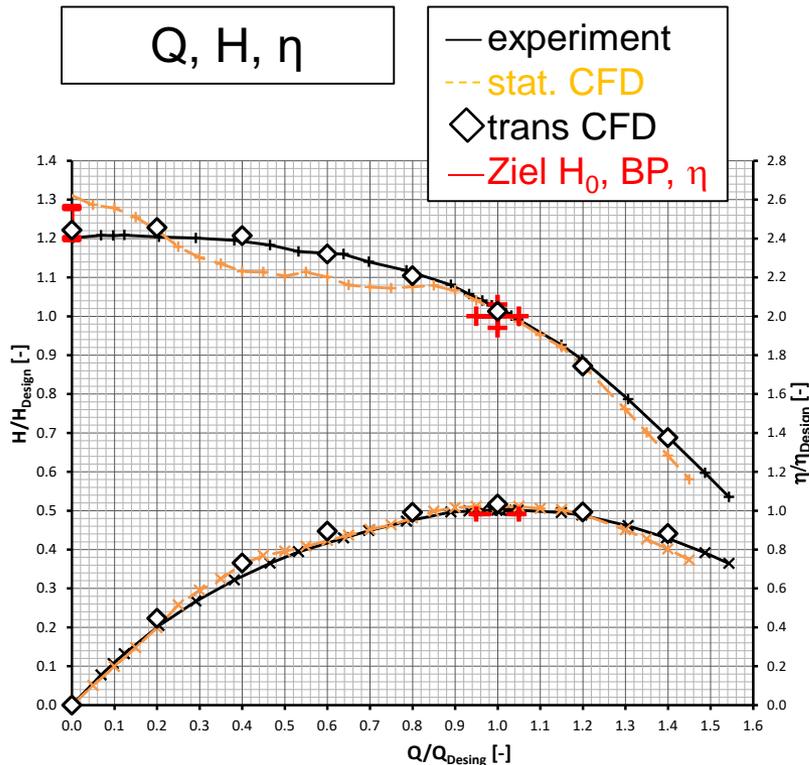
Each hole: fast pressure measurement position: 10 planes with 3 holes in each plane



# CFD vs Abnahmeversuch

- Stationäre CFD: befriedigend
- Transiente CFD: sehr gut, aber ungleich größerer Aufwand
- Achtung: Stabile Kennlinie, keine Schwingungen

Höller-Litzlhammer, S., Benigni, H., & Jaberg, H. (2016). Investigation of the 4-Quadrant behaviour of a mixed flow diffuser pump with CFD-methods and test rig evaluation. *IOP Conference Series / Earth and Environmental Science*, 49. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/49/3/032018>

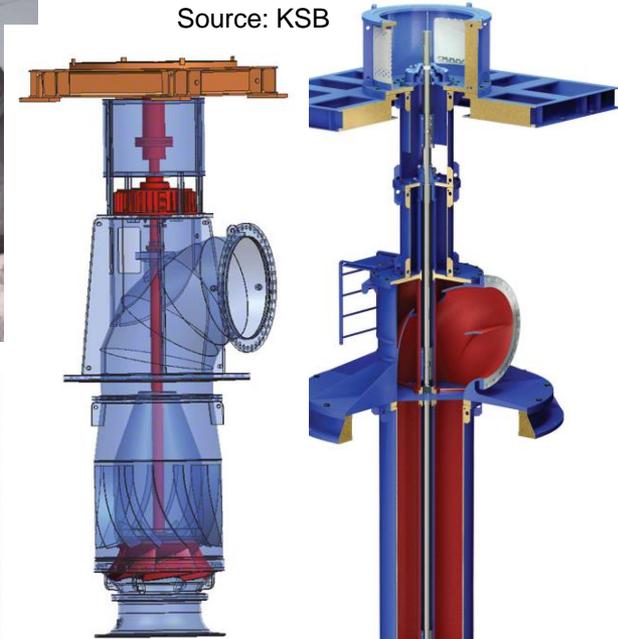


# Halbaxial-Pumpe mit Verstellpropeller

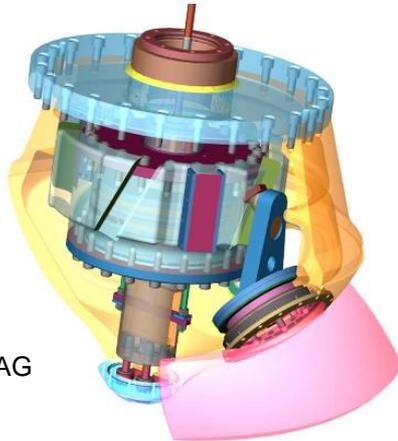
Flowrate Q [m <sup>3</sup> /s]	5
Pump Head H [m]	27
Rotational Speed n [rpm]	507
Specific Speed n <sub>q</sub> [m <sup>3</sup> /s, m, rpm]	95.71
Rated Power [kW]	1500



Source: Sigma Group



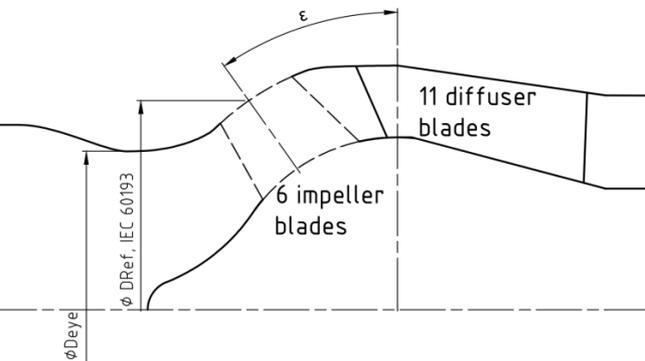
Source: KSB

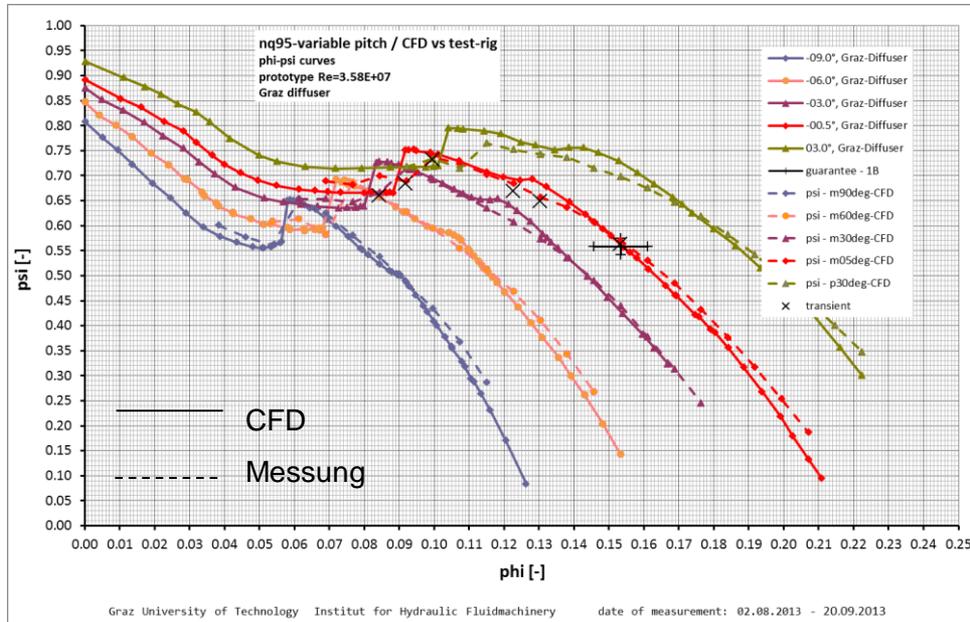


Source: Flowsolve



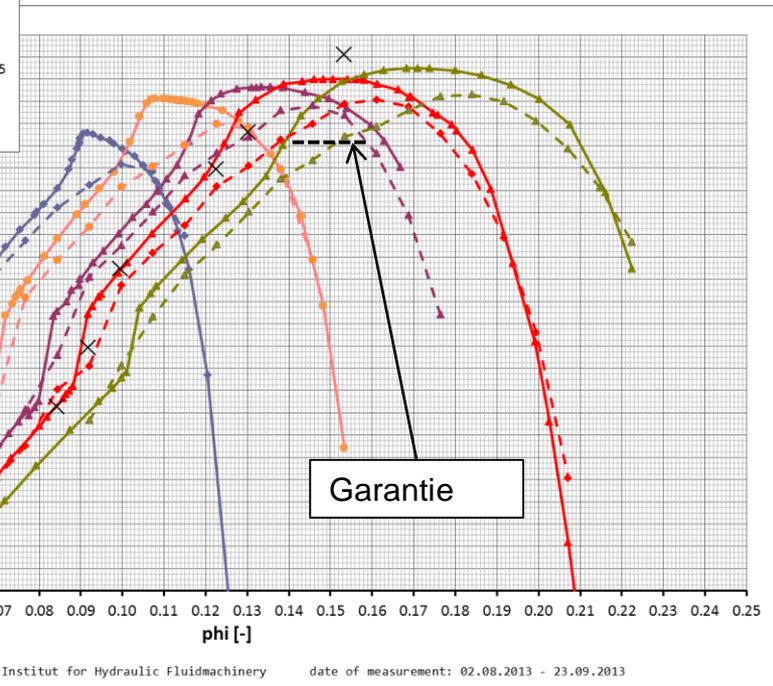
Source: Hyosung





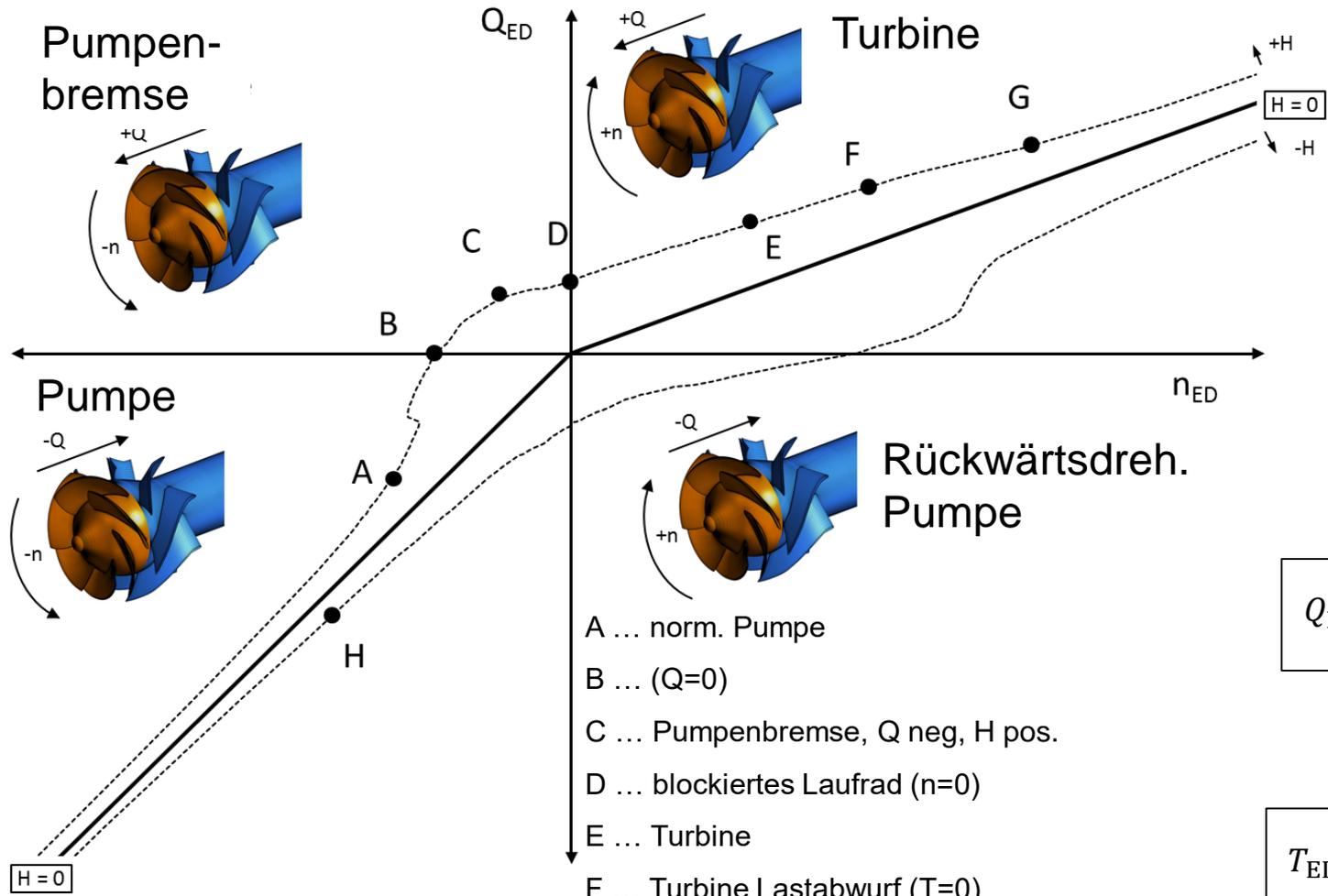
- Messung und CFD zeigen gute Übereinstimmung
- Nicht aufgelöst werden konnte die „Diffusorinstabilität“

- Wirkungsgradvorgaben werden deutlich übertroffen
- Eliminierung der Diffusor-Instabilität durch Modifikation des Diffusors möglich, Wirkungsgradeinbuße in Überlast



Höller-Litzlhammer, S., Jaberg, H., Benigni, H., & Kim, J. J. (2016). Cavitation optimization of a variable pitch mixed flow pump for cooling water by numerical methods and test rig verification. In *Pump Users International Forum 2016: Proceedings* (pp. 777-789). [18-2] Düsseldorf: VDMA.

## Pumpen funktionieren auch als Turbinen: Entgegengesetztes Q, H, n



- A ... norm. Pumpe
- B ... (Q=0)
- C ... Pumpenbremse, Q neg, H pos.
- D ... blockiertes Laufrad (n=0)
- E ... Turbine
- F ... Turbine Lastabwurf (T=0)
- G ... Turbinenbremse, Q, H, zu klein, Eta neg.
- H ... Pumpenbremse (T=0) Q zu groß, H neg.

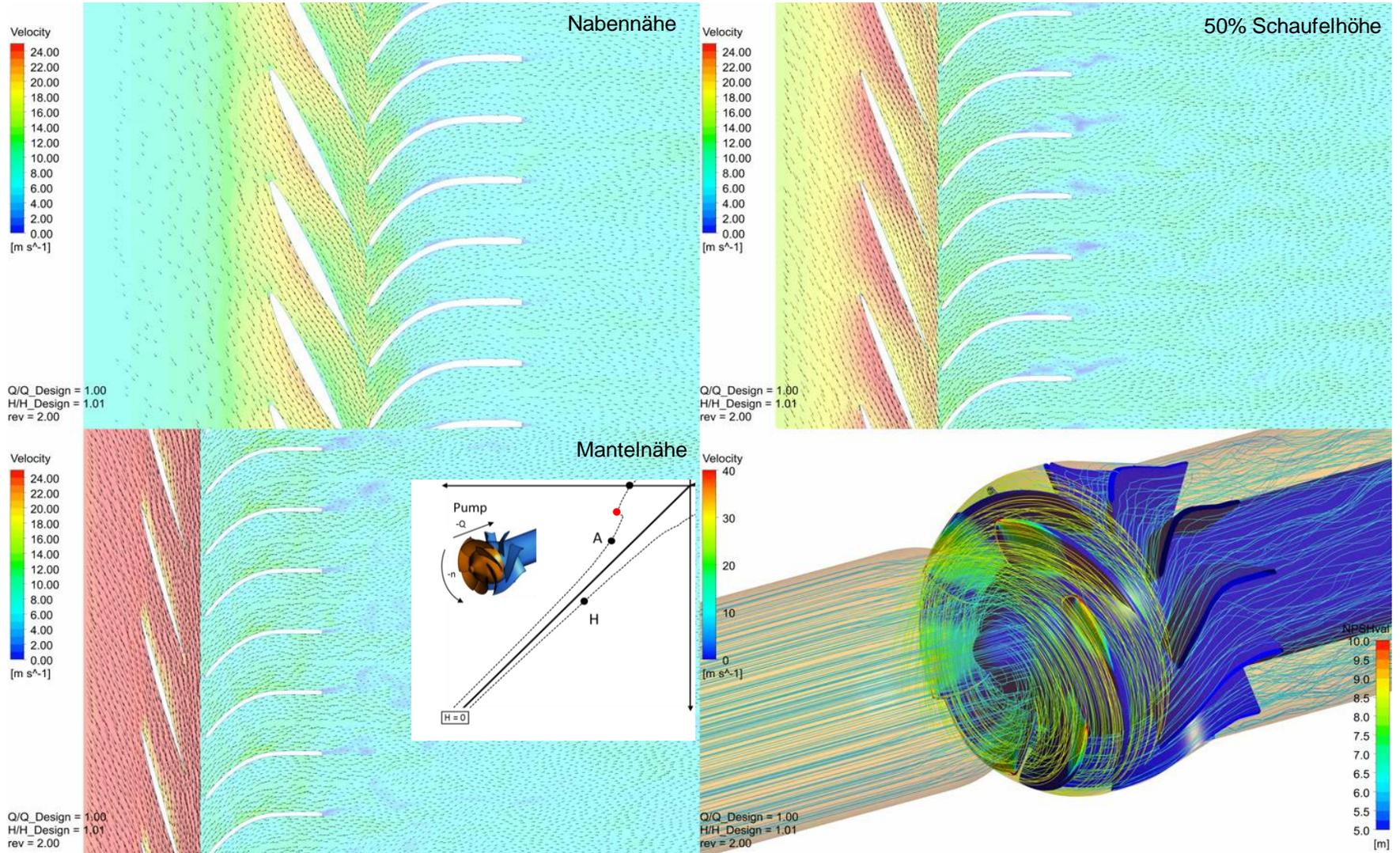
$$n_{ED} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{g \cdot H}}$$

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{g \cdot H}}$$

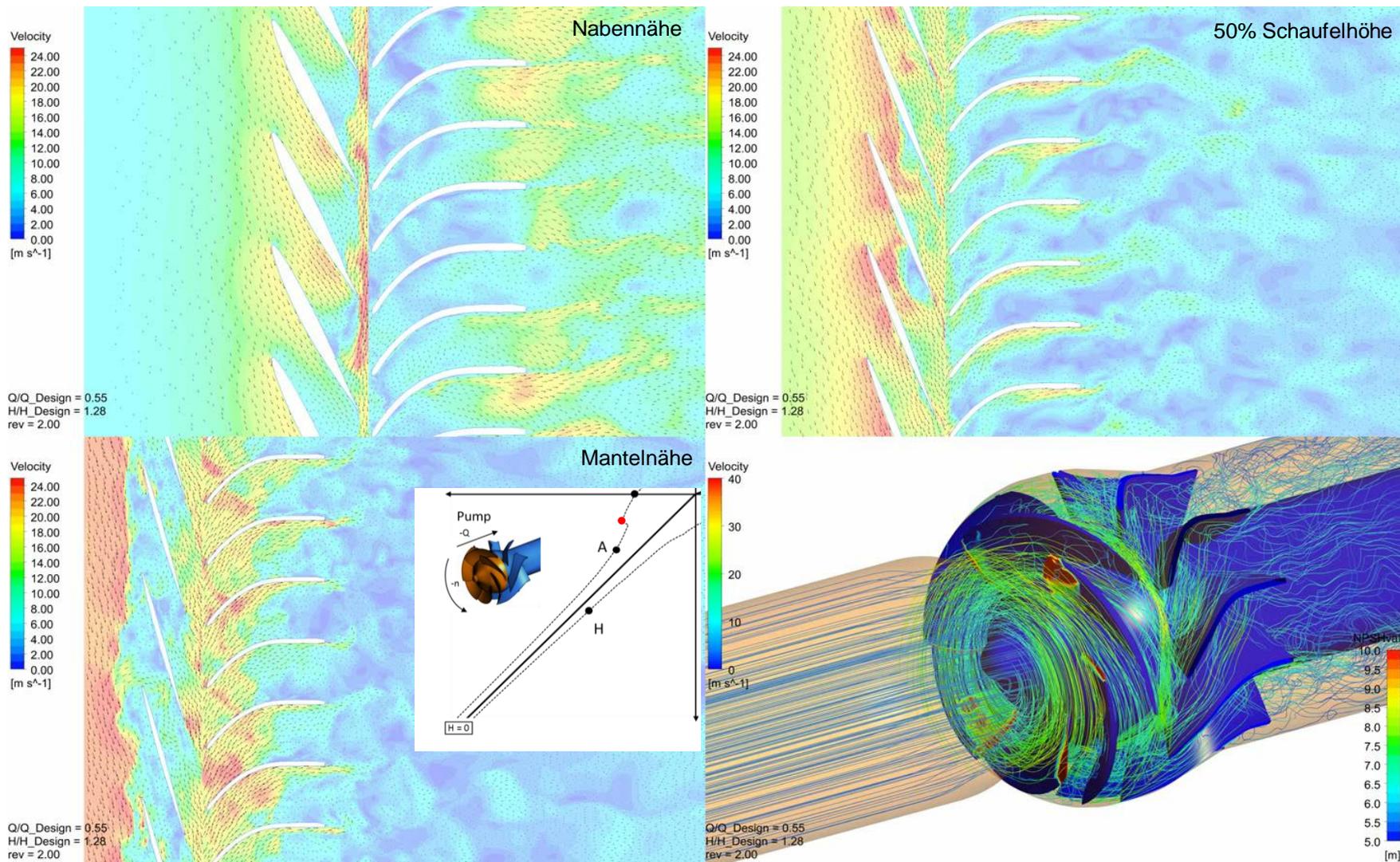
$$T_{ED} = \frac{T}{D^3 \cdot \rho \cdot g \cdot H}$$

Höller-Litzlhammer, S., Benigni, H., & Jaberg, H. (2018). Numerical investigation of the 4-Quadrant behaviour of different mixed flow diffuser pumps with experimental verification. CMFF18-059. Paper presented at 2018 Conference on Modelling Fluid Flow, Budapest, Hungary.

## Instationäre Simulation – BEP



## Instationäre Simulation– Teillast-Instabilität

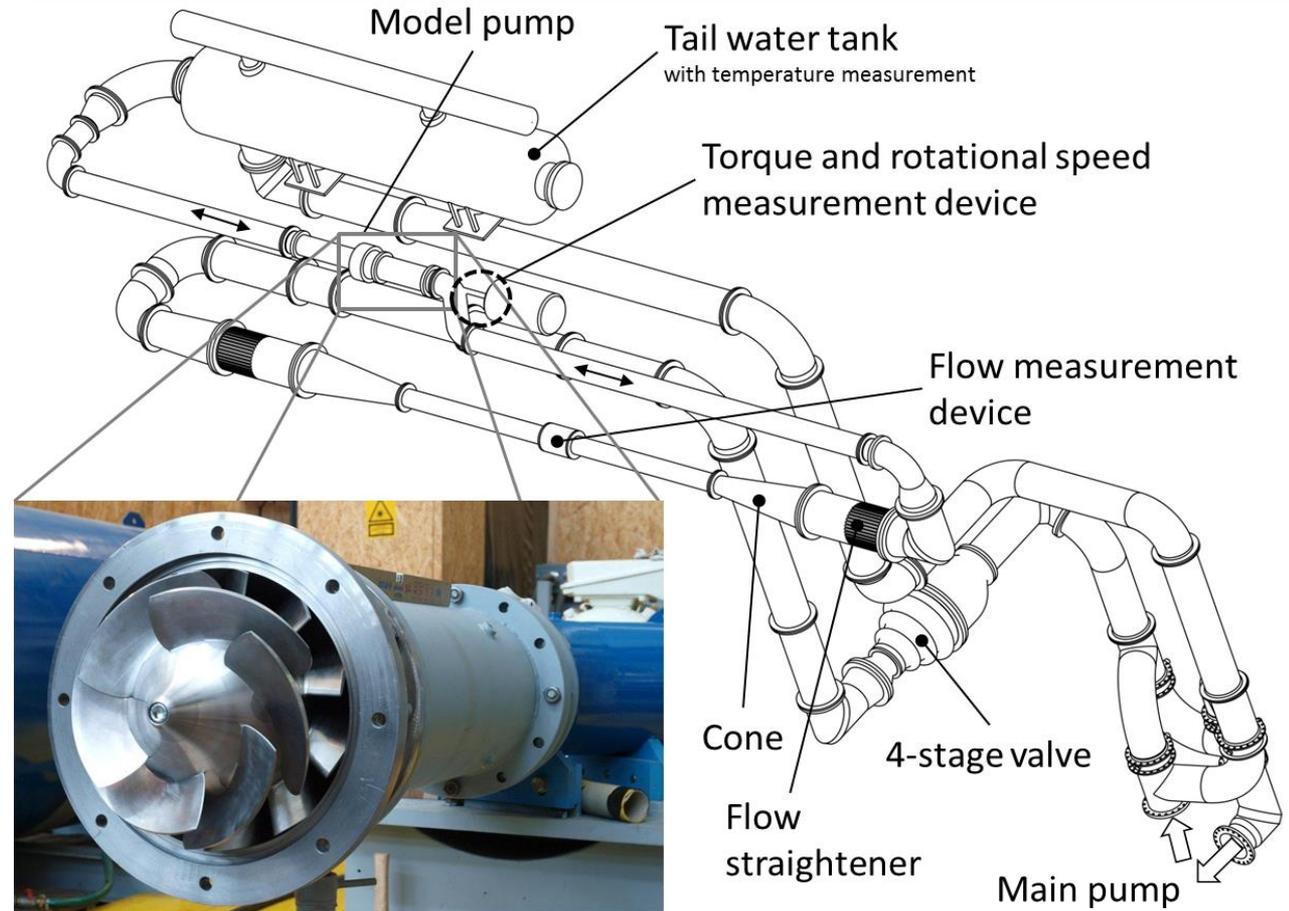




## Herstellung der Modell-Pumpe



# Geschlossene Ringleitung des Instituts mit DN 500



**Quadranten-Fahrweise**

**Modellmaßstab 1:3.6**

**Abnahme nach ISO 9906**

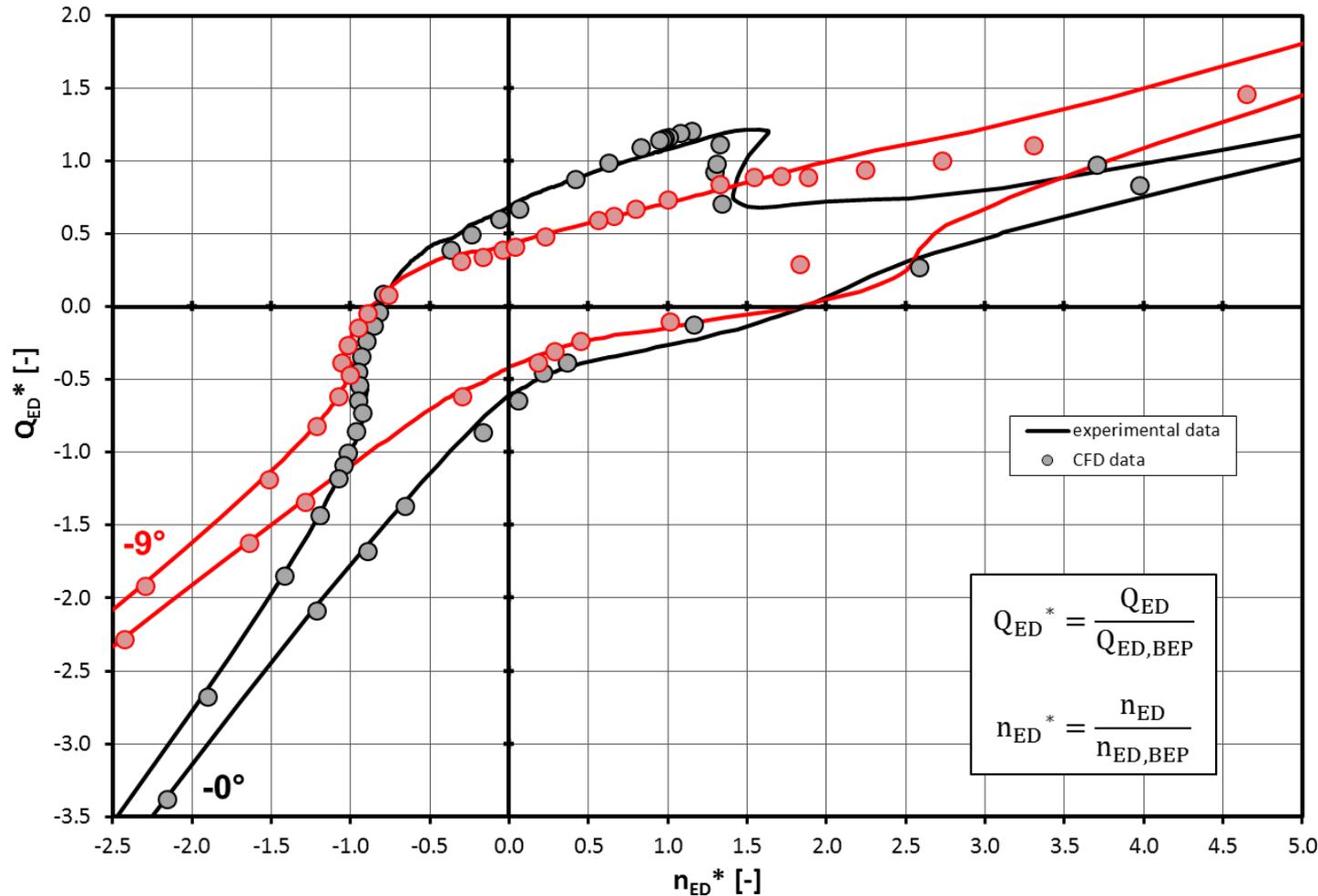
**Versuchsdurchführung nach IEC60193 (Turbinennorm) mit Messunsicherheit bei Wirkungsgrad von 0,3%!**



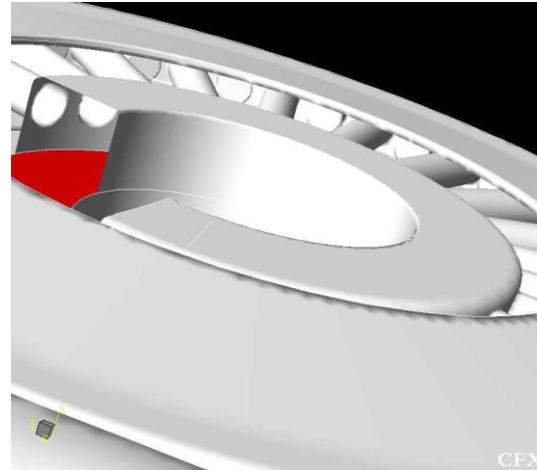
*Eingebaute Modellpumpe*

# Stationäre CFD vs. Experiment – gesamter Betriebsbereich

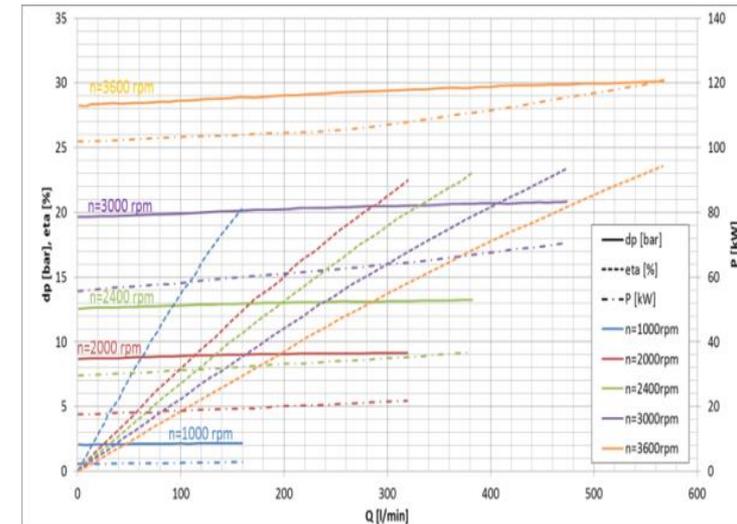
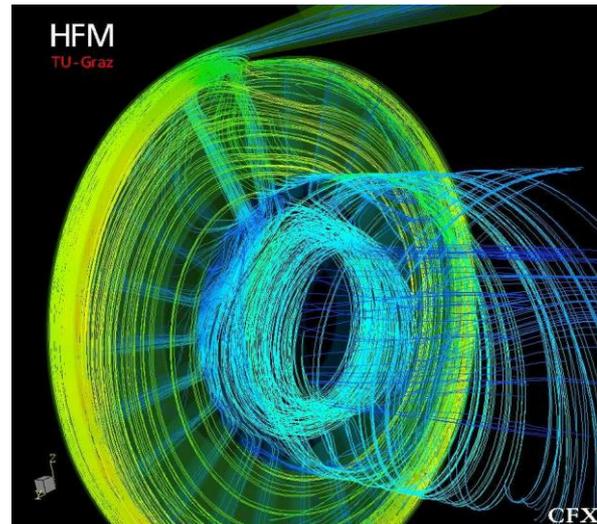
## Zwei Schaufelstellungen 0° und 9°



## Subsea – Anwendung: 1 Stufe = 40 bar

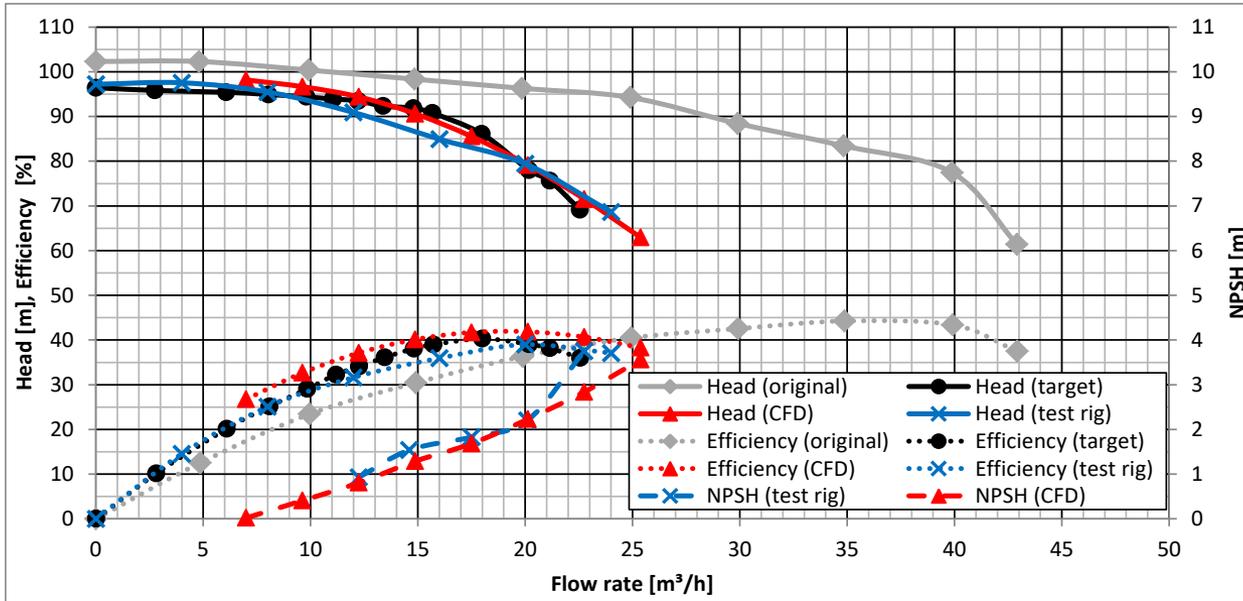


- Schmale enge Laufradkanäle
- Instabile Kennlinie
- “Hot oil, sub sea” Anwendung,
- Keine Wartung möglich

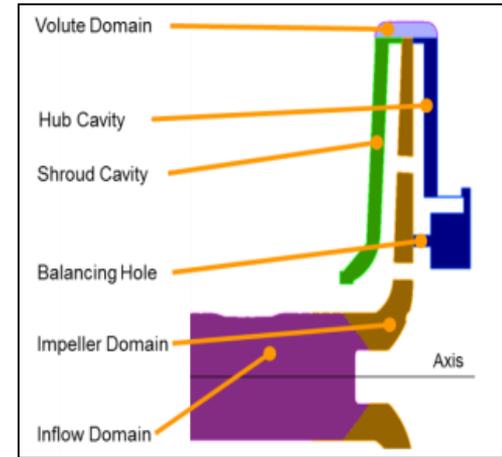


Benigni, H., Jaberg, H., & Penninger, G. (2003). Dimensioning and simulation of a pump with lowest possible specific speed. In *Conference Proceedings / Conference on Modelling Fluid Flow, Vol. II* (pp. 991-996). Budapest: ..

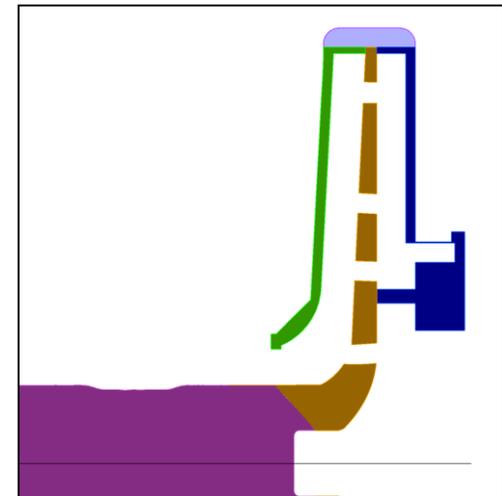
# Kreiselpumpe für $n_q=7$ U/min



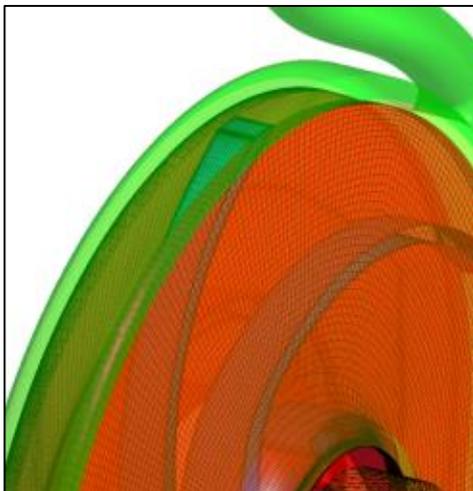
## Originale Design



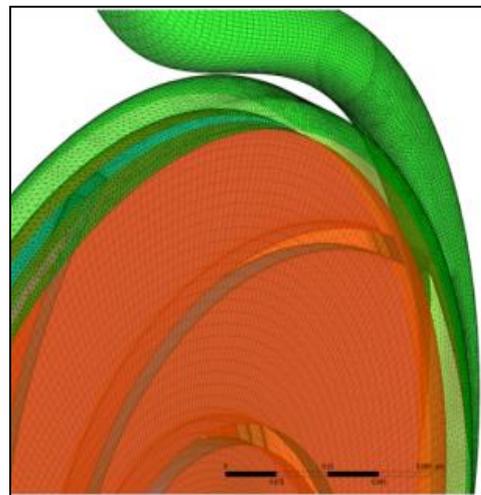
## Modifizierte Design



Originale design



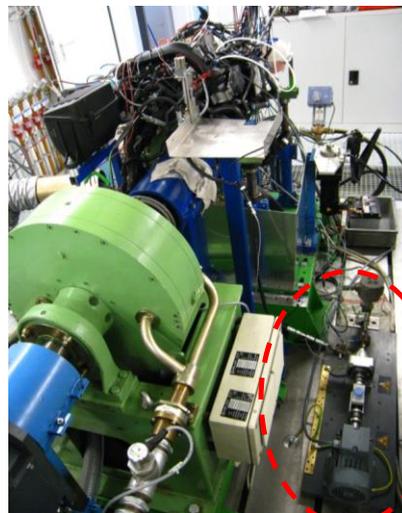
Modifizierte Design



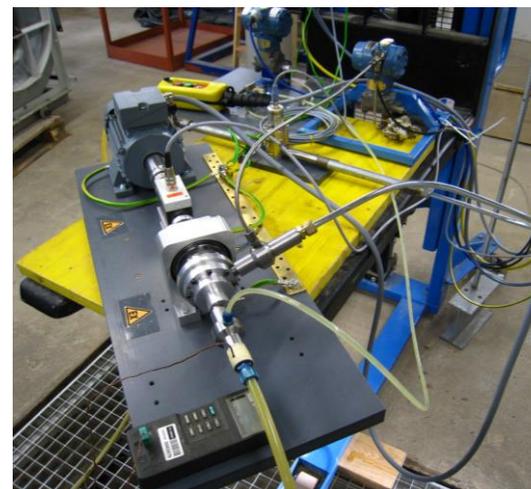
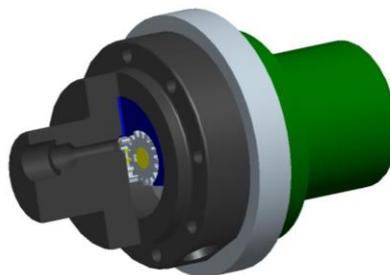
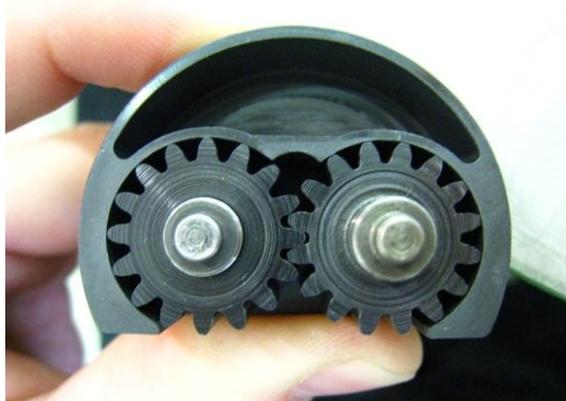
Höller-Litzlhammer, S., Benigni, H., & Jaberg, H. (2014). *Design of an Impeller for Low Specific Speed.*

## Untersuchung von Einspritzpumpenkonzepten für Ottomotoren mit Niederdruck-Direkteinspritzung

Prototype pump tests together with the IC-engine



**Beispiel:**  
Einspritzpumpe  
Zahnradpumpe mit Dichtungsschuh



Pumpenentwicklung und -prüfung im Labor

**Danke für Ihre Aufmerksamkeit !**

Assoc. Prof. Dr. Helmut **Benigni**  
Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen  
Technische Universität Graz  
Kopernikugasse 24/IV  
8010 Graz / Österreich  
[helmut.benigni@tugraz.at](mailto:helmut.benigni@tugraz.at)  
Tel.: 0043 664 7939890

Prof. Em. Dr.-Ing. Helmut **Jaberg**  
Kerscheckstrasse 41  
8073 Vasoldsberg, Graz / Österreich  
[helmut.jaberg@jabergundpartner.com](mailto:helmut.jaberg@jabergundpartner.com)  
Tel.: 0043 664 3224642