



# Entwicklung einer Einstufen-Kreiselpumpe mit mehr als 1300 m Förderhöhe

Helmut Benigni Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Stefan Höller, Christian Bodner, Helmut Jaberg Jaberg & Partner GmbH

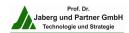
Gerhart **Penninger** Verbund Hydro Power GmbH

Technische Universität Graz

Martin Giese Voith Hydro Holding GmbH & Co. KG,















#### Inhalt heute



- Aufgabe der Pumpe
- Einsatzort
- Zuströmung zur Pumpe
- Modellversuch nach IEC 60193
- CFD-Berechnung
- Ergebnisse Druckpulsationen
- Geometriemodifikation
- Installation
- Betriebserfahrung

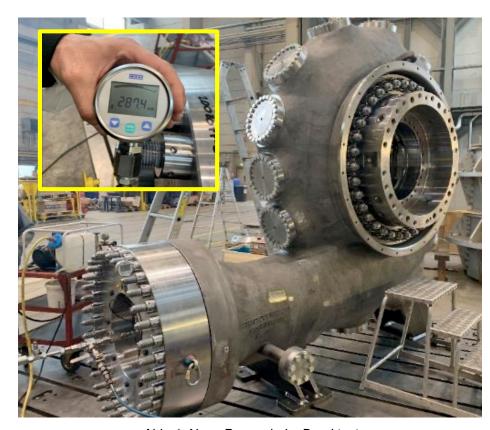
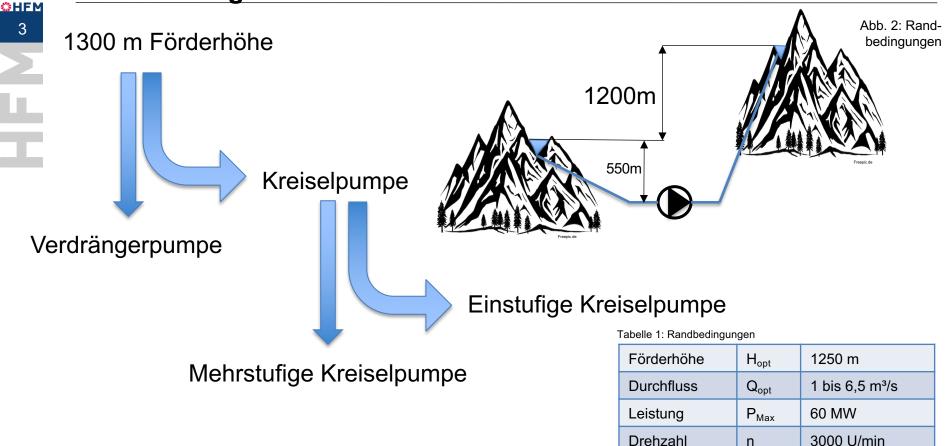


Abb. 1: Neue Pumpe beim Drucktest









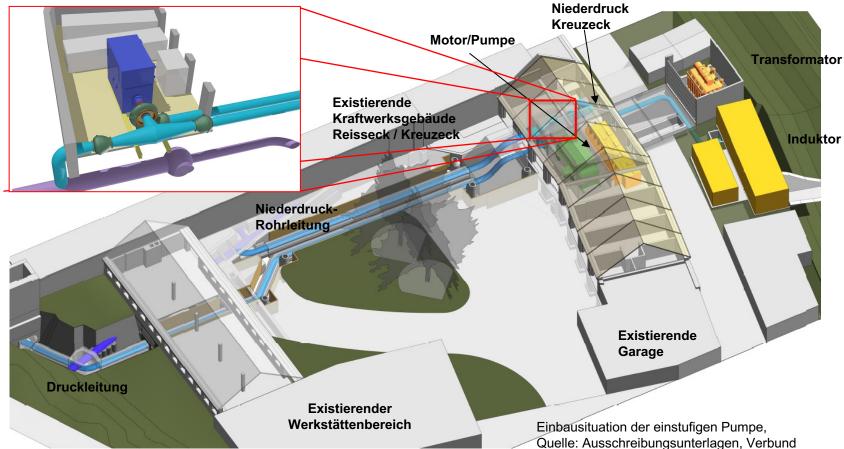


Abb. 3:

Quelle:

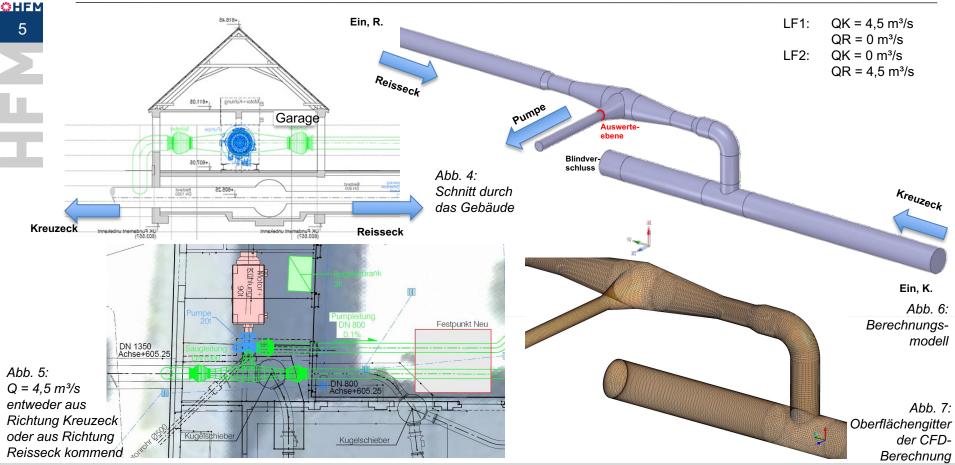
Verbund

Krafthaus Überblick.

**SHFM** 

#### ... im bestehenden Krafthaus

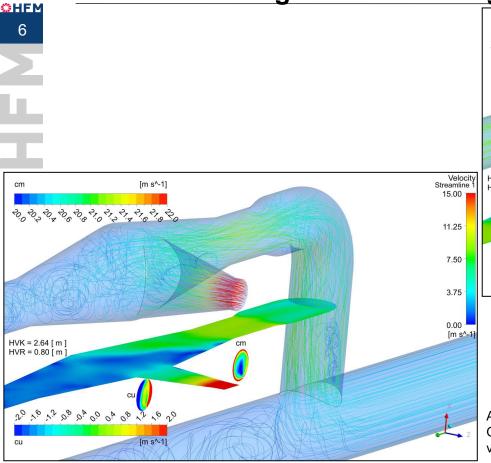






#### ... Untersuchung der Zuströmung





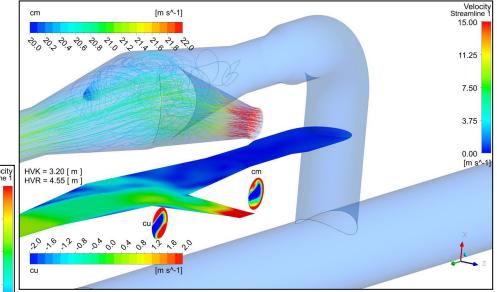


Abb. 9: LF2 Originalvorschlag

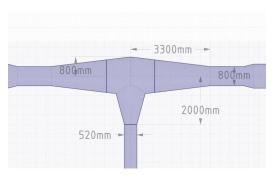
Abb. 8: LF1 Originalvorschlag



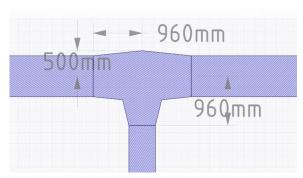


#### ... Abzweigervarianten





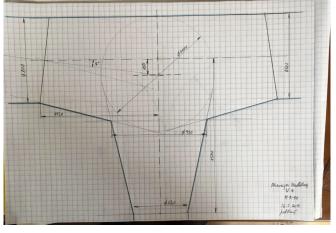
96 Qmm

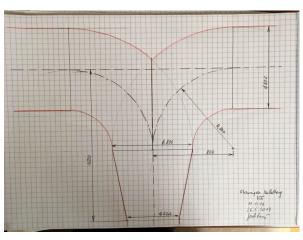


Pumpen-Auswerteebene zur Rohrachse für Abb. 10: Abzweiger Originalvorschlag alle Varianten 2000 mm!

Abb. 11: Abzweiger Vorschlag V01

Abb. 12: Abzweiger Vorschlag V02





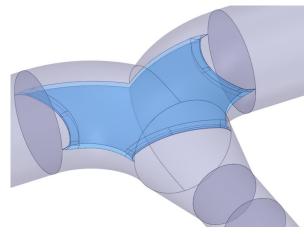


Abb. 13: Abzweiger V03, Kugel 1100 mm

Abb. 14: Abzweiger V04 Krümmer

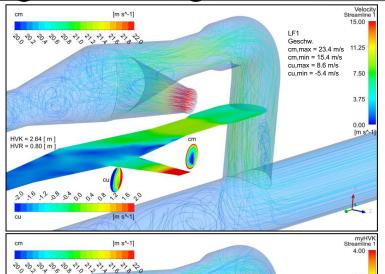
Abb. 15: Abzweiger V04b Krümmer mit Rippe

**SHFM** 



Originalvorschlag





[m s^-1] Streamline 15.00 LF2 30 30 30 40 60 51, 51, 51, 51, 51, 51, 65, Geschw cm,max = 24.8 m/s 11.25 cm,min = 15.1 m/s cu,max = 10.3 m/s cu,min = -9.2 m/s 7.50 3.75 0.00 [m s^-1] HVK = 3.20 [ m ] HVR = 4.55 [ m ] 30 10 13 00 0000 00 00 13 10 30

Abb. 17: Original LF2 Geschwindigkeit

The standing of the standing o

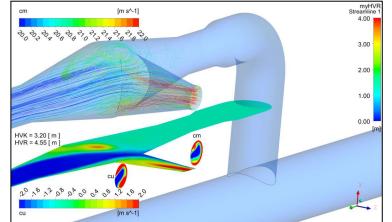


Abb. 19: Original LF2 Verlusthöhe



Abb. 18:

Verlusthöhe

Original LF1

Abb. 16:

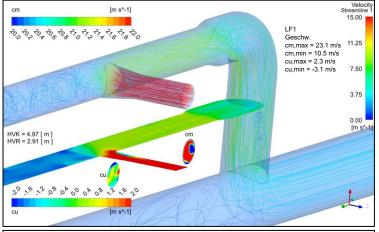
Original LF1

Geschwindigkeit

**#HFM** 

Vorschlag V01, D<sub>Abzweiger</sub> = 800 mm





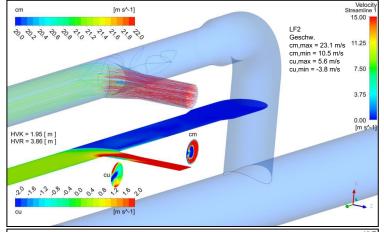
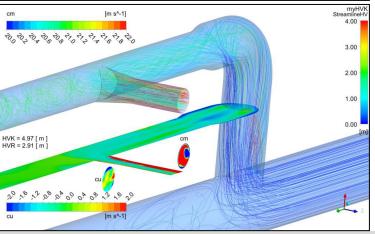


Abb. 21: V01 LF2 Geschwindigkeit



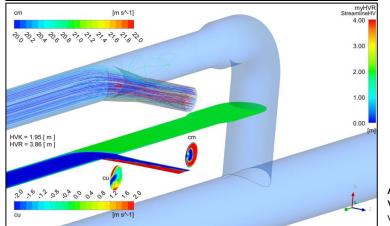


Abb. 23: V01 LF2 Verlusthöhe

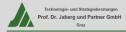


Abb. 22:

V01 LF1

Verlusthöhe

Abb. 20:

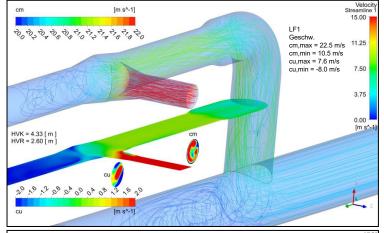
V01 LF1

Geschwindigkeit

**#HFM** 

Vorschlag V02, D<sub>Abzweiger</sub> = 1000 mm





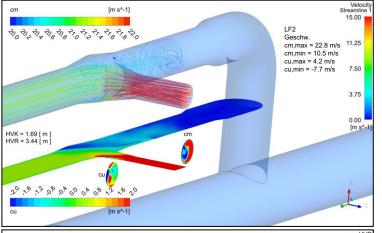
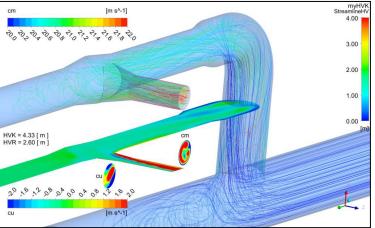


Abb. 25: V02 LF2 Geschwindigkeit



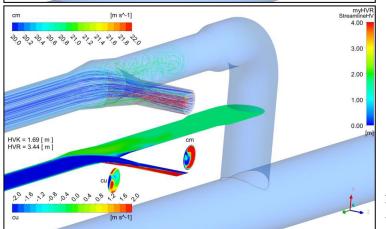


Abb. 27: V02 LF2 Verlusthöhe



Abb. 26:

V02 LF1

Verlusthöhe

Abb. 24:

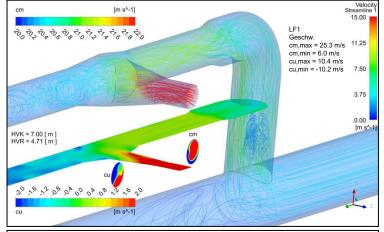
V02 LF1

Geschwindigkeit

**#HFM** 

Vorschlag V03, D<sub>Abzweiger</sub> = 1100 mm





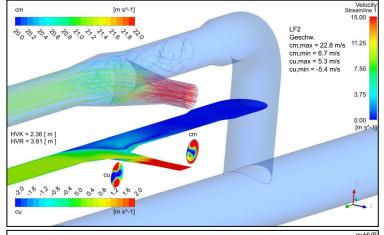
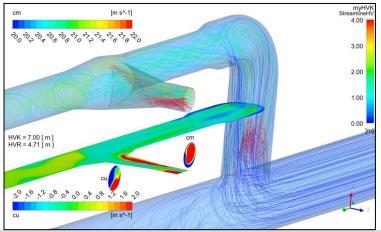


Abb. 29: V03 LF2 Geschwindigkeit



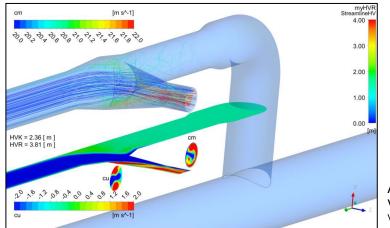


Abb. 31: V03 LF2 Verlusthöhe



Abb. 30:

V03 LF1

Verlusthöhe

Abb. 28:

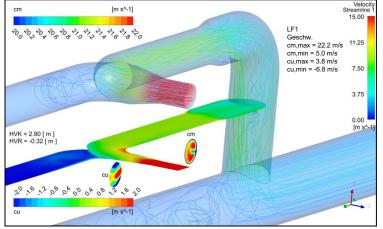
V03 LF1

Geschwindigkeit

**#HFM** 

Vorschlag V04, Krümmer





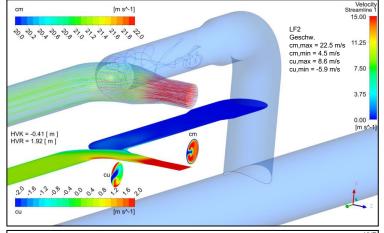
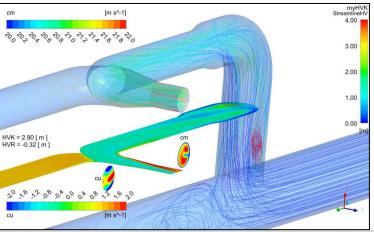


Abb. 33: V04 LF2 Geschwindigkeit



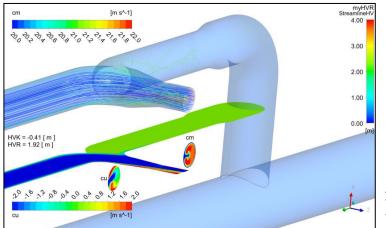


Abb. 35: V04 LF2 Verlusthöhe

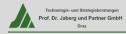


Abb. 34:

V04 LF1

Verlusthöhe

Abb. 32:

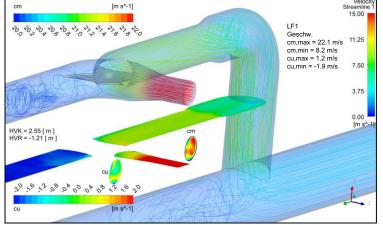
V04 LF1

Geschwindigkeit

**#HFM** 

#### Vorschlag V04b, Krümmer mit Rippe





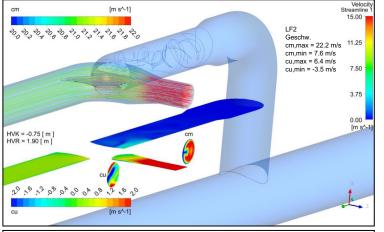
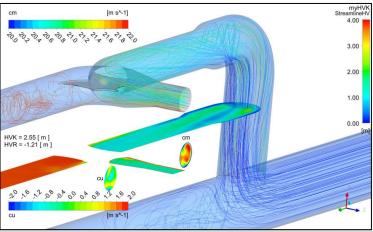


Abb. 37: V04b LF2 Geschwindigkeit



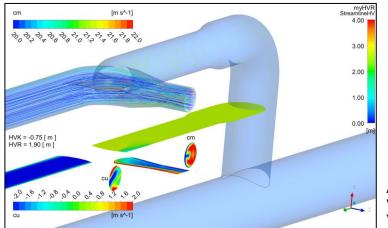


Abb. 39: V04b LF2 Verlusthöhe



Abb. 38:

Verlusthöhe

V04b LF1

Abb. 36:

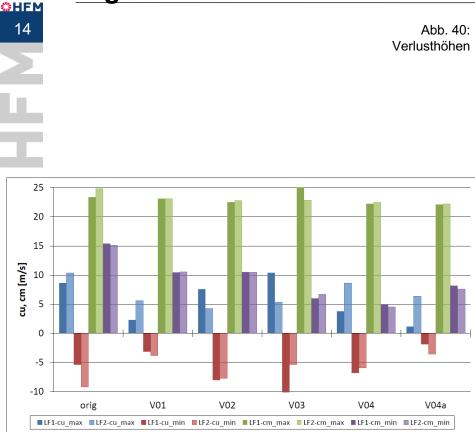
V04b LF1

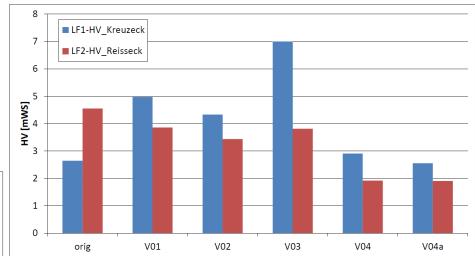
Geschwindigkeit

**#HFM** 

#### Ergebnisse: Verlusthöhen und Geschwindigkeiten







- Ergebnisse der CFD-Simulationen zeigen einen deutlichen Einfluss der Geometrie des Pumpenzulaufs auf die Verluste der Verteilrohrleitung sowie die zu erwartenden Zuströmbedingungen zur Pumpe.
- Mit der Variante V04a konnte eine strömungstechnisch optimierte Abzweigerform (geringe Verluste und Sekundärströmungen am Pumpeneintritt) bei gleichzeitiger Reduktion der Bauteildimension gefunden werden.

Abb. 41: Geschwindigkeiten  $c_{\text{m}}$  und  $c_{\text{u}}$ 

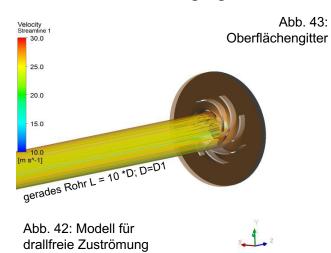


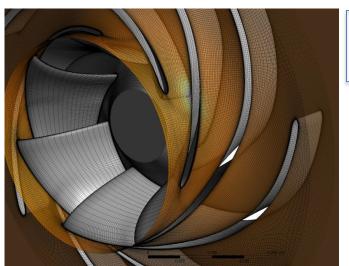
#### **≎HF**M 15

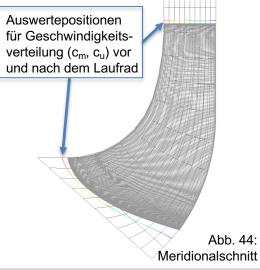
#### Auswirkungen auf die Pumpe



- Erweiterung des Simulationsmodells, um die Auswirkung der Strömungssituation nach dem Abzweiger auf die Pumpenzuströmung zu beurteilen.
- Laufrad einer Pumpturbine nq ≈ 36 auf einen Saugdurchmesser von D1 = 520 mm skaliert.
- n = 2000 U/min für nahezu drallfreie Zuströmung des untersuchten Laufrades bei Q = 4,5 m³/s.
- Simulationsmodell ohne Pumpenspirale, lediglich Laufradströmung untersucht; Modell mit 7 Schaufeln, Frozen-Rotor-Interface zwischen Verteilrohrleitung und Laufrad
- Vergleich von Pumpenförderhöhe und -wirkungsgrad (des Laufrades) bei idealer (drallfreie) Zuströmung sowie bei Zuströmbedingungen aus LF1 und LF2.



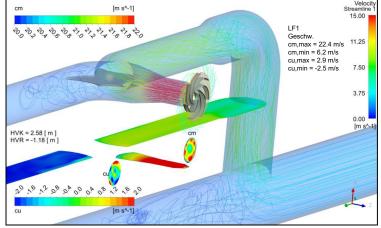






#### Vorschlag V04b, Krümmer mit Rippe und Laufrad





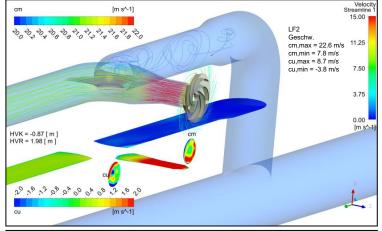


Abb. 46: V04bLR LF2 Geschwindigkeit

myHVK Streammerty
4.00

\$\frac{1}{2} \frac{1}{2} \frac

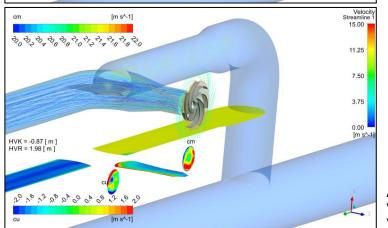


Abb. 48: V04bLR LF2 Verlusthöhe



Abb. 47:

Verlusthöhe

V04bLR LF1

Abb. 45:

V04bLR LF1

Geschwindigkeit

**#HFM** 

#### **○HEM** 17

### Vergleich Pumpenverhalten: Förderhöhe und Wirkungsgrad



- Vergleich von Pumpenförderhöhe und -wirkungsgrad (des Laufrades) bei idealer (drallfreie) Zuströmung sowie bei Zuströmbedingungen aus LF1 und LF2. Ermittlung der Förderhöhe als Totaldruckdifferenz zwischen Laufradabströmung unmittelbar nach dem Laufrad und Laufradzuströmung.
- Kein wesentlicher Unterschied in der quantitativen Auswertung des Pumpenverhaltens zwischen LF1 und idealer Zuströmung erkennbar; leicht reduzierte Förderhöhe bei LF2 aufgrund von Vordralleinfluss.

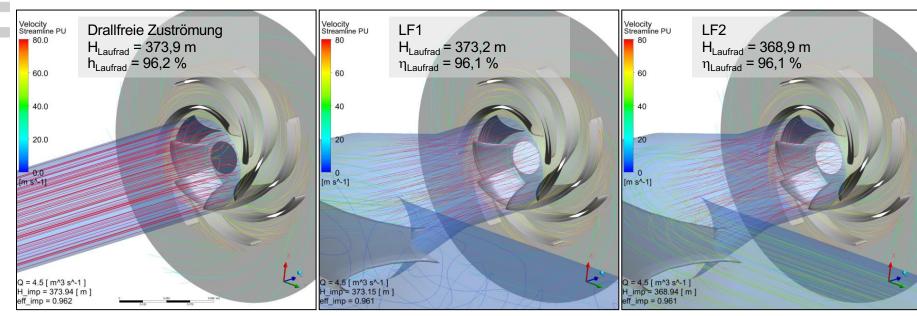


Abb. 49: Drallfreie Zuströmung

Abb. 50: Krümmer mit Rippe, LF1



Abb. 51: Krümmer mit Rippe, LF2

# **○HEM**18

#### **Ausgangssituation: Untersuchter Standort**

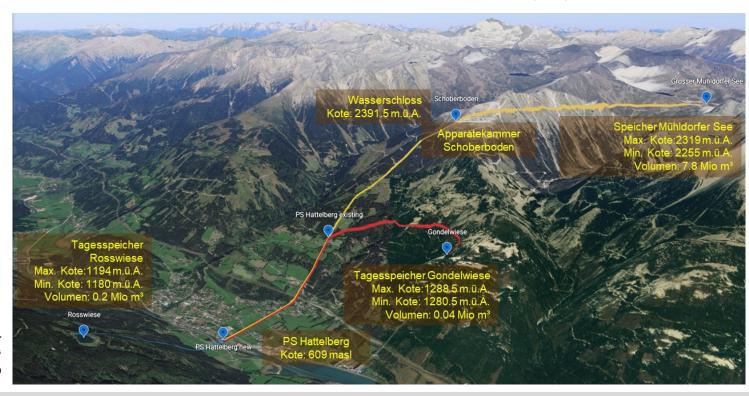


Der neue Maschinensatz, der im bestehenden Gebäudekomplex des Kraftwerks Reisseck (609 m.ü.A.) untergebracht wird, soll das derzeitige Pumpwerk "Hattelberg" (1113 m.ü.A.) ersetzen. Die neue Pumpe wird Wasser aus den Tagesspeichern "Gondelwiese" und "Rosswiese" in den Stausee "Großer Mühldorfer See" pumpen.

Da der neue Maschinensatz im Tal aufgestellt wird und somit ca. 550 mWS Druck auf der Saugseite haben kann, spielen Kavitationsprobleme eine untergeordnete Rolle.

Dieser Standort ermöglicht es, die neue Maschine für eine Nenndrehzahl von n = 3000 U/min auszulegen, was für Speicherpumpen eher selten ist.

Abb. 52: Übersicht der Standorte, Quelle basiert auf Google Maps®



## Ausgangssituation: Erneuerungsprojekt

- 3 Pumpen, Hersteller Sulzer, 8 Stufen, horizontale Welle
- Aufwändig zu erreichen
- Schrägaufzug
- Geringe Leistung
- Hohe hydraulische Verluste bei Verwendung von Wasser aus dem Kreuzeckgebiet

	Existierend	Neu		
Max. Durchfluss	1,35 m³/s	0 bis 4,5 m³/s		
Drehzahl	1500 U/min	0 bis 2935 U/min 2300-3000 für Betriebspunkte		
Höhe	1070 m	Rated: 1345 m bei Q = 4,15 m³/s		
Leistung im Pumpmodus	18 MW	0 bis 58,5 MW		
Leistung im Turbinenmodus	-	-		
Investment	25,8 Mio. €			





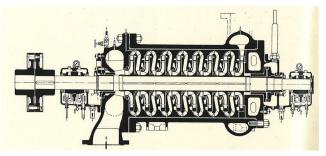


Abb. 53: Meridianschnitt, 3 Stk. Sulzer-Hochdruckpumpen, 8 Stufen, Quelle: "Winterspeicherwerk Reisseck-Kreuzeck", ÖZE, Bd. 13, Juni 1960, Ausgabe 6, S. 237-460

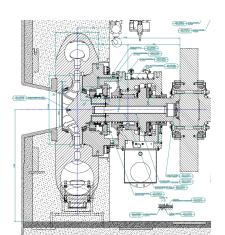


Abb. 54: Meridianschnitt, 1# VOITH Hochdruckpumpe, Einstufig,

Quelle: Penninger, G., "Effizienzsteigerungsprojekte bei VERBUND", TU Graz, 14.-15 Sept. 2021



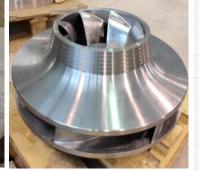
## **OHEM**20

#### **ModelItest**









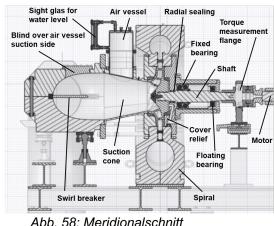


Abb. 55: Drallbrecher

Abb. 56: Zulauf

Abb. 57: Laufrad

Tabelle 3: Modelldaten

rabelle o. Wodelidateri						
		Protoytpe	Model			
Speed	n <sub>Nominal</sub>	3000	1250	rpm		
Discharge at BEP	$Q_{BEP}$	4,5	0,224	m³/s		
Delivery head at BEP	H <sub>BEP</sub>	1250	52,71	m		
Specific speed	$n_{q,BEP}$	30,27	30,27	rpm		
Min. discharge	Q <sub>MIN,rated</sub>	1	0,050	m³/s		
Head at min. discharge	H <sub>Q_MIN</sub>	1590	67,04	m		
Max. discharge	Q <sub>MAX</sub>	6,5	0,324	m³/s		
Head at max. discharge	H <sub>Q_MAX</sub>	850	35,84	m		
Power	P <sub>BEP</sub>	59500	125	kW		
Torque	Т	189,4	0,955	kNm		

ADD. 30. Mendionalscrinit				
		Protoytpe	Model	
Diameter at suction side	D <sub>SuctionSide</sub>	0,4958	0,2443	m
Diameter at pressure side	D <sub>Outlet</sub>	1,0146	0,5000	m
Reference diameter	D <sub>Reference</sub>	0,5014	0,2471	m
Number impeller blades	Z <sub>Impeller</sub>	7		#
Number guide vane blades	<b>Z</b> <sub>Guidevanes</sub>	12		#
Pressure number (D <sub>ref</sub> )	Psi	3,954	3,954	-
Discharge number (D <sub>ref</sub> )	Phi	0,418	0,418	-
Net pressure suction head	NPSH <sub>Plant</sub>	>571	>24	m

# **21**

# 21

#### ModelItest

TU

- Überprüfung der Geometrie
- Scan der Oberflächen
- Abweichungen zwischen Soll und Ist werden dokumentiert

SHOT ON MI 9 SE
A) TRIPLE CAMERA



Abb. 59: Obere Spiralenhälfte

Abb. 60: Untere Spiralenhälfte

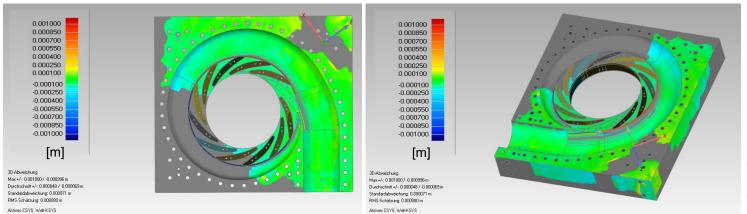


Abb. 62: Untere Spiralenhälfte, Abweichungen Soll-Ist

Abb. 61: Obere Spiralenhälfte, Abweichungen Soll-Ist



#### **ModelItest**

**#HFM** 

22

TU

Neben einem Standard-Modellversuch sollte der Modellversuch auch Druckpulsationen und Untersuchungen zur Vermeidung und Dämpfung der Pulsationen in dieser speziellen Konfiguration berücksichtigen.





Abb. 63: Einpassung von Traversen & Sporn in die hintere Spiralgehäusehälfte

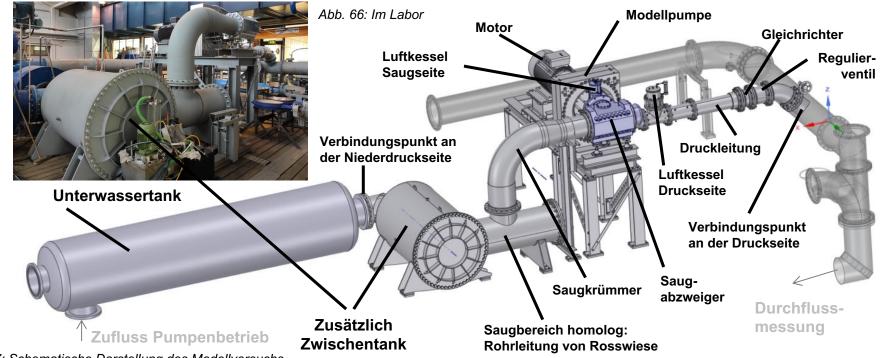




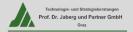
#### Modellversuch



- Saugseite: zusätzlicher Zwischenbehälter und Rohrleitung ab Rosswiese mit Saugleitung und Saugkrümmer
- Unterschiedliche Positionen des Luftkessels auf Druck- und Saugseite
- IEC 60193









#### Kenngrößen



#### Kennlinie, Wirkungsgrad und Kavitationsverhalten

- Gemessen bei verschiedenen Drehzahlen, hochskaliert auf Prototyp
- n = 1000 / 1250 / 1500\* Umdrehungen pro Minute, mit steigendem und fallendem Durchfluss. \* Im Optimum
- Variation der Geschwindigkeit: Um jeglichen Einfluss der Drehzahl und der Reynoldszahl auszuschließen und um die Auswirkung der Durchflussvariation auf die Instabilität der Pumpe (Hysterese) zu erfassen.
- Typische Kennlinie für eine Pumpe mit niedriger spezifischer Drehzahl und Leitschaufel, einschließlich eines Instabilitätsbereichs bei 75 % des Q<sub>BEP</sub> und einer Förderhöhenkurve bis zur Abschalthöhe, die nahezu flach ist.
- Der Spitzenwirkungsgrad liegt 2,5 % über dem von Güllich für diese Leistungsklasse angegebenen Wert von 89,5 %.
- Das Pumpendesign erfüllt alle vertraglichen Anforderungen (H und eta)

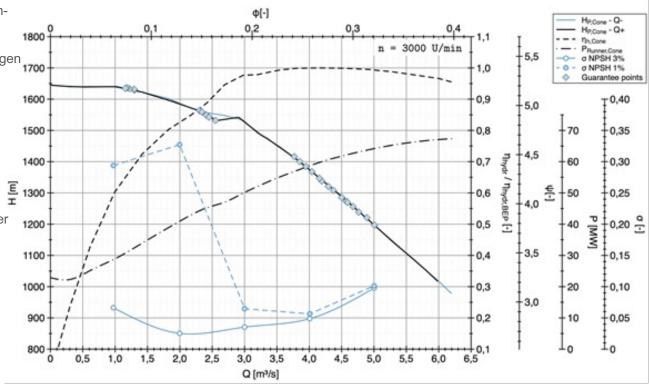


Abb. 68: Kennlinie, Wirkungsgrad und Kavitation, CFD und Prototypgröße





## Σ L T

### Fahrbereich in der Anlage



Durch Drehzahlregelung werden einzelne Punkte realisiert

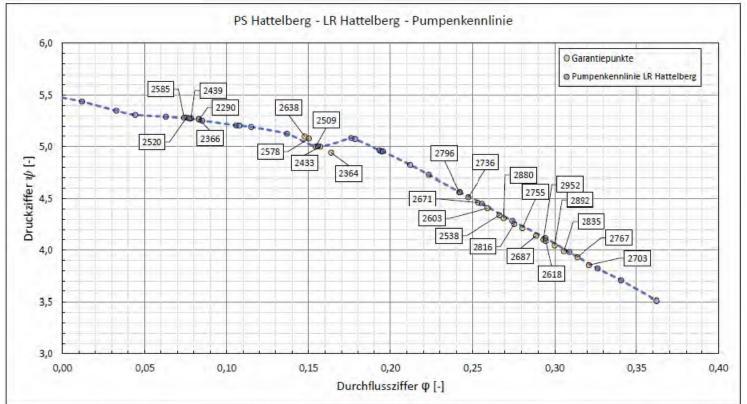


Abb. 69: Normierte Kennlinie Prototyp

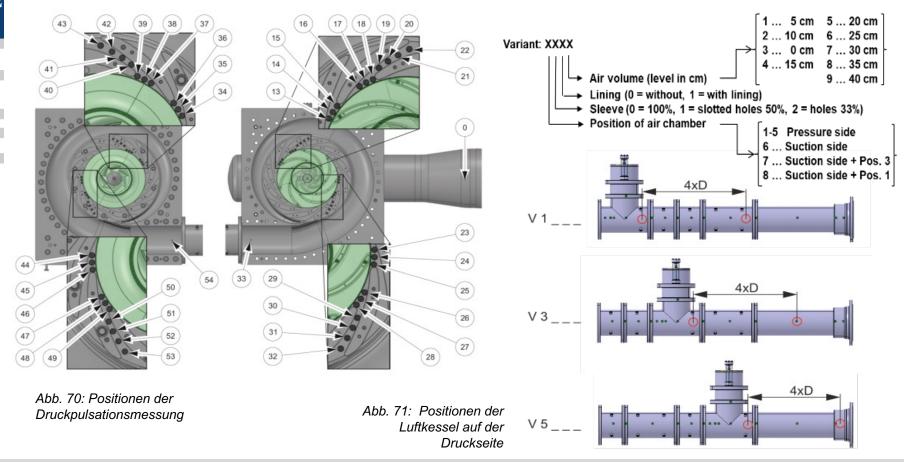


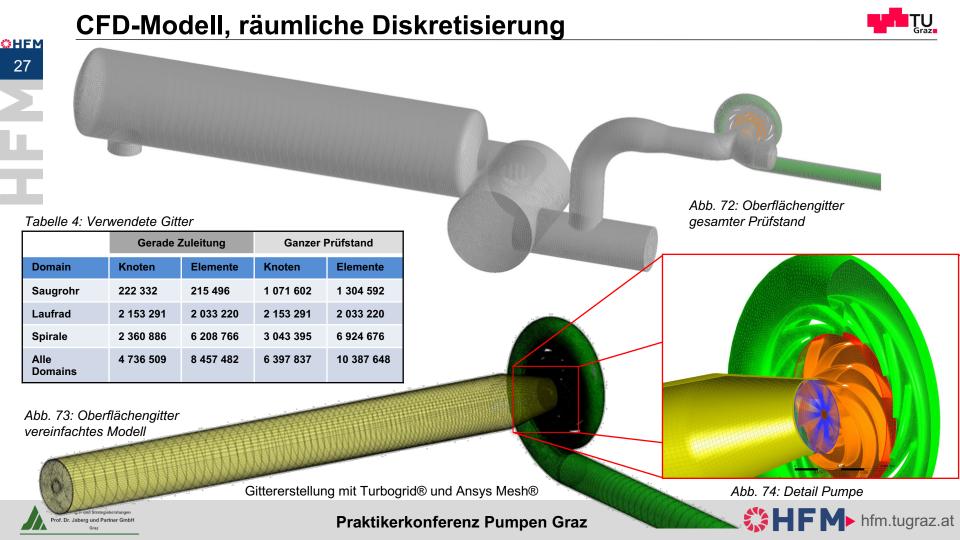


#### **≎HEM** 26

#### Messpunkte für die Druckpulsation







#### **CFD-Modell und Solver-Einstellungen**



Verwendete Simulations-Software: ANSYS-CFX V17.1 (Full 3D Navier Stokes Solver)

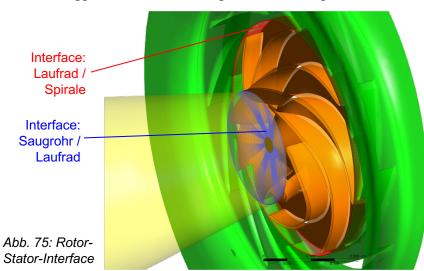
#### Verwendete Modellierungstiefe:

Im Zuge der numerischen Simulation wurde ein volles, vereinfachtes **360-Modell** der Modell-Pumpengeometrie verwendet. Es besteht aus einem geraden Zulaufrohr inklusive Saugkonus, den sieben Laufradschaufeln sowie der Spirale inklusive Stützschaufeln. Am Austritt wurde ebenfalls ein gerades Austrittsrohr mitmodelliert.

- Für die **stationären und einphasigen CFD-Simulationen** wurde zur Modellierung des Überganges von stationären Berechnungsgebieten (Spirale, Saugrohr) auf das rotierende Berechnungsgebiet (Laufrad) und umgekehrt das sogenannte **Mixing-Plane Interface Model (Stage)** verwendet. Zwischen den Berechnungsgebieten wird im Zuge der Simulation ein umfanggemitteltes Geschwindigkeitsfeld übertragen.
- Randbedingungen: Am Eintritt in das Zulaufrohr wird der Massenstrom sowie die Zuströmrichtung (drallfrei) vorgegeben. Am Austritt aus dem Austrittsrohr wurde ein konstanter statischer Druck definiert. Die Förderhöhe der Pumpe stellt sich somit abhängig vom gewählten Durchfluss (Massenstrom) im Zuge der CFD-Simulation ein.

#### Solver-Einstellungen:

- Turbulenzmodell: k-ω-based
   Shear-Stress-Transport (SST) model
- Räumliche Diskretisierung: High Resolution Method
- Zeitschrittdefinition: Automatic Timescale (Factor 10)
- Anzahl der Iterationsschritte je Betriebspunkt: 1000



## Auswertung der Simulationsergebnisse



**Outlet-RB** 

• Pumpenförderhöhe H<sub>Pumpe</sub>:

$$H_{Pumpe} = \frac{1}{\rho g} \left[ \frac{1}{A_{Ein}} \left( \int p \cdot dA \right) \bigg|_{Aus} - \frac{1}{A_{Ein}} \left( \int p \cdot dA \right) \bigg|_{Ein} \right] + \frac{\left( \frac{Q}{A_{Aus}} \right)^2 - \left( \frac{Q}{A_{Ein}} \right)^2}{2g}$$

• Hydraulischer Wirkungsgrad  $\eta_{\text{hydr}}$  (keine Spaltverluste und keine Scheibenreibung):

$$\eta_{hydr} = \frac{P_{hydr}}{P_{mech}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{Pumpe}}{T_{Laufrad} \cdot \omega} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{Pumpe}}{\left(T_{Laufschaufel} + T_{Nabe} + T_{Mantel}\right) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}}$$

Verlustaufsplittung für die Analyse der Verluste der einzelnen Komponenten:

$$\eta_{hydr} = \frac{H_{Pumpe}}{H_{Pumpe} + \sum H_{V}} = \frac{H_{Pumpe}}{H_{Pumpe} + H_{V-Saugkonus} + H_{V-Laufrad} + H_{V-Spirale}}$$

$$\qquad \qquad H_{V-Saugkonus} = \frac{p_{Tot@Ein} - p_{Tot@Saugkonus-Laufrad}}{\rho \cdot g}$$

$$H_{V-Laufrad} = \frac{p_{Tot@Saugkonus-Laufrad} - p_{Tot@Laufrad-Spirale}}{\rho \cdot g} + \frac{T_{Laufrad} \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q}$$

$$H_{V-Spirale} = \frac{p_{Tot@Laufrad-Spirale} - p_{Tot@Aus}}{\rho \cdot g}$$
Inlet-RB

Abb. 76: Auswerteebenen im CFD-Modell

Auswerteebene:

"Ein"

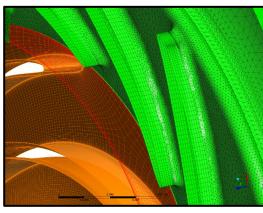


Abb. 77: Detail Leitschaufel

Auswerteebene:

/ "Aus"



### **Ergebnis der CFD-Berechnung**

20



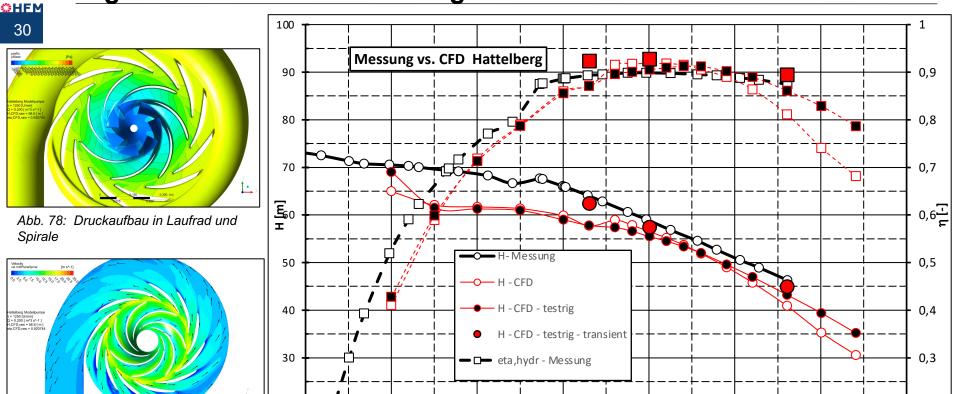


Abb. 79: Geschwindigkeitsfeld: Mittelebene Laufrad und Spirale

Abb. 80: Förderhöhe und Wirkungsgrad, CFD vs. Messung, Laufrad Original

 $Q[m^3/s]$ 

0,15



0,3

0,25

0,2

0,35

0,1

0,05

#### **≎HEM** 31

#### Geometrieänderung zur Verringerung der Druckpulsation



- Abstand zwischen dem Austritt der Laufradschaufeln und dem Eintritt der Leitschaufeln; Begrenzung durch Spannungen.
- Verdrehung der Austrittskante um einen kleinen Winkel.

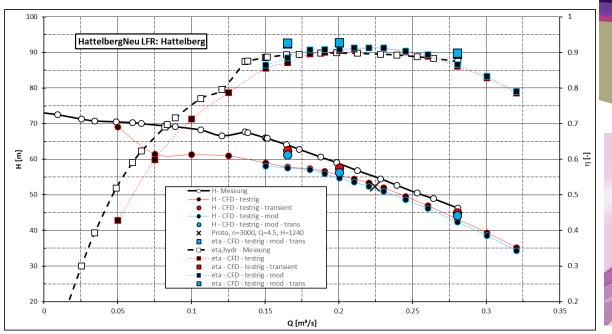


Abb. 81: Förderhöhe und Wirkungsgrad, CFD vs. Messung, Laufrad Original und modifiziert. Zusätzlich transiente Berechnungsergebnisse.

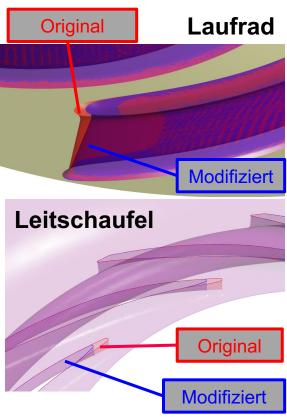
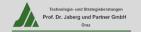


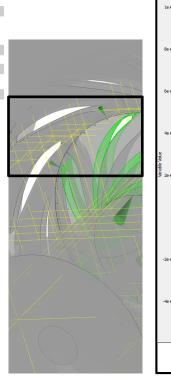
Abb. 82: Modifikation von Laufrad und Leitschaufel

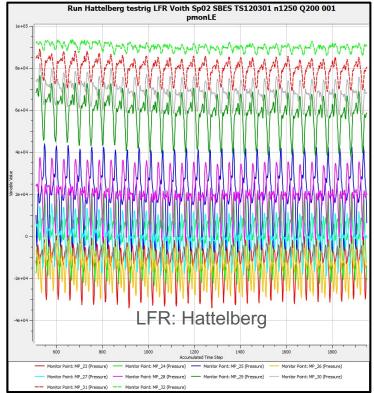


#### Geometrieänderung zur Verringerung der Druckpulsation



Auswertung Druckpulsationen aus transienter CFD





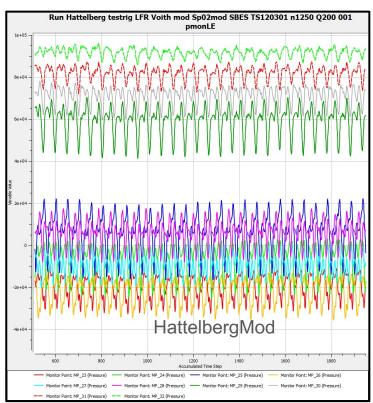


Abb. 83: Monitorpunkte

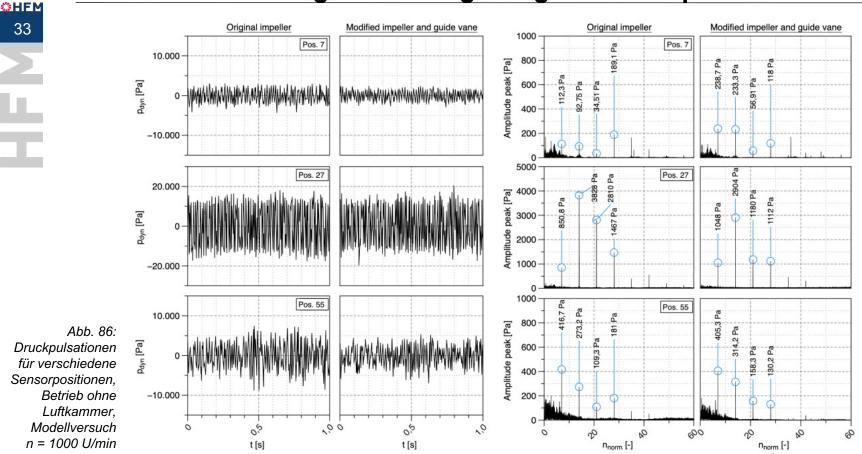
Abb. 84: Druckpulsationen, Originalgeometrie

Abb. 85: Druckpulsationen, modifizierte Geometrie



#### Geometrieänderung zur Verringerung der Druckpulsation





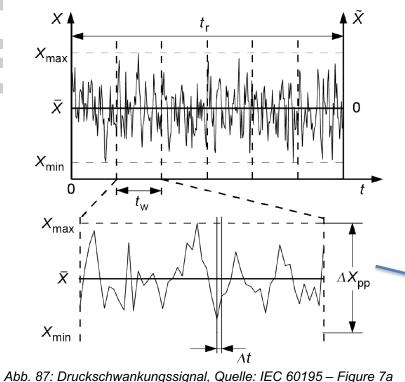




## **Auswertung von Druckpulsation**



Druckpulsationskriterium 97% It. IEC 60193



Ein Druckschwankungssignal über eine bestimmte Signalaufzeichnungszeit (tr). Mindestens Fensterzeitlängen (tw) müssen in jeder Signalaufzeichnungszeit enthalten sein.

Unter Verwendung der Wahrscheinlichkeitsverteilung wird jeder Messpunkt kumuliert und extreme Abweichungen von der mittleren Schwankung werden entfernt. Das 97%ige Vertrauensintervall ist in dieser Abbildung dargestellt.

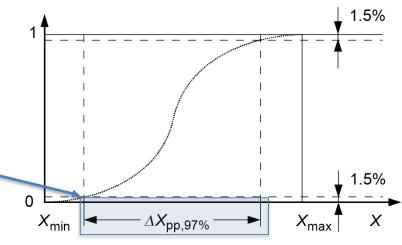


Abb. 88: Histogramm der Messpunkte, Quelle: IEC 60195 – Figure 7c





#### **Druckpulsation**



- 97% Spitze-Spitze-Druckpulsation für verschiedene Sensorpositionen
- Betrieb ohne Luftkessel
- Aus den Ergebnissen des Modellprüfstands berechnete Prototypwerte
- Geänderte Geometrie

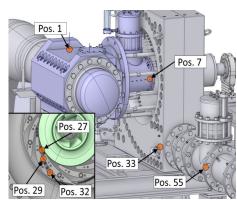
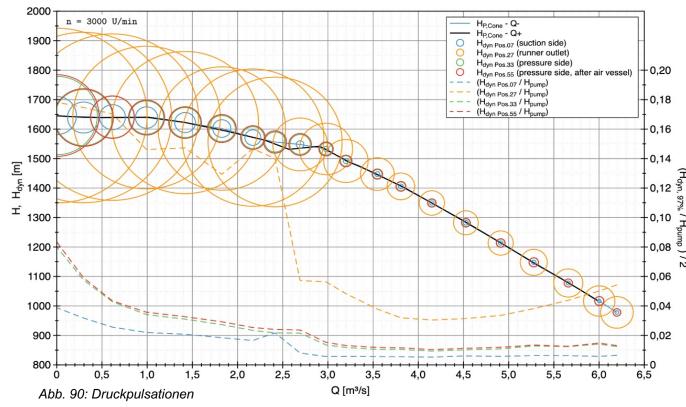


Abb. 89: Sensorpositionen



#### Luftkessel

**#HFM** 

36



- 97% Spitze-Spitze-Druckpulsation für verschiedene Kammerpositionen
- Betrieb mit Luftbehälter und Luftfüllständen
- Ergebnisse aus dem Modellversuch



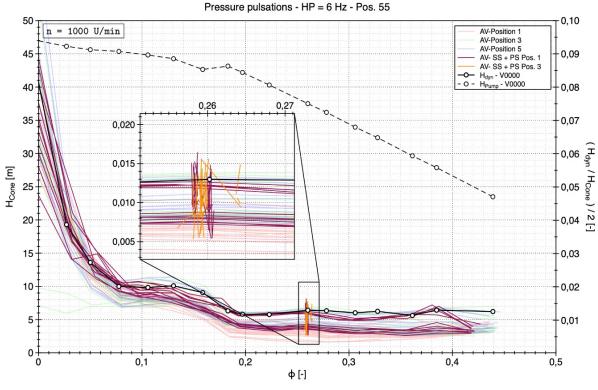


Abb. 92: Druckpulsationen



Luftbehälter auf der

Saug- und

Druckseite

#### Luftkessel



- FFT-Spitze der 1. Harmonischen bei optimalem Durchfluss
- Prüfstandsergebnisse für Sensor 55
- 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<sub>air</sub> = 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

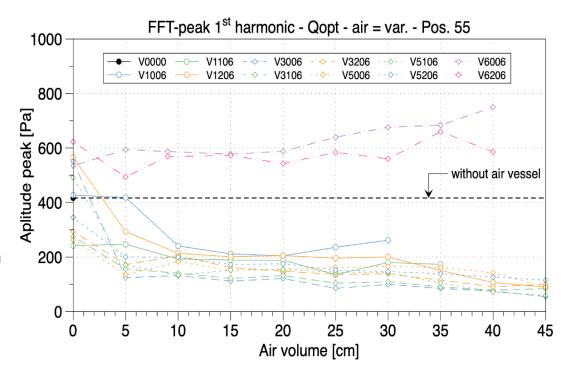


Abb. 93: FFT-Spitze, optimaler Durchfluss



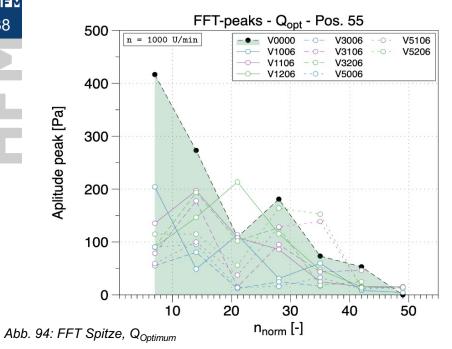


# 38

**#HFM** 

#### Luftkessel, niedrigster FFT-Peak der 1. bis 7. Harmonischen





- Minimal mögliche Amplituden der Oberwellen (die Luftmenge wurde eliminiert)
- Es wird immer die minimale Amplitude einer Variante aufgezeichnet, unabhängig von der jeweiligen Luftmenge in der Luftkammer.

- Prüfstandsergebnisse für Sensor 55; Variation der Luftmenge
- Eine kleine Luftmenge reicht bereits aus, um die 1. Oberwelle zu dämpfen
- Ein größerer Querschnitt zum Luftempfänger hin reduziert die Spitze-Spitze-Pulsationen (6 Hz HP-Filter)
- Bei voll geöffnetem Querschnitt ist immer ein druckseitiger Luftaustritt vorhanden
- Bei Lochblecheinsätzen wird das Ausströmen vollständig verhindert
- Bei vollständig geöffnetem Querschnitt der Luftkammer gibt es saugseitig keinen Luftaustritt in der Luftkammer



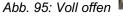




Abb. 97: Löcher

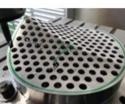


Abb. 96: Langlöcher

Abb. 98: Saugseite Löcher



#### Installation



**39** 

Abb. 100: Verrohrung, Innenhof

Quelle für alle Fotos: Verbund

Abb. 101: Verrohrung, Reisseck-Seite



Abb. 99: Ausgrabungsarbeiten



#### Installation





#### **Betriebserfahrung**







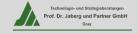
Abb. 106: Ausgebaute Gleitringdichtung



Abb. 107: Detail Dichtungsschaden



**♦**#I≣M 41



#### Zusammenfassung



- Erhöhte Pumpenleistung
  - Ersetzen der vorhandenen Pumpen durch eine frequenzgeregelte Pumpe
  - Erhöhung der Pumpenleistung um den Faktor 4
- Hydraulische Auslegung mittels CFD
  - Abschließend geprüft durch einen Modellversuch nach IEC 60193
- Druckpulsation
  - Eine Übertragung der Modellversuchsergebnisse zum Verhalten von Luftkammern auf den Prototyp ist komplex; es gibt kaum Richtlinien.
  - Ziel dieser Arbeit ist es daher, Korrelationen aufzuzeigen, die dann bei der Inbetriebnahme genutzt werden können.

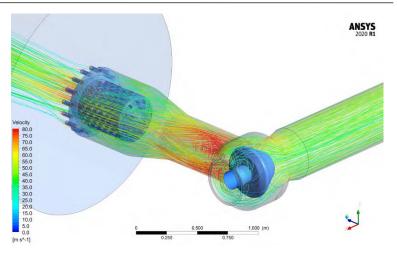


Abb. 108: Numerische Simulation Druckbegrenzungsventil

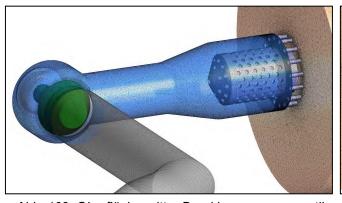
## Danke für Ihre Aufmerksamkeit!

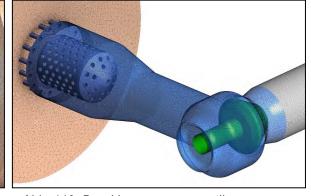




## Ergänzung: Sicherheitsorgan Druckregler







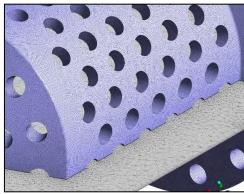
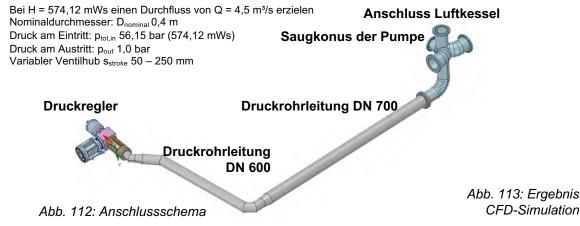
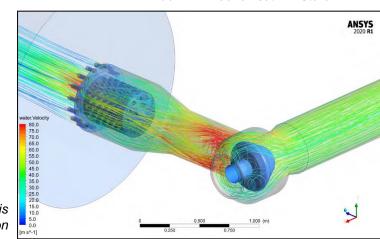


Abb. 109: Oberflächengitter Druckbegrenzungsventil

Abb. 110: Druckbegrenzungsventil

Abb. 111: Locheinsatz 2. Stufe







# **44**

#### **Zusammenfassung: Alt versus Neu**



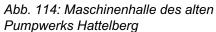


Abb. 115: 8-stufige Sulzer Hochdruckpumpe

Quelle: "Winterspeicherwerk Reisseck-Kreuzeck", ÖZE, Bd. 13, Juni 1960, Ausgabe 6, S. 237-460



Abb. 116: Einstufige Pumpe, Quelle: Verbund



Quelle: Penninger, G., "Effizienzsteigerungsprojekte bei VERBUND", Technische Universität Graz, 14.-15. Sep. 2021