

AUSLEGUNG VON PUMPSPEICHER- UND LAUFKRAFTWERKEN

Prof. Helmut Jaberg
Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen
Technische Universität Graz
A-8010 Graz Kopernikusgasse 24 / IV
sekretariat.hfm@tugraz.at <http://www.hfm.tugraz.at>

Einleitung: Inhalt

In der Auslegung von Kraftwerken sind umfangreiche Voruntersuchungen seit Jahren Standard.

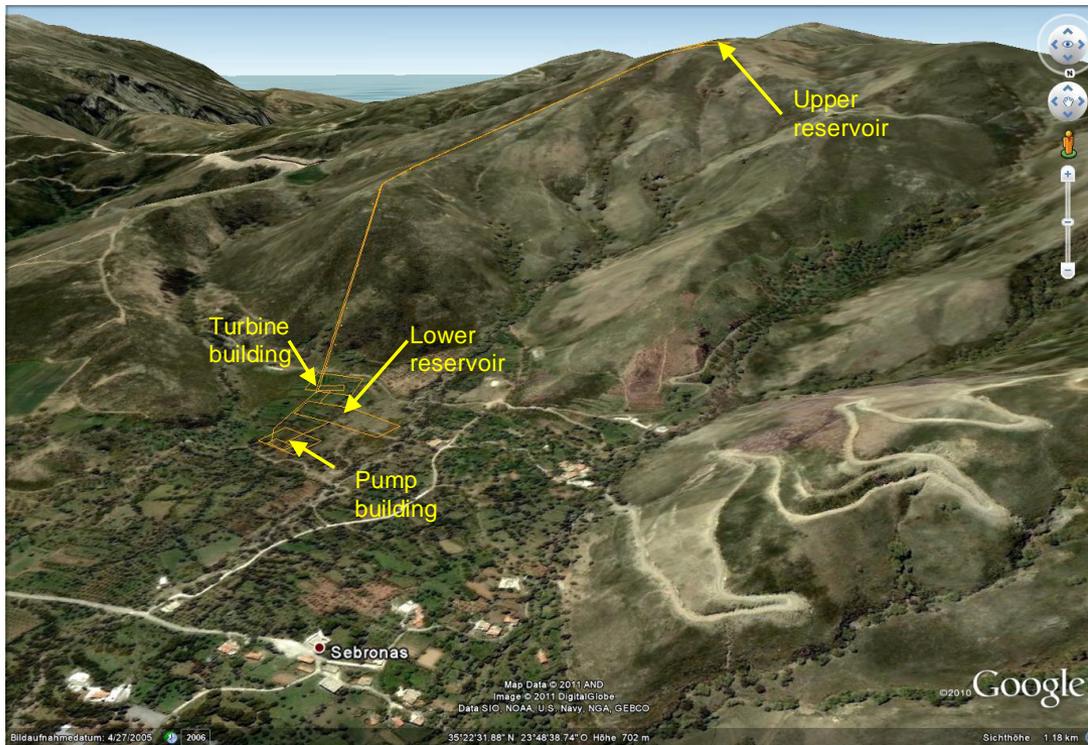
Beispiele von Berechnungen und deren Vorhersagegenauigkeit

- Standortstudie für Hybridkraftwerk auf Kreta
- Optimierung von Zu- und Ausläufen von Kraftwerken
- Schnellste Umschaltzeiten bei Large Hydro: ± 500 MW
Pumpspeicherkraftwerk
- Hydraulikdesign, Bifurkation und Auslauf für Kraftwerk in der Steiermark
- Small Hydro Kraftwerksberechnungen zur Gesamtanalyse
- Saugrohr-Pulsationen einer Kaplan turbine

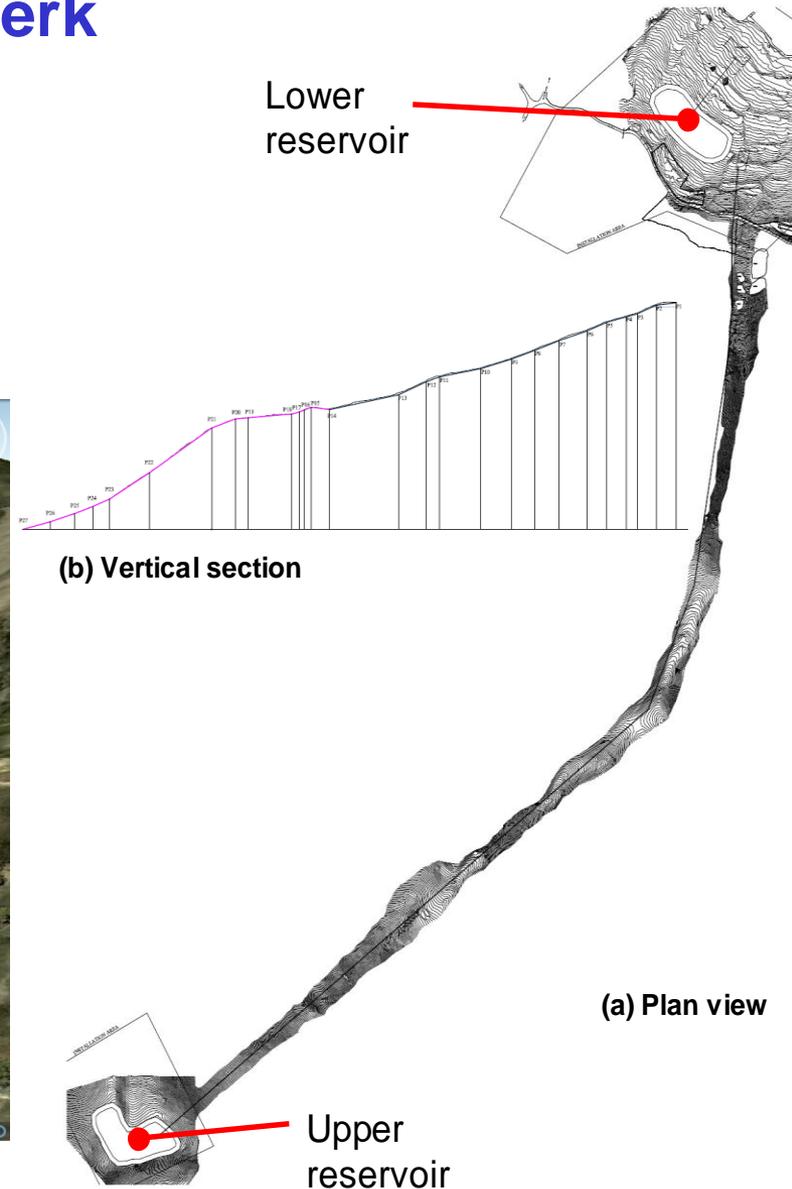
Standortstudie: 5 MW Hybridkraftwerk

Pumpspeicherkraftwerk im Verbund mit Windpark
 Elektrisch isolierte Insel
 Pilotkraftwerk zur Netzstabilisierung
 Privater Investor

5 MW Windkraft + **5 MW** Turbinen + **5 MW** Pumpen



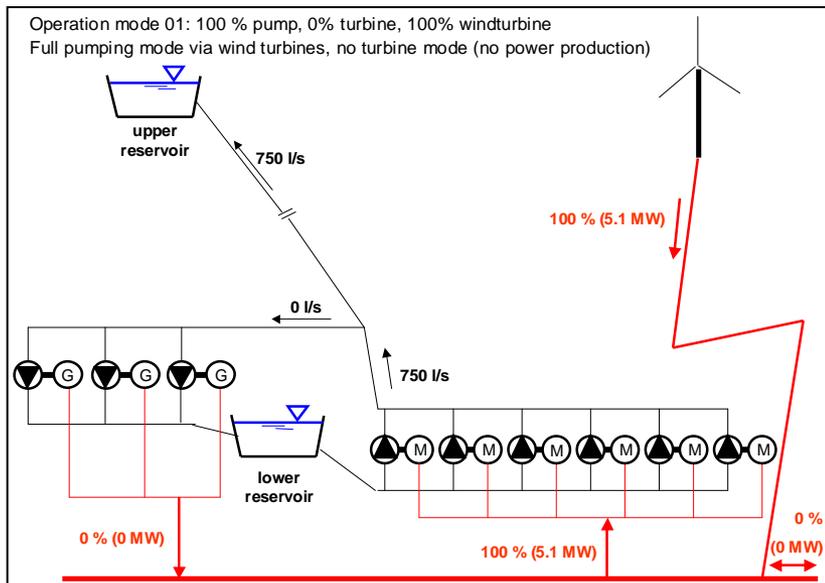
Geplanter Standort



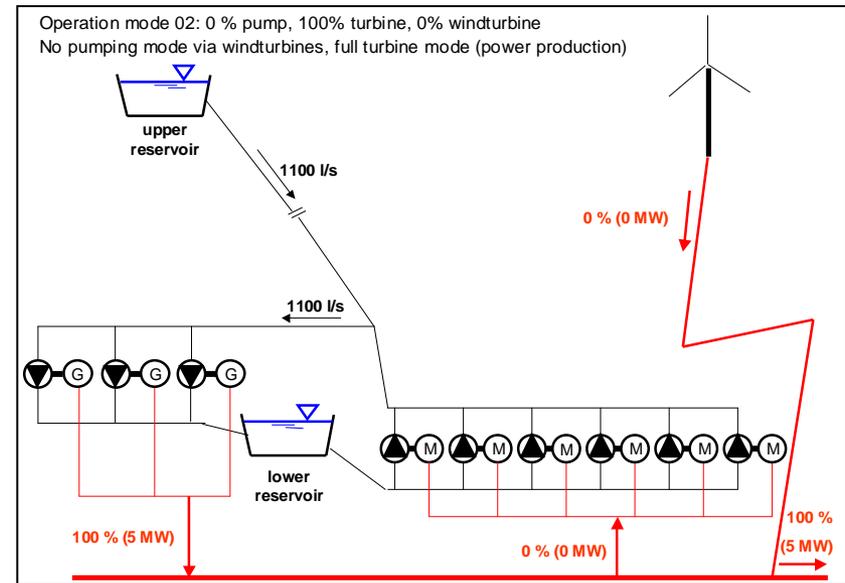
Standortstudie: Lastfälle

1. Pumpspeicherung aus Windkraft
 2. Erzeugung Spitzenenergie
 3. Pumpspeicherung aus Netz
- () Hydraulischer Kurzschluß vorerst ausgeschlossen

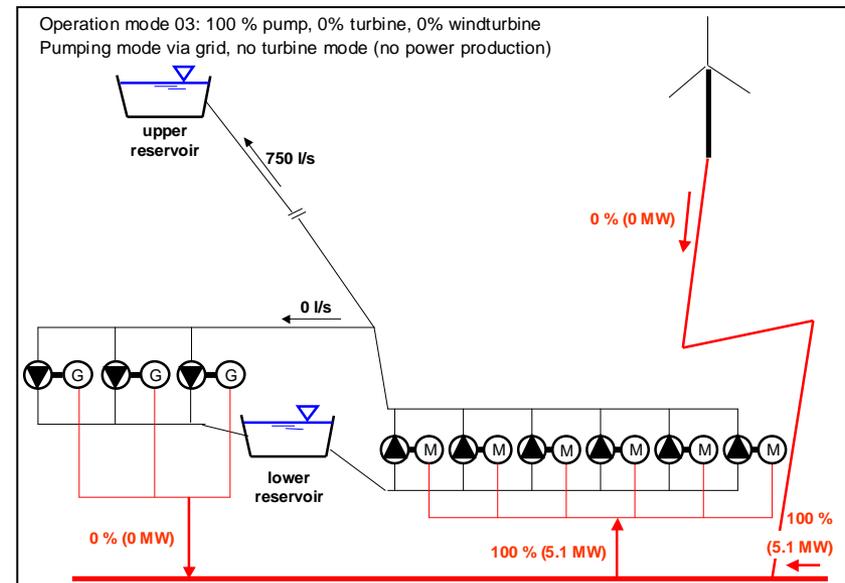
1



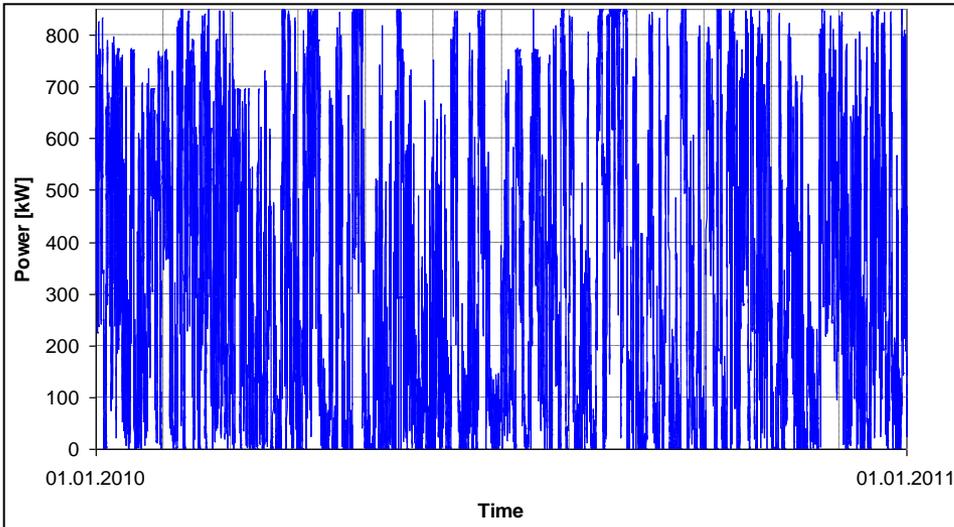
2



3



Standortstudie: Wann ist wieviel Wind?



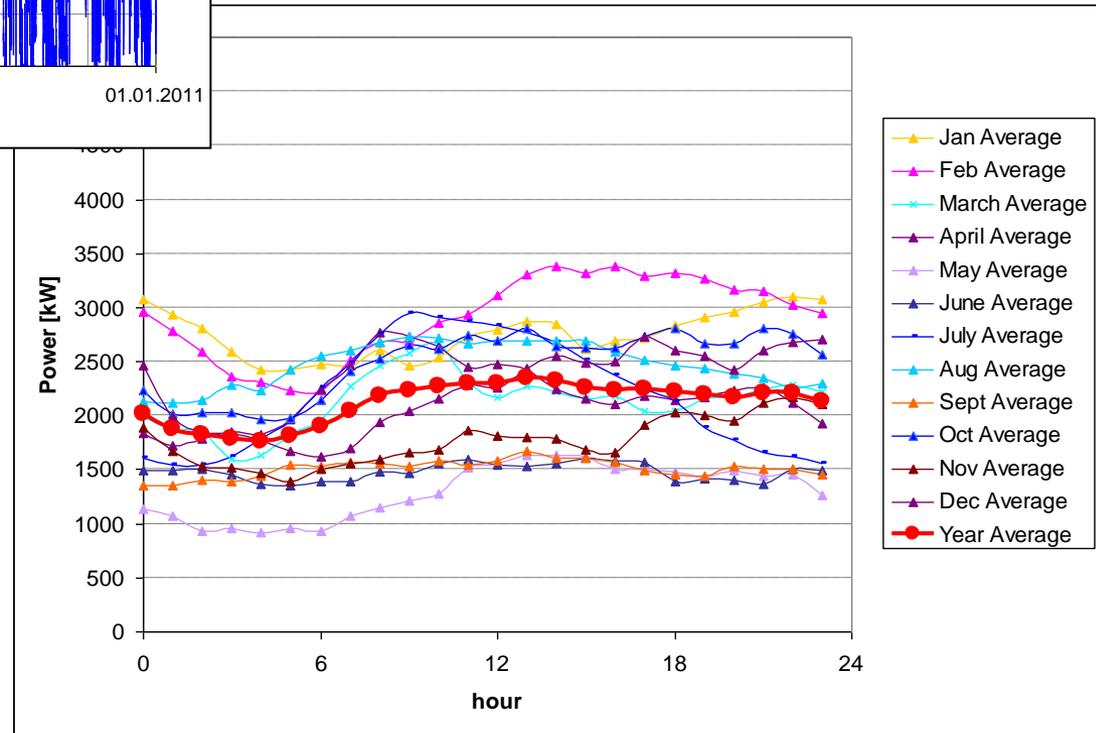
Averaged power of wind park per machine

Der arithm. Mittelwert gibt jedoch nicht sinnvolle Bemessungsgrößen:
Bei dieser Mittelwertbildung erzeugen die Turbinen immer relativ viel Strom, genauere Segmentierung notwendig!

Umrechnung eines benachbarten Windparks auf den Standort

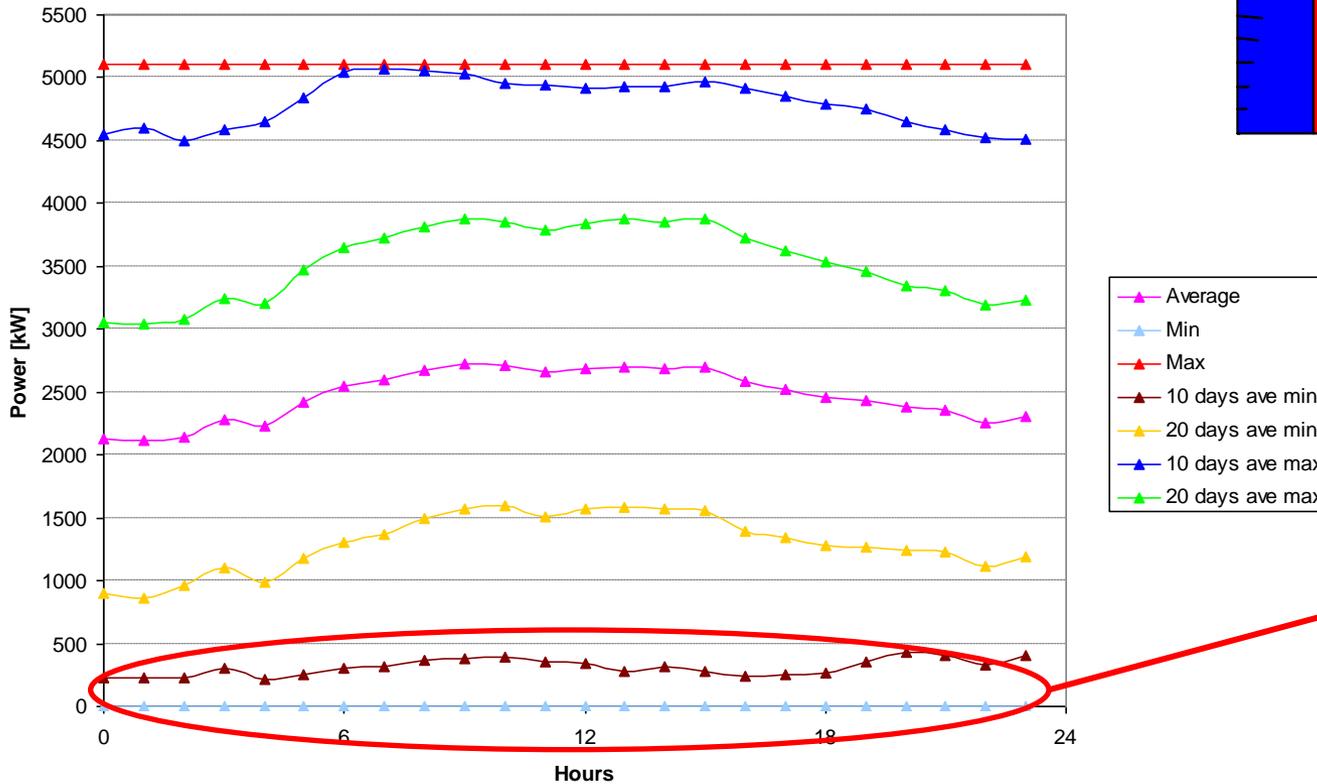
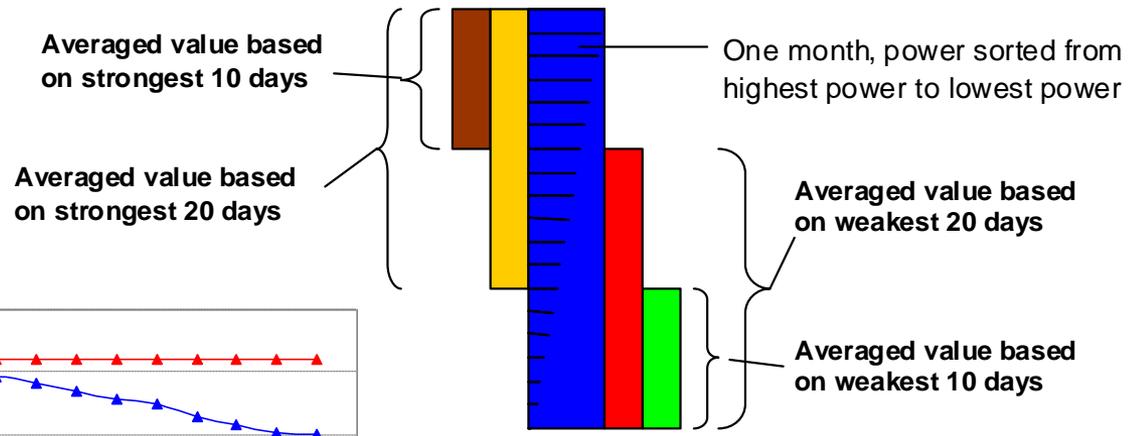
Tagesverlauf der Windkraftwerke als Monatsmittelwerte

Geringere Produktion in den Morgenstunden über das ganze Jahr



Standortstudie: Genauere Segmentierung der Windsituation

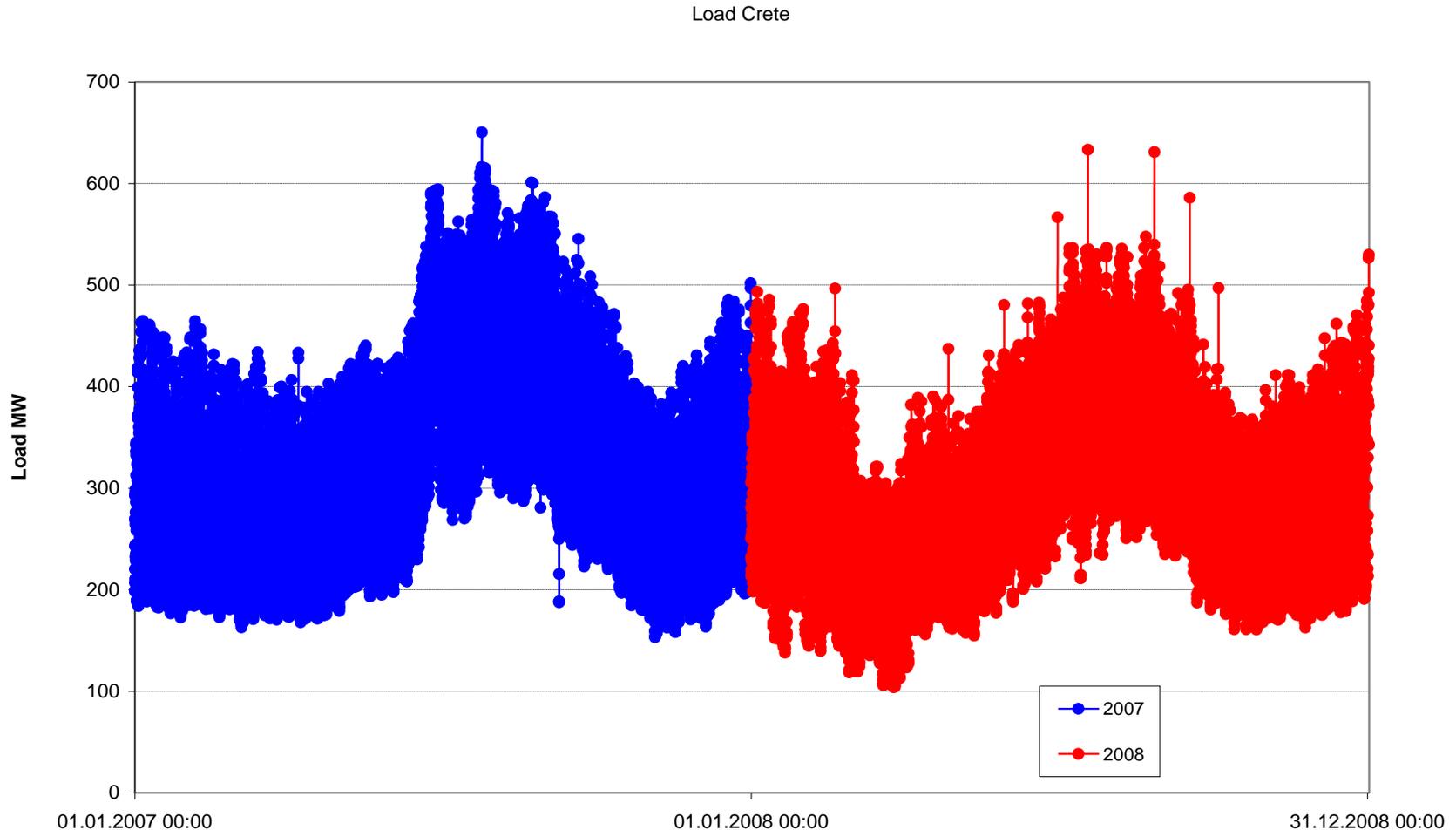
Weitere Segmentierung der Monatswerte in beste und schwächste 10-Tages-Mittelwerte.



Es gibt auch in guten Monaten Zeiten wo kein (oder fast kein Wind) bläst.

Standortstudie: Netzsituation im Jahresüberblick

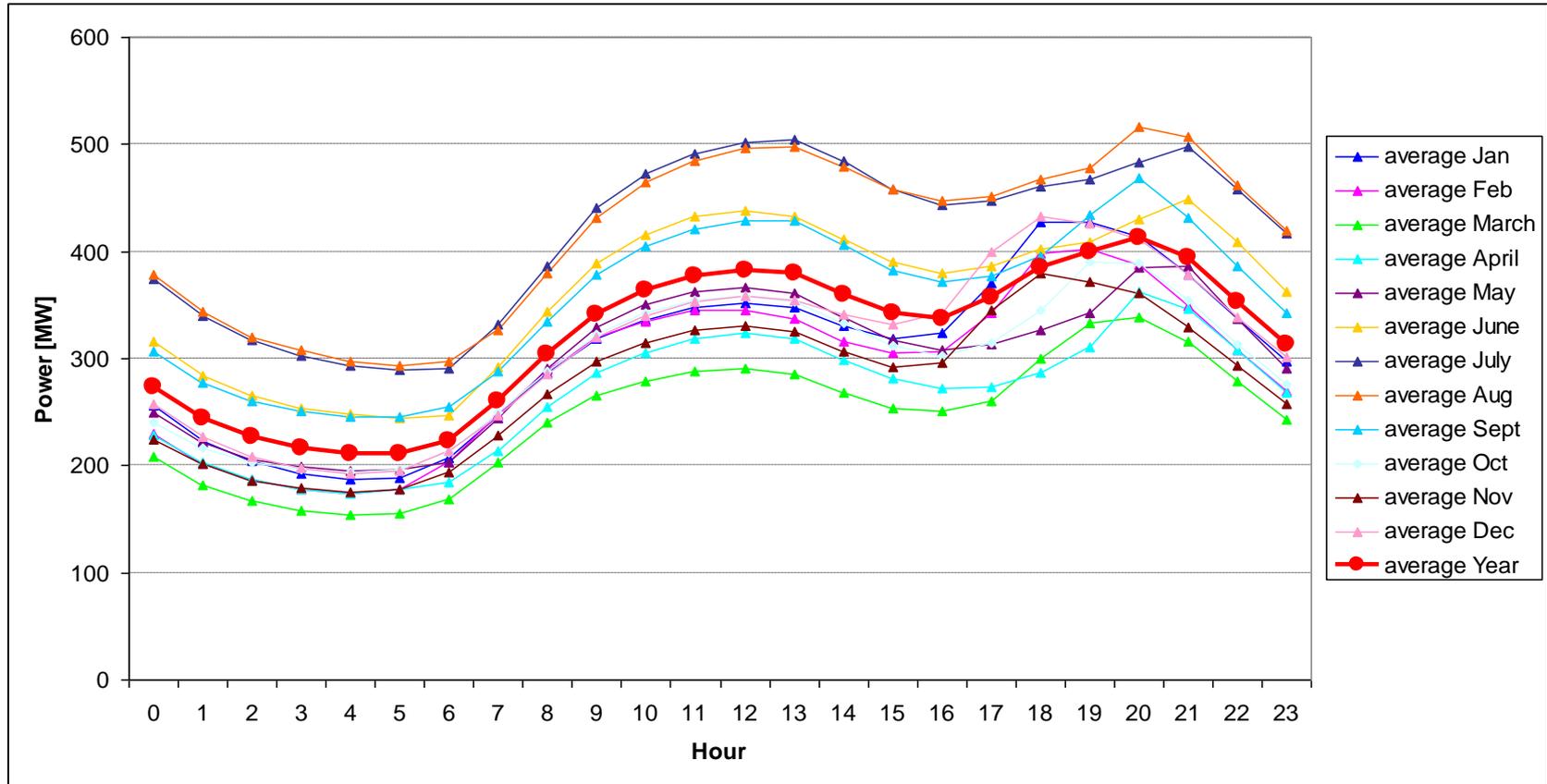
Basierend auf 2007 und 2008, 15 min Werte
Minimum 100 MW, Maximum 6 mal höher.



Standortstudie: Monatliche und Tageszeitschwankungen

Netz am stärksten beansprucht im Juli and August (gefolgt von Juni und September)

Großer Unterschied im Tagesminimum und -maximum (Faktor 2)



Standortstudie: Kraftwerkslizenz und Dimensionierung

Garantierte Produktion und sicherer Betrieb: 8h/Tag mit 5MW (40 MWh)

Faktor $Q_{Tu} / Q_{Pu} = 147\%$
(auf Basis geschätzter Wirkungsgrade)

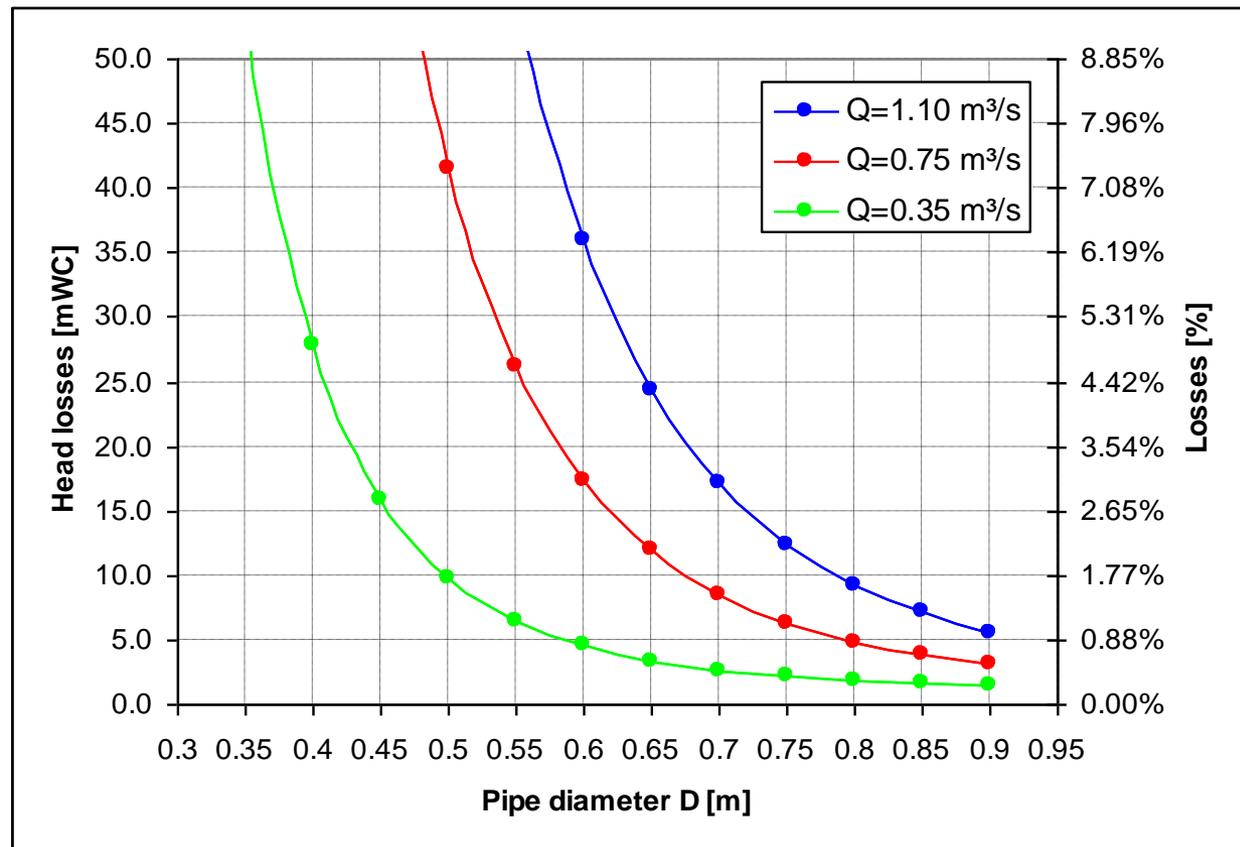
Damit gleiche Spiegelkoten nach 24h vorhanden sind:

→ Maximale Stunden Turbinenmodus: 9.73h
→ Dafür 14.27 Stunden Pumpen erforderlich

Oberwasser 75.000 m³, damit 16.94 h ununterbrochene Energieproduktion bei Start mit Kote Oberwasser Maximum

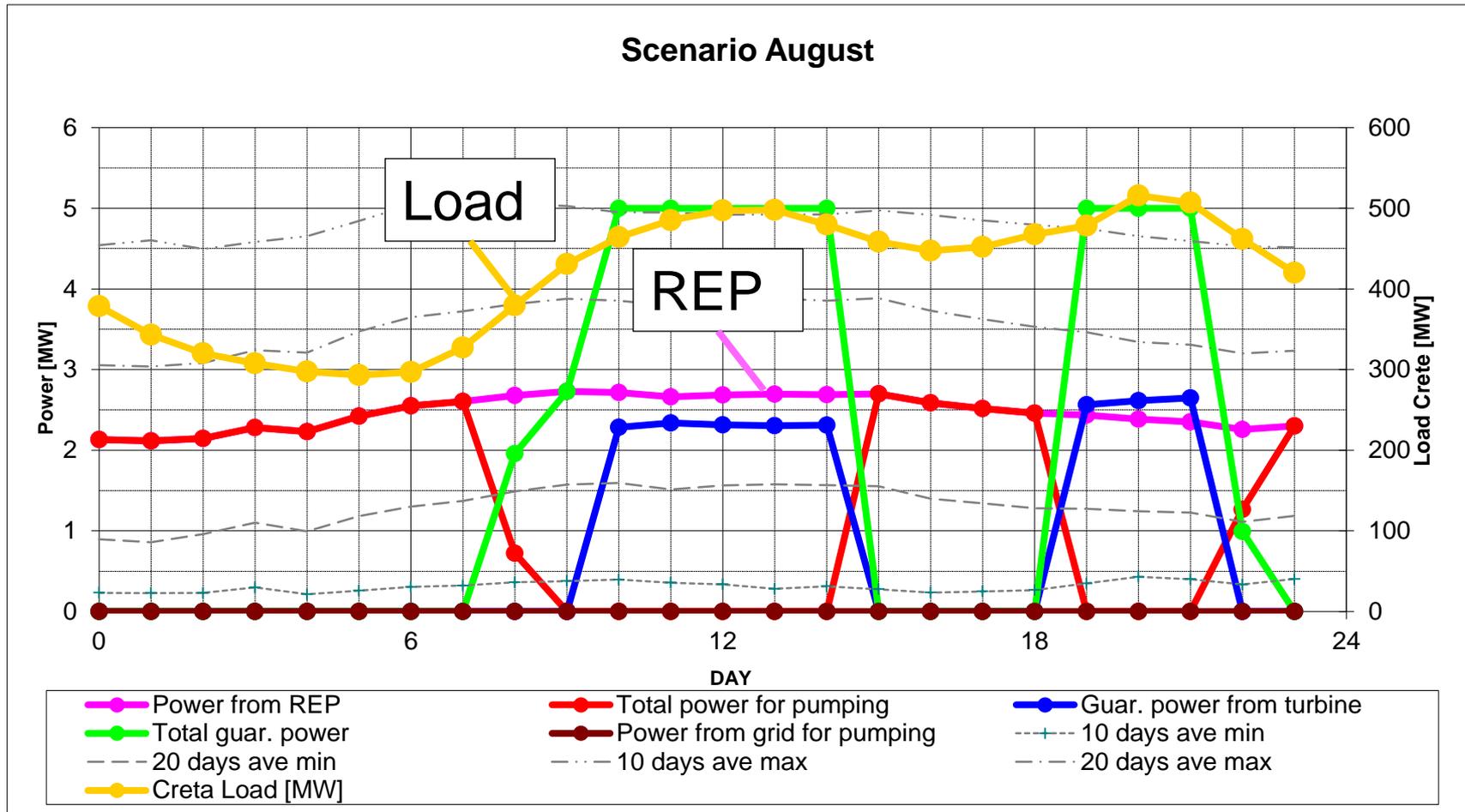
Auswahl geeigneter Rohrdurchmesser ist eine Verlustoptimierung

Wasserverdunstung gering



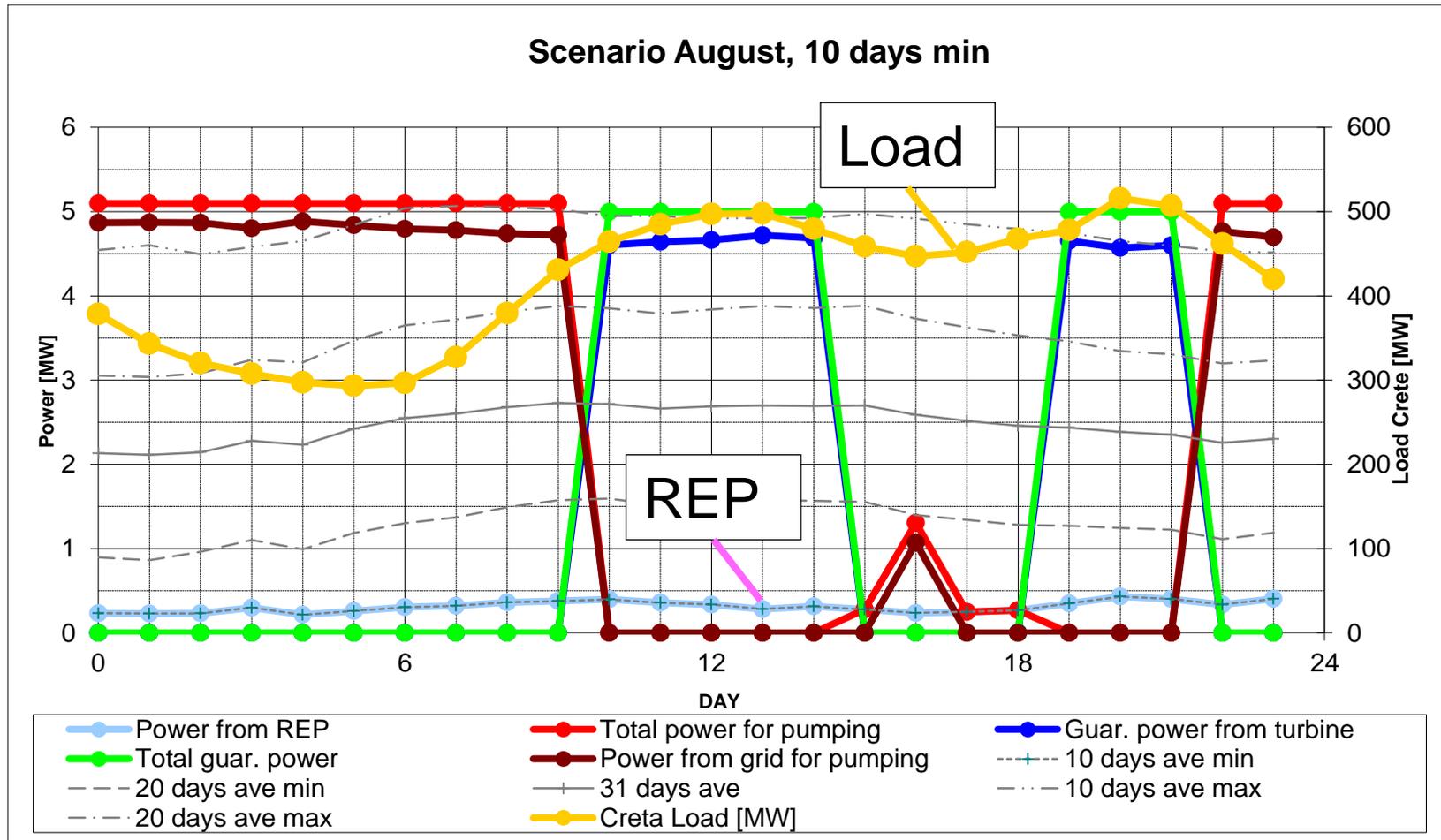
Standortstudie: Fahrscenario

Beispielsszenario mit mittlerem Wind. Kein Zukauf aus dem Netz notwendig zur Erfüllung der Lizenz (40 MWh)



Standortstudie: Fahrscenario

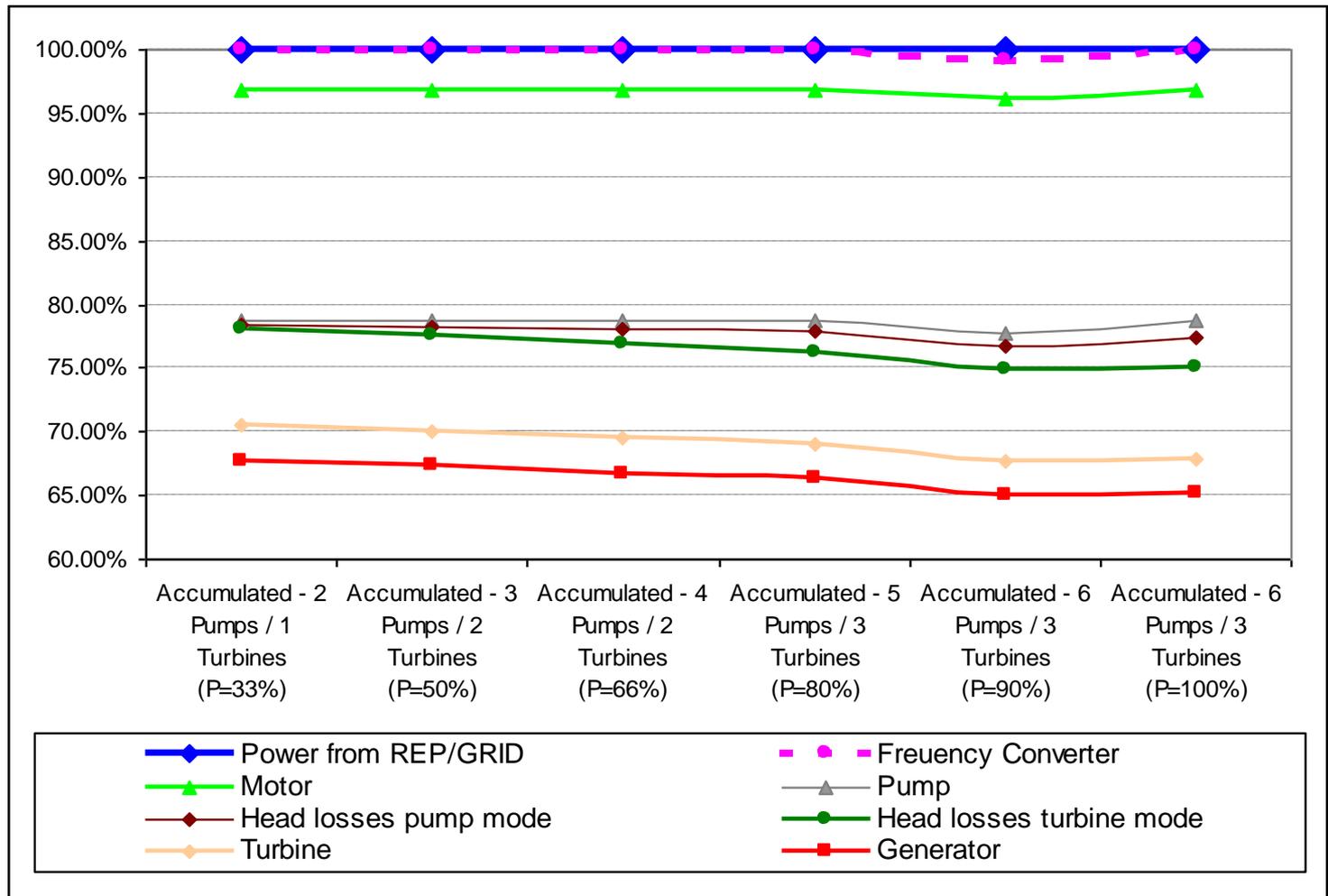
Beispielsszenario, gleiches Monat niedrigem Wind. Zukauf aus dem Netz notwendig zur Erfüllung der Lizenz (40 MWh)



Standortstudie: Cycle - Wirkungsgrad

Wälzfaktor (elektr./mech./hydraul./hydraul./mech./elektr.)

Umspannung auf 10kV nicht berücksichtigt



Standortstudie: Druckstoßberechnung

Numerisches Modell / Anlagenschema

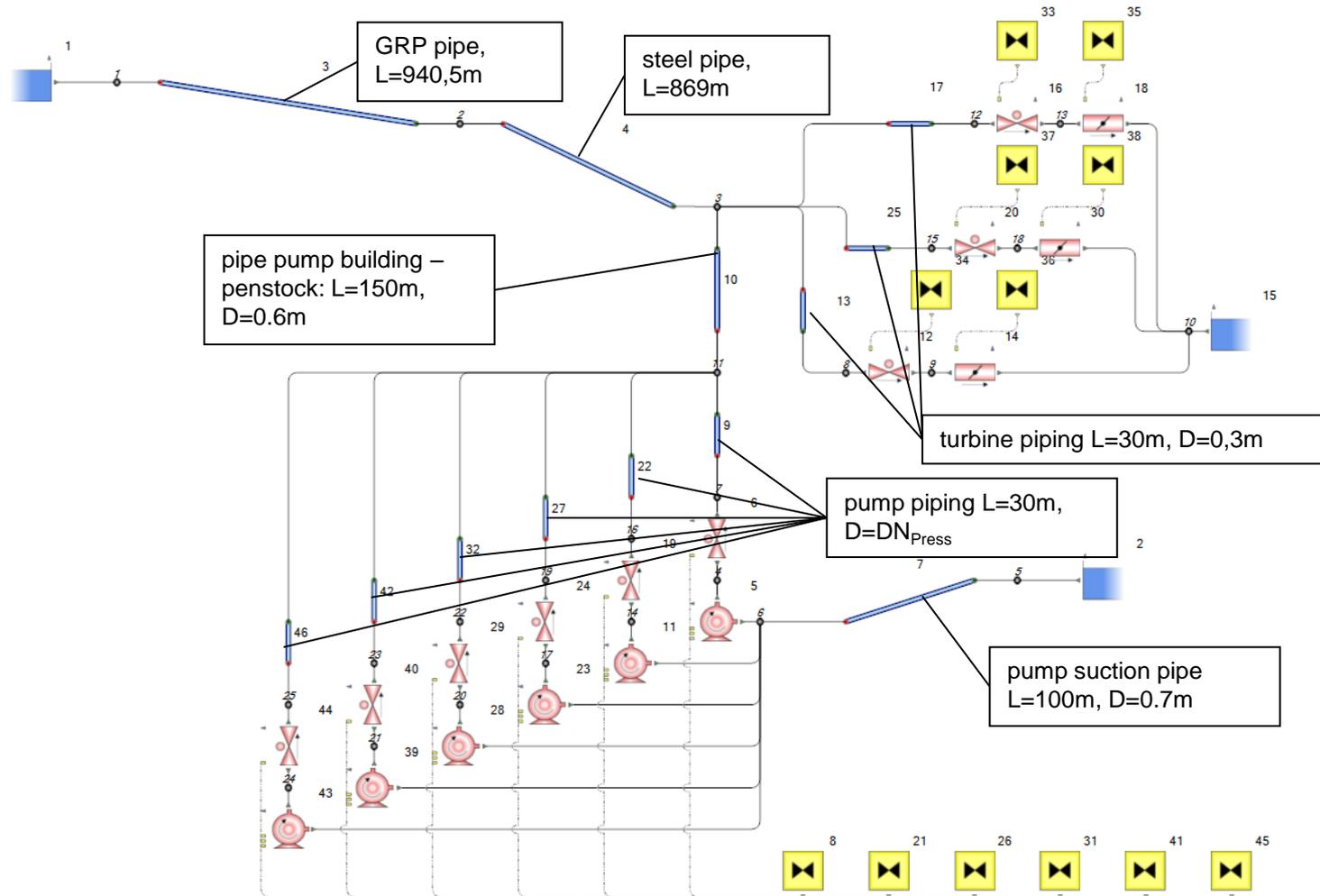
Oberwasser

Druckrohrleitung
(GFK / Stahl)

3 Turbinen mit
Verrohrung

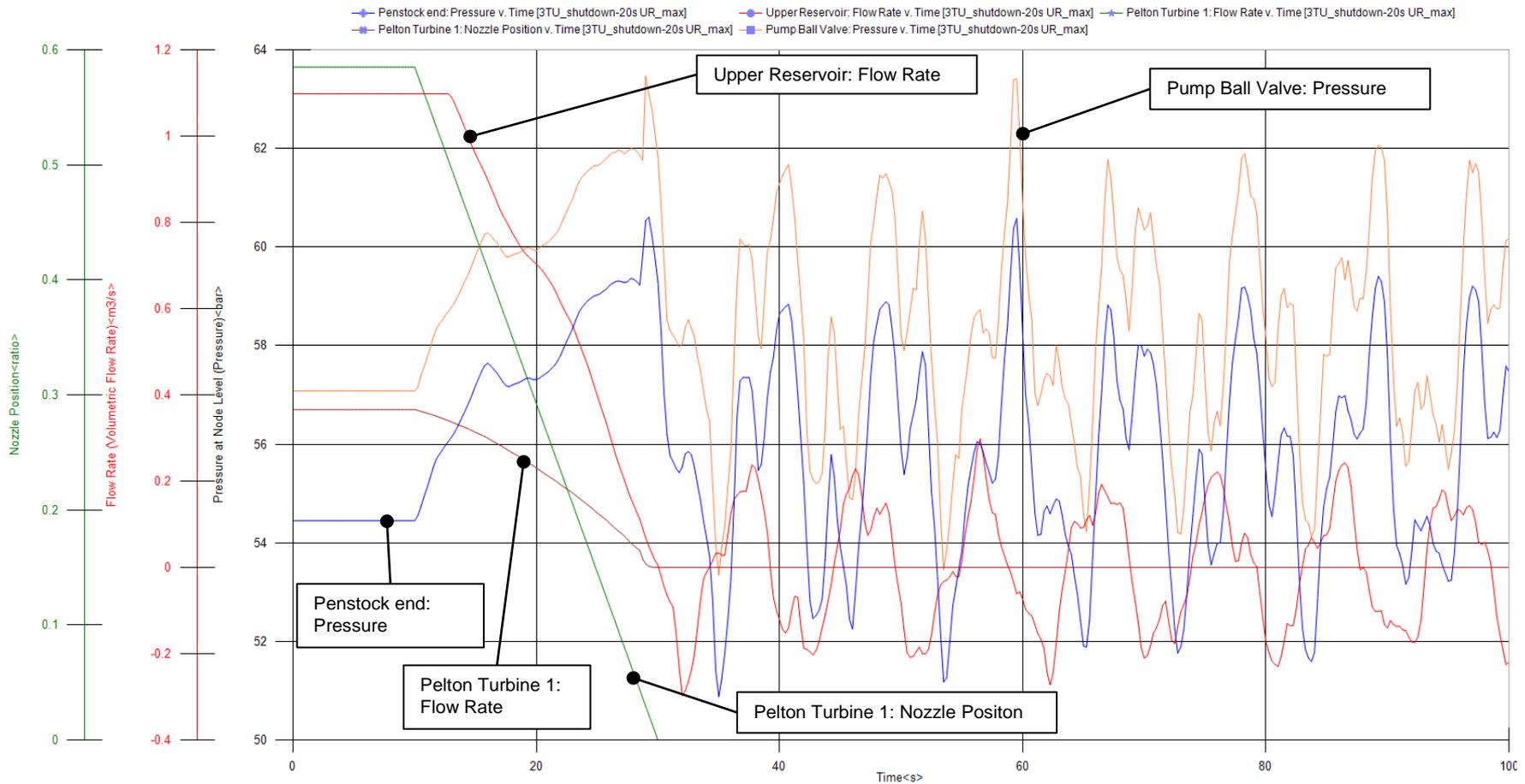
4 od. 6 od. 8
Pumpen mit
Verrohrung

Unterwasser



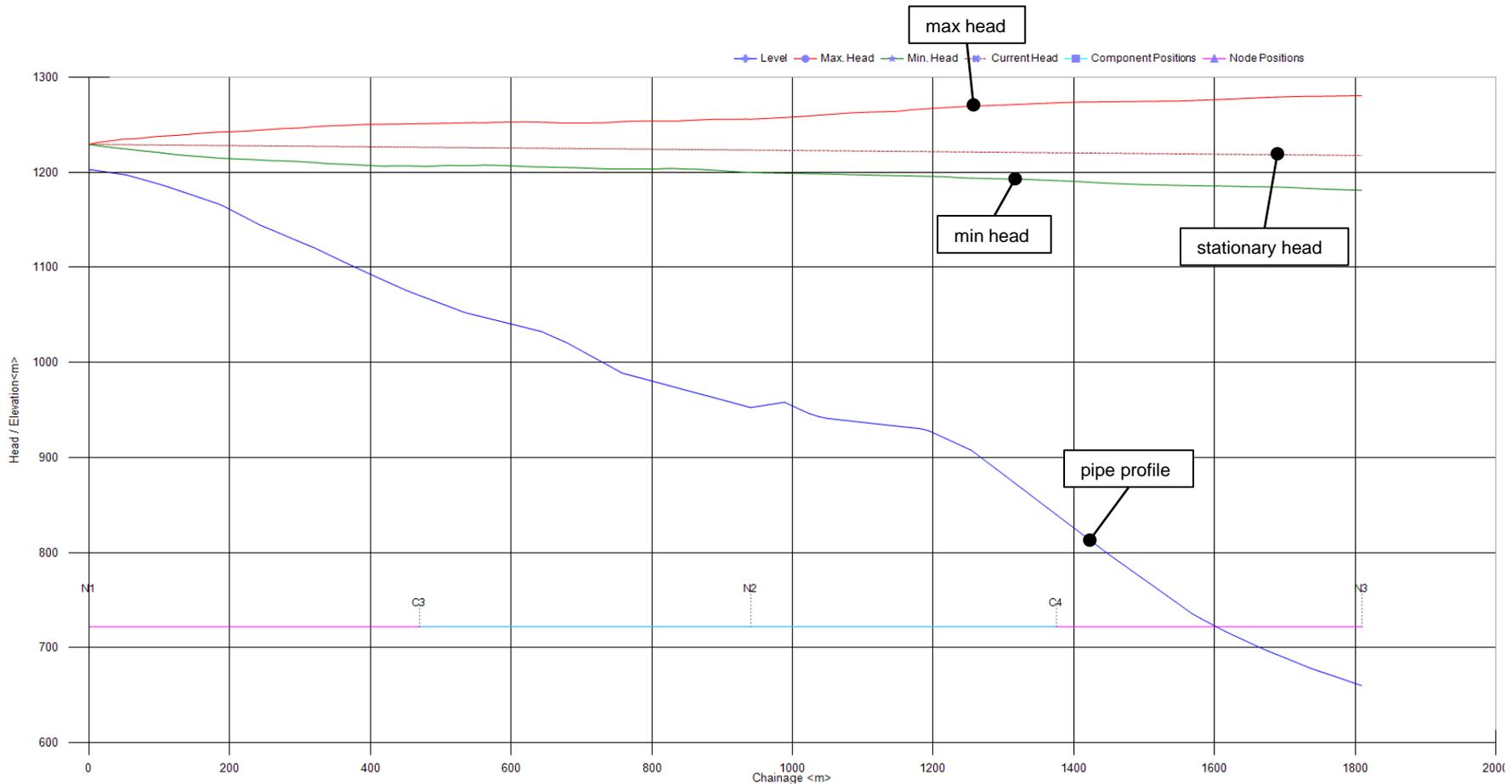
Standortstudie: Ergebnis Druckstoßberechnung

3 Turbinen, Stop in 20s Gleichzeitiges Abstellen aller Turbinen in 20 sec.
(Düsenadeln und Kugelschieber schließen)
Oberwasser max. (UR_{max}) transiente Ergebnisse



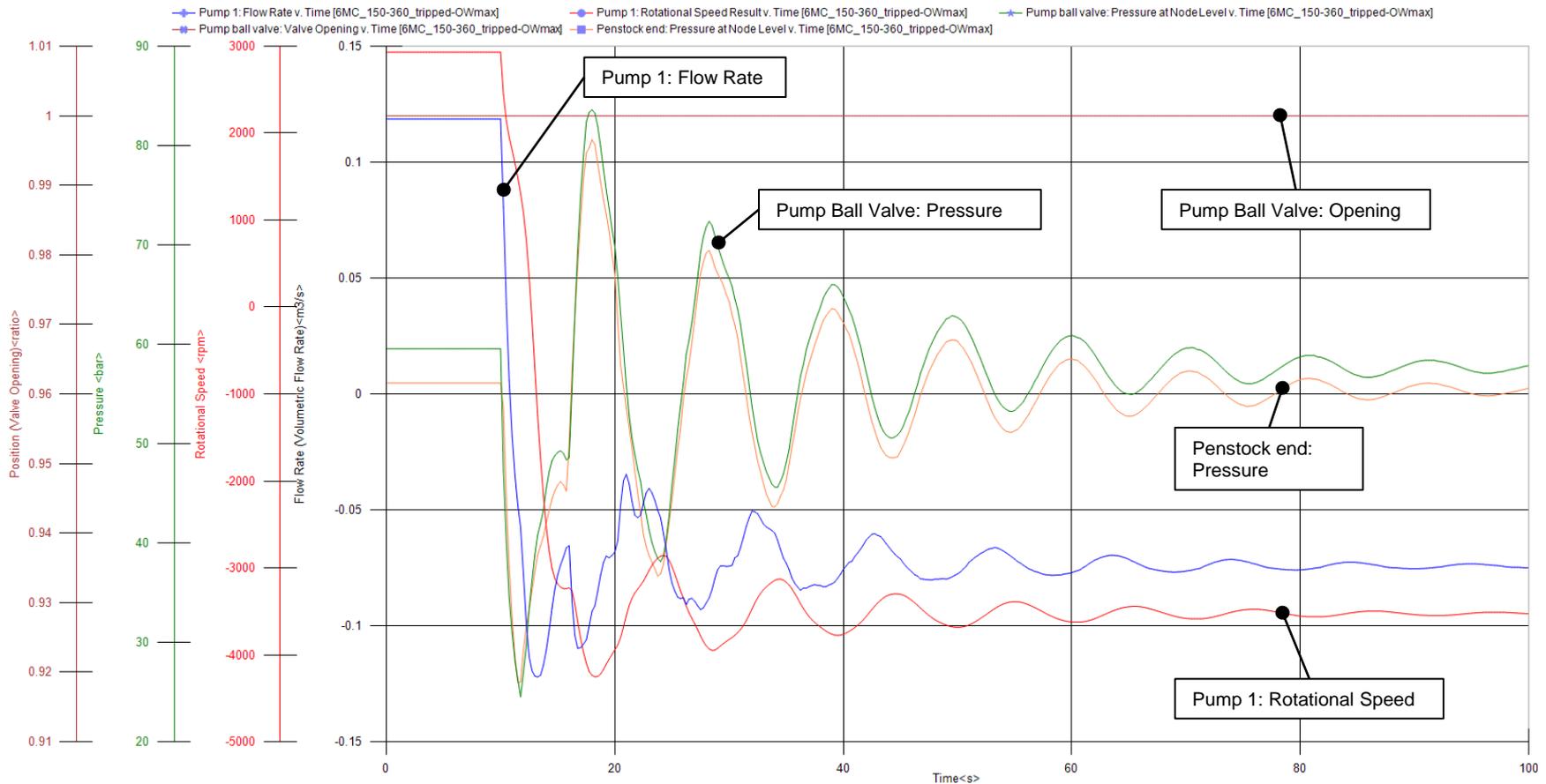
Standortstudie: Ergebnis Druckstoßberechnung

3 Turbinen, Stop in 20s Gleichzeitiges Abstellen aller Turbinen in 20 sec. (Düsen-
nadeln und Kugelschieber schließen) Oberwasser max.
(UR_{max} - Einhüllende) transiente Ergebnisse



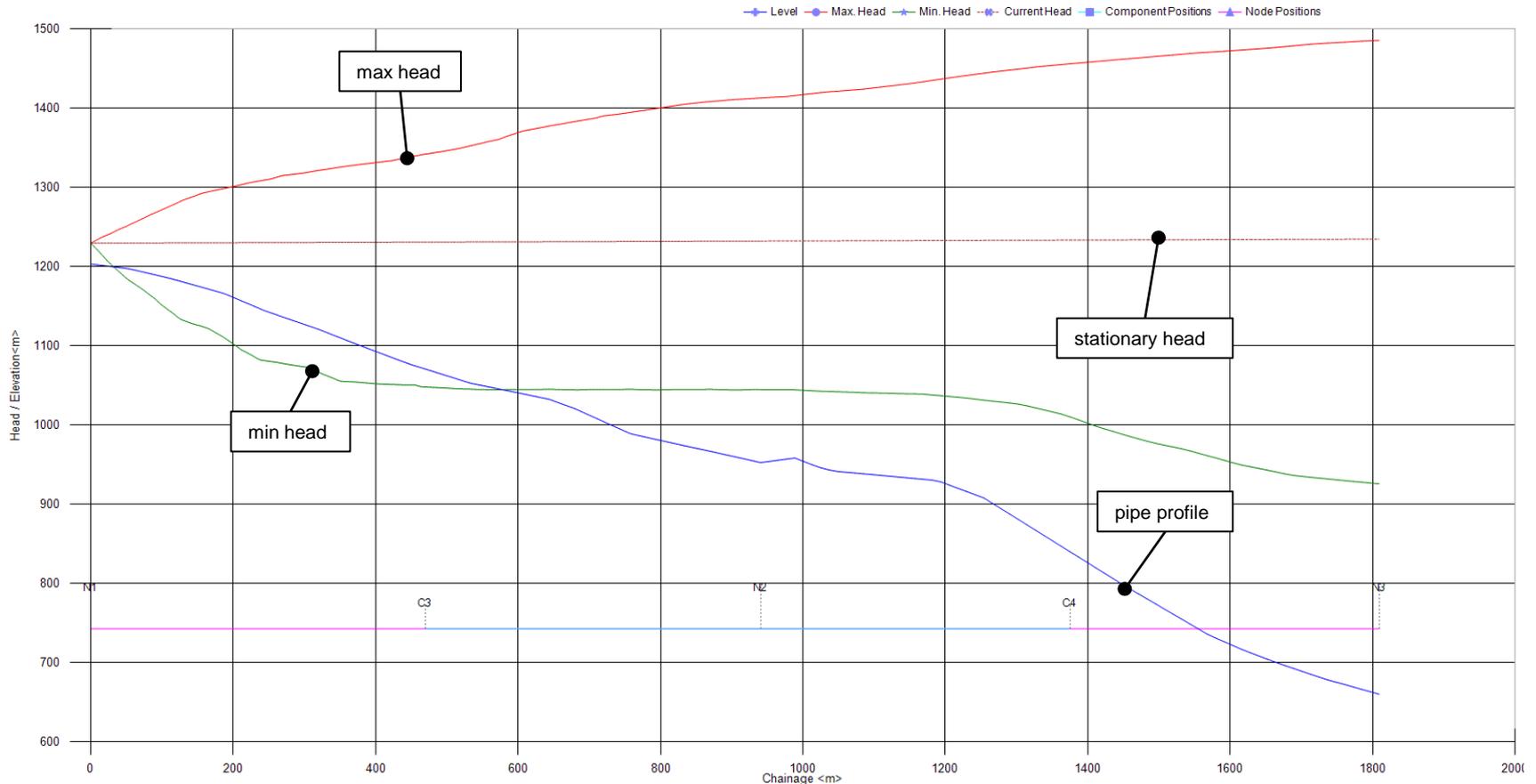
Standortstudie: Ergebnis Druckstoßberechnung

6 Pumpen Lastabwurf Hersteller A, Trägheitsmoment=10.5 kgm² (PU+Motor+Kupplung) Oberwasser max; Unterwasser min: transiente Ergebnisse



Standortstudie: Ergebnis Druckstoßberechnung

6 Pumpen Lastabwurf Hersteller A Trägheitsmoment=10.5 kgm²
(PU+Motor+Kupplung) Oberwasser max;
Unterwasser min: transiente Ergebnisse



Standortstudie: Druckstoßberechnung

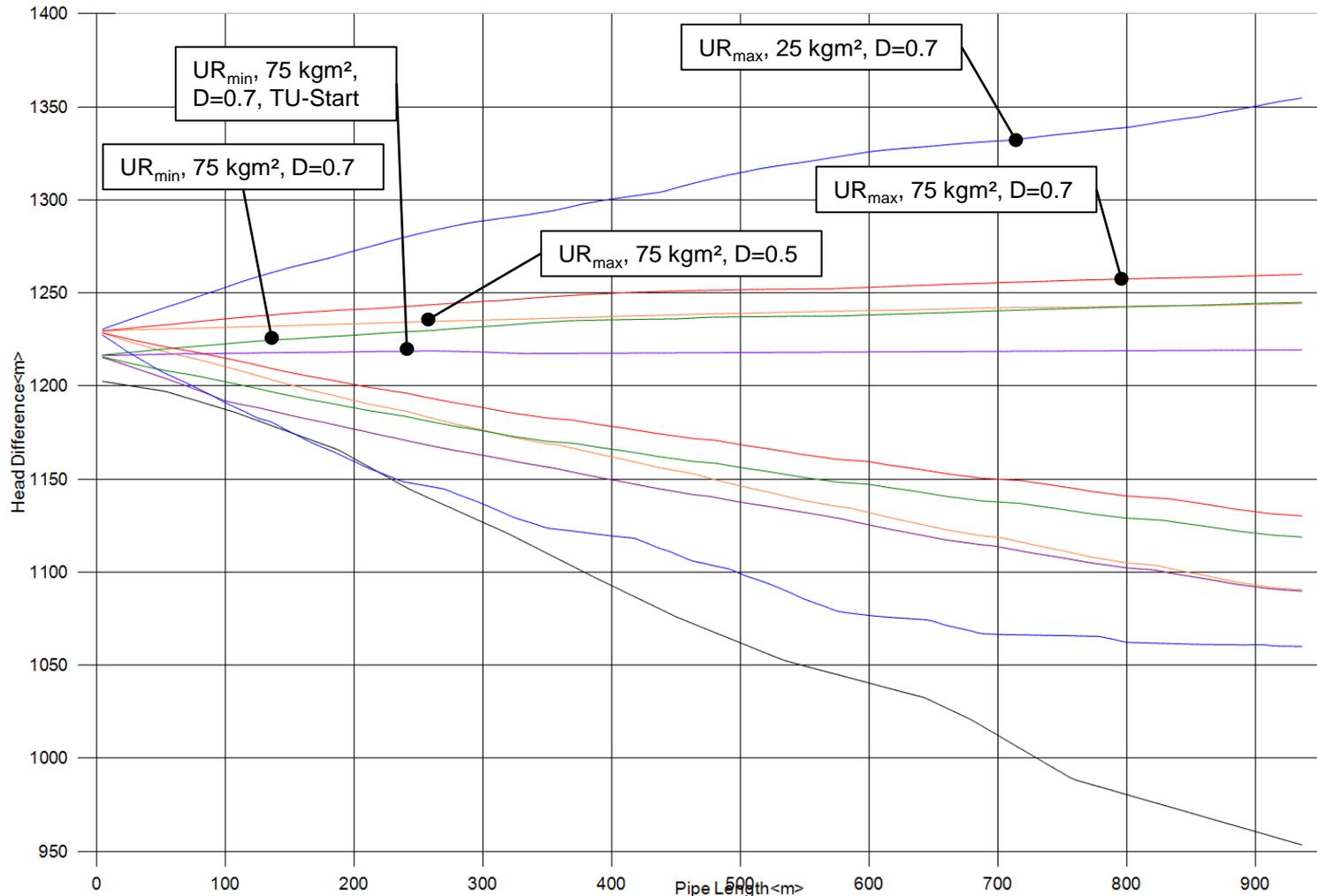
Pumpen Lastabwurf

Hersteller B

Verschiedene
Lastfälle

Einhüllende
(GFK pipe)

5 Lastfälle:
3 Oberw.- max.
2 oberw.- min.



Standortstudie: Zusammenfassung

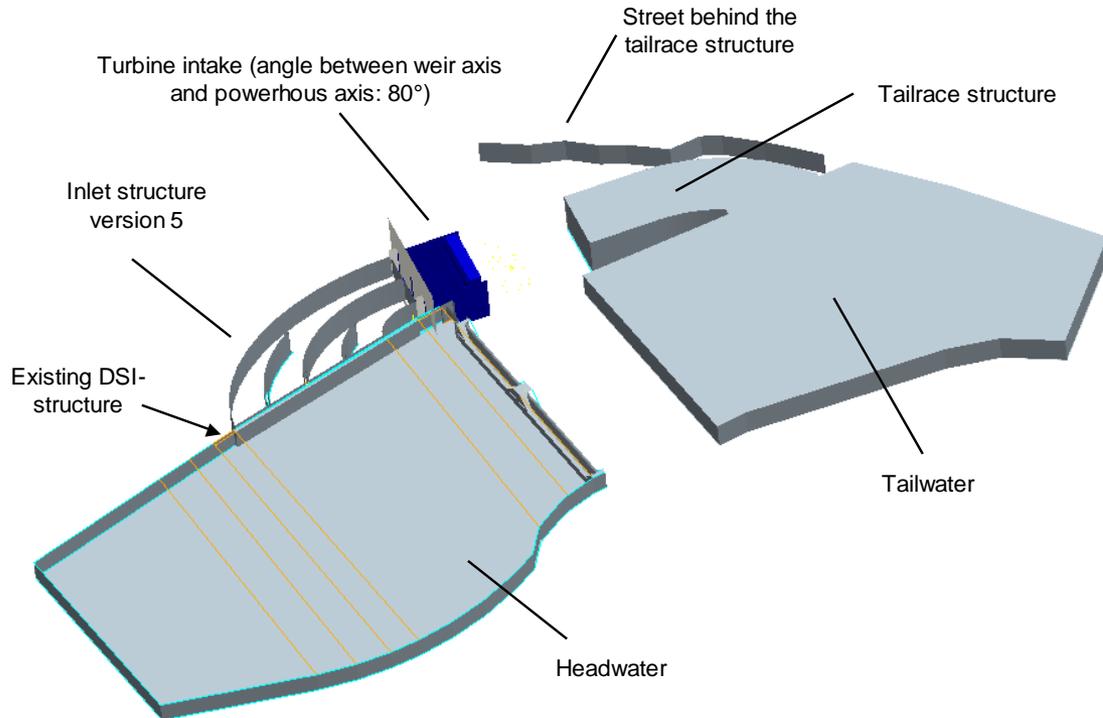
Erkenntnisse der Druckstoßrechnung

- Die Berechnungen zeigen, dass ein System ohne Wasserschloss oder Windkessel möglich ist.
- Gleichzeitiger Lastabwurf aller Pumpen ist der kritischste Lastfall. Zusätzliche Schwungmasse für die Pumpen ist notwendig um Kavitation in System zu vermeiden.
- Für die GFK-Leitung ist ein höchster Bemessungsdruck von **PN40** ausreichend; für den Bereich der Stahlleitungen und Absperrorgane (Pumpen, Turbinen, ...) ist **PN63** ausreichend.

Erkenntnisse der Machbarkeitsanalyse

- Maschinenkonzept wird erneut überarbeitet um Stichleitung der Anbindung des Kraftwerksstandortes nicht umrüsten zu müssen
- Wirtschaftlichkeit ist gegeben

Zu- und Auslauf von Niederdruckmaschinen



Für eines der ersten Rohrturbinenprojekte, die in der Türkei überhaupt erst realisiert wurden

Ziel: möglichst homogene Geschwindigkeitsverteilung am Eintritt der Turbinen zu erreichen.

Berechnungen für Volllast im Ein- und Zweimaschinenbetrieb

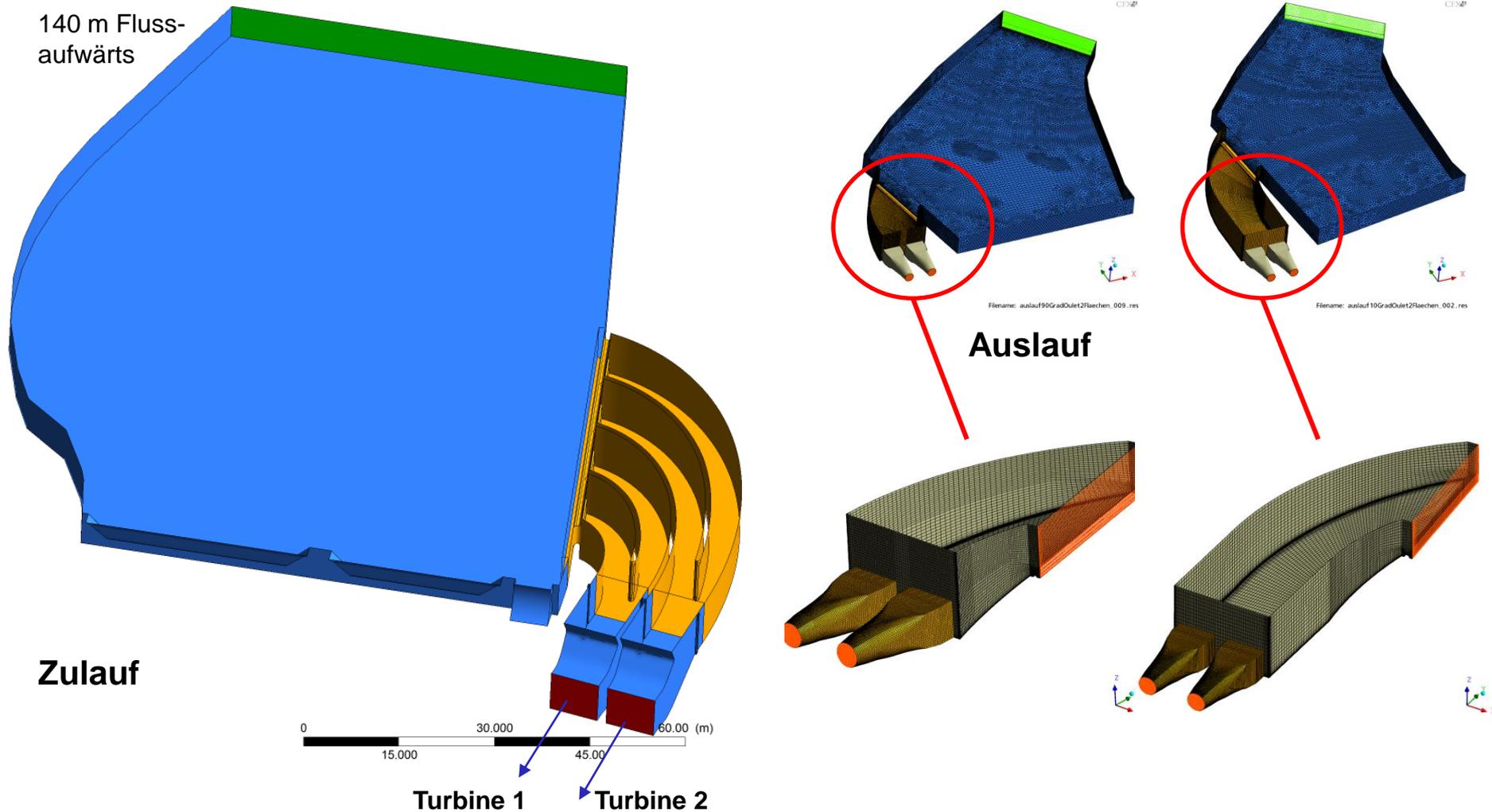
Volllast: $150 \text{ m}^3/\text{s}$



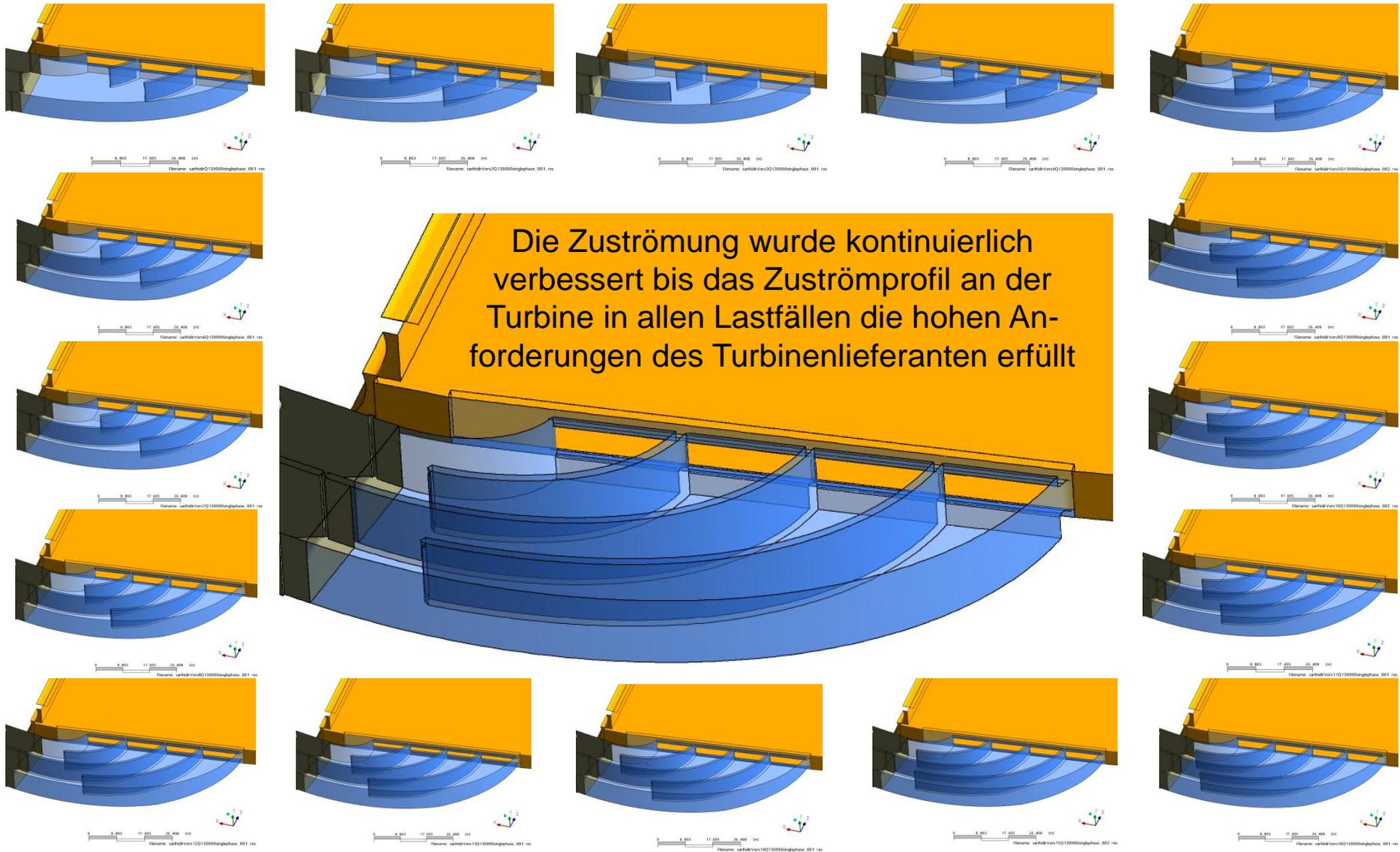
Bilder bei Baubeginn, Oberwasserkote: 935 m.a.s.l

Zu- und Auslauf: Modellbereich

Nach Analyse der geplanten Maschinenkonfiguration wurde die Längsachse stärker in den Flußlauf gedreht und dadurch insbesondere die Auslaufsituation stark verbessert.

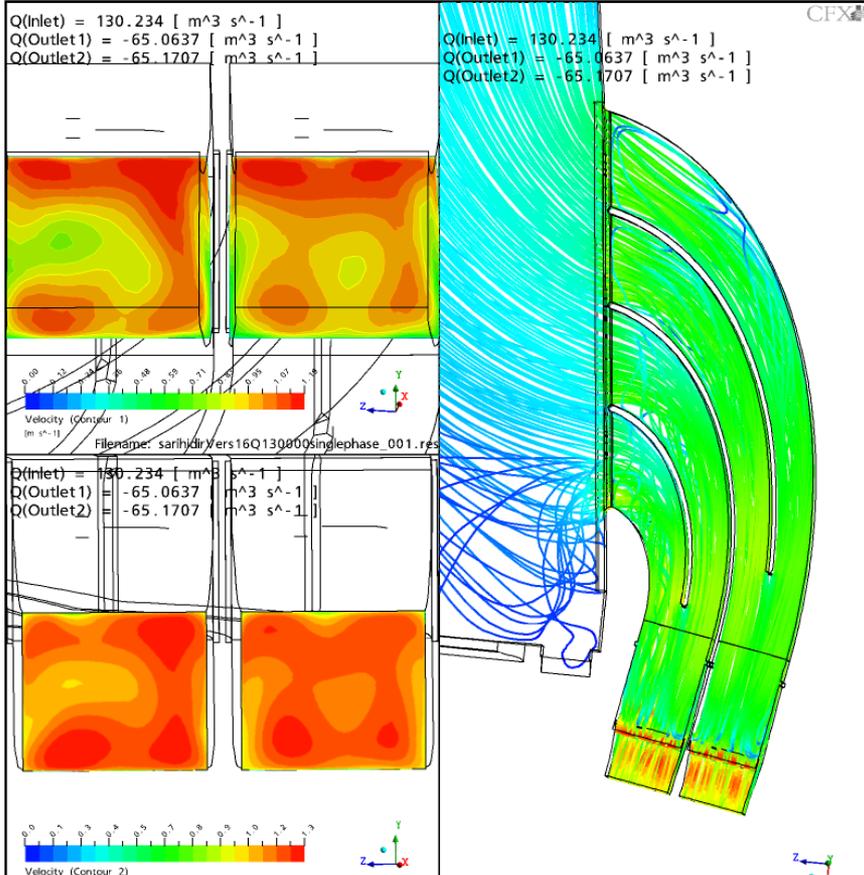


Zulauf: Geometrievariationen

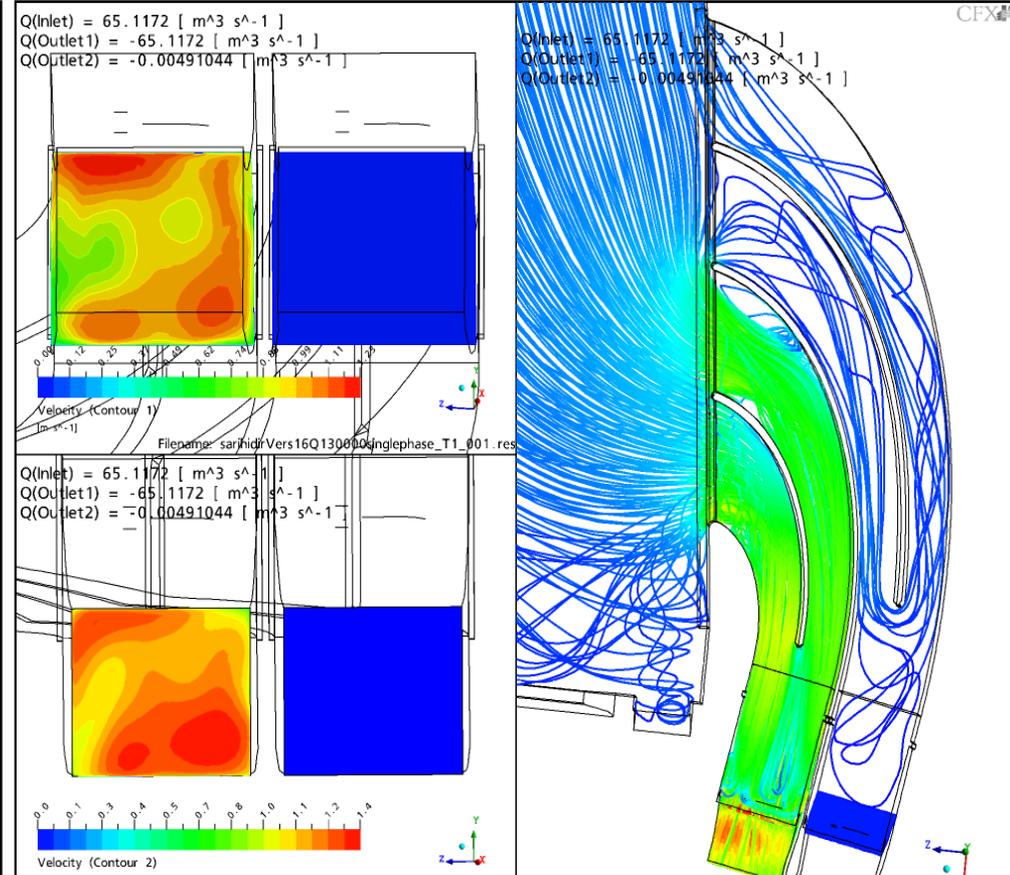


Zu- und Auslauf: optimierte Geometrie

2-Maschinenbetrieb

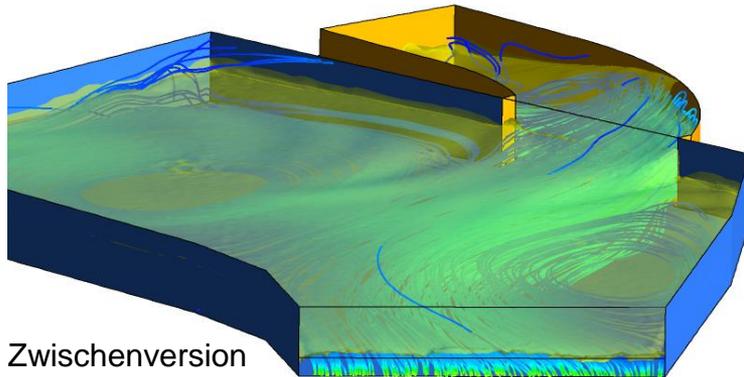


1-Maschinenbetrieb mit Turbine Nr.1

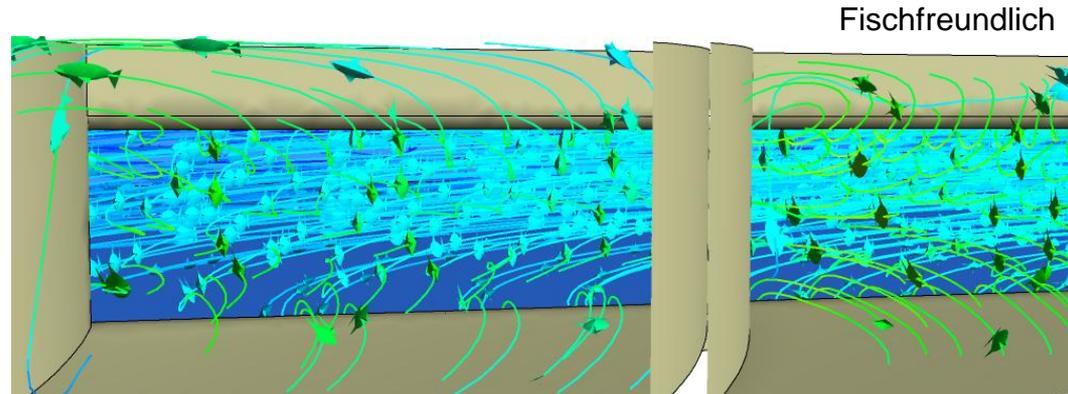


Zu- und Auslauf: Kraftwerk in Betrieb

Inbetriebnahme erfolgte zur Zufriedenheit aller Beteiligten, weitere Kraftwerksstufen in Detailplanung



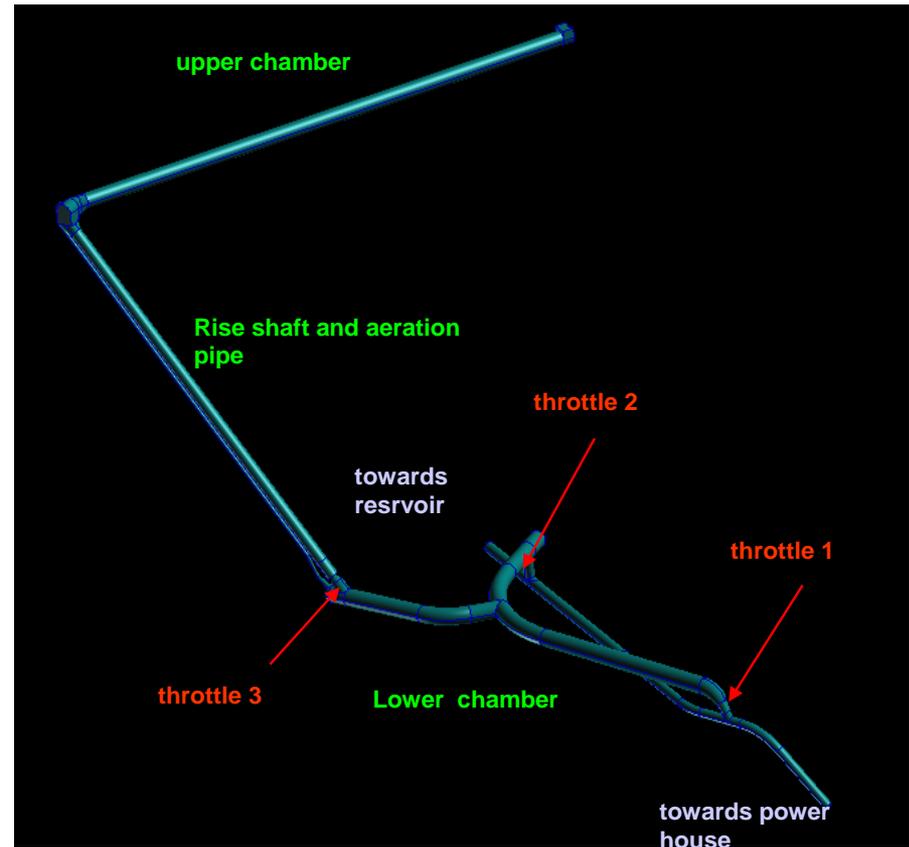
Zwischenversion



Fischfreundlich



Schnellste Umschaltzeiten bei PSP-Kraftwerken: Kops II



HPP KOPS 2 - Vorarlberg Österreich
Panorama-Ansicht und Wasserschlösser

Pumpspeicher: Betriebsmodi

KOPS II ist konzipiert und gebaut für 4 Einsatzbereiche:

- 1) Produktion von Spitzenenergie,
- 2) Konventionelles Pumpspeichern,
- 3) Frequenz und Netzstabilisierung,
- 4) Minutenreserve.

Frequenz und Netzstabilisierung:

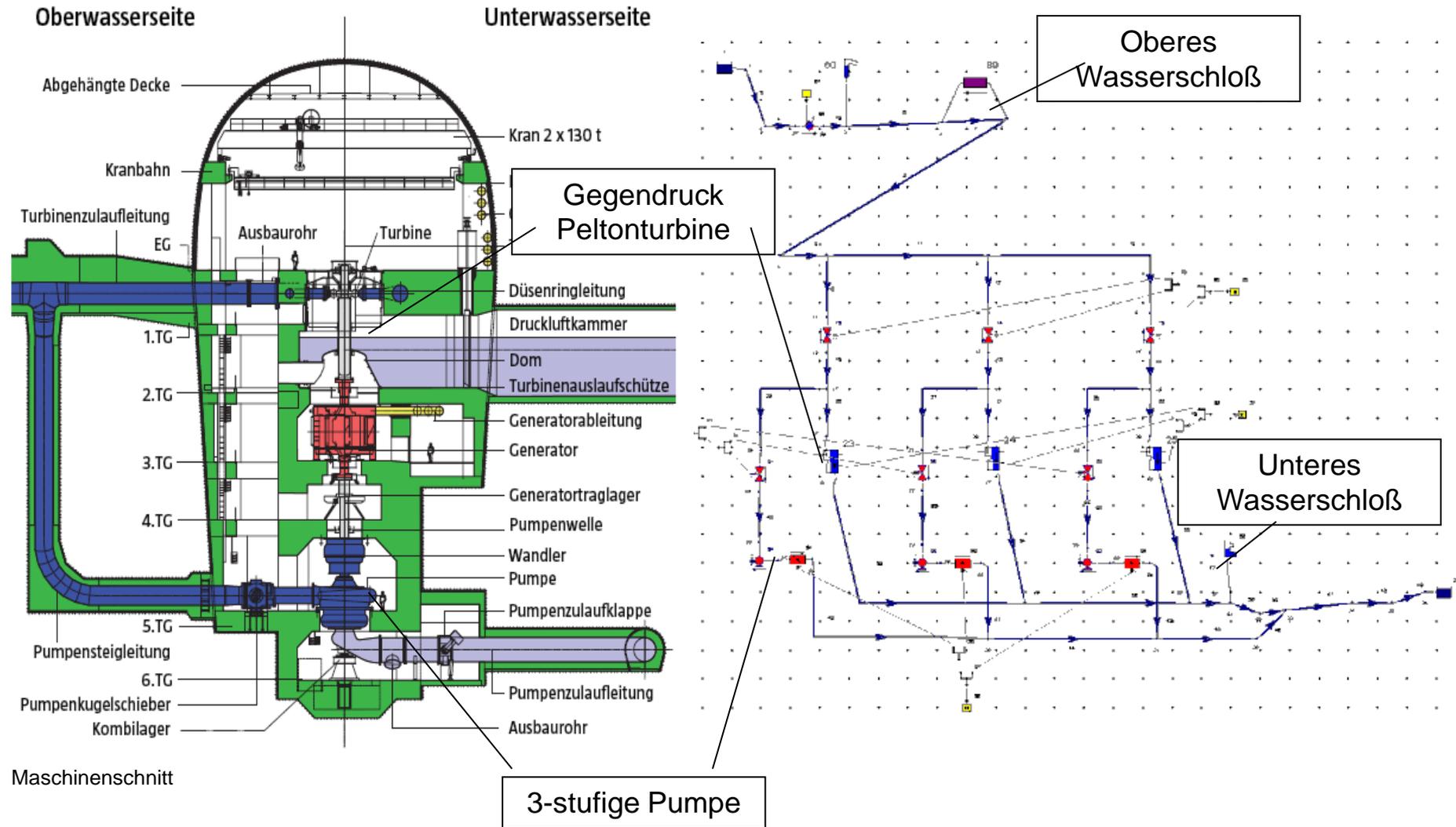
Gesamte Breite von **510 MW Erzeugung bis 450 MW Verbrauch** (auch Phasenschieben mit 0 MW) mit **hydraulischem Kurzschluß**.

Minutenreserve:

Schnellstart in den Pumpen oder Turbinenbetrieb (mit Synchronisation des Generators)

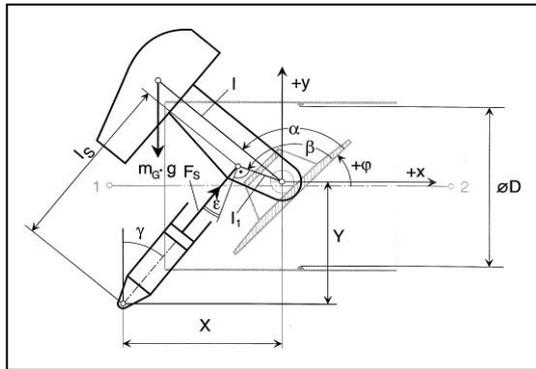
Wechsel in **30 bis 40 Sekunden vom Turbinenbetrieb** (510 MW, 72 m³/s Durchfluß) **in den Pumpenbetrieb** (450 MW, 54 m³/s) - und vice versa.

Pumpspeicher: Numerisches Modell

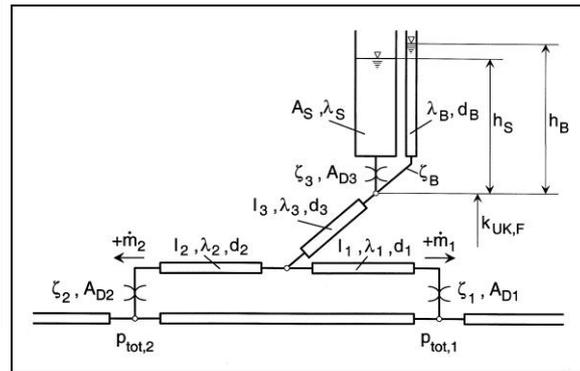


Druckstoßberechnungen : Numerische Methode

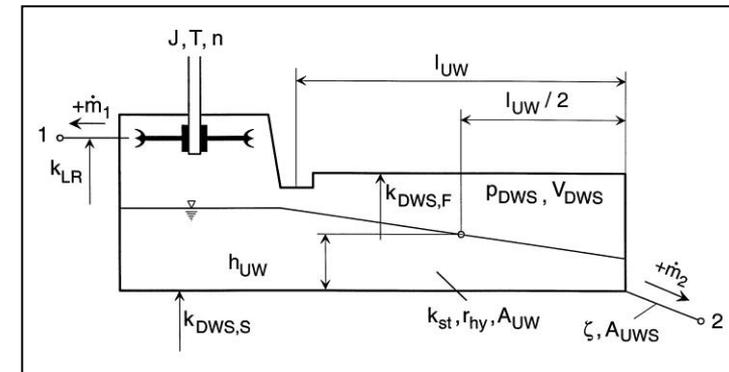
Methode der Charakteristiken
 Kommerzielles Software Paket Flowmaster (als
 Löser, **Verbessert durch eigene Codeentwicklung**),
 auch mit trennende Wassersäulen.



Antrieb für die
 Absperrklappe



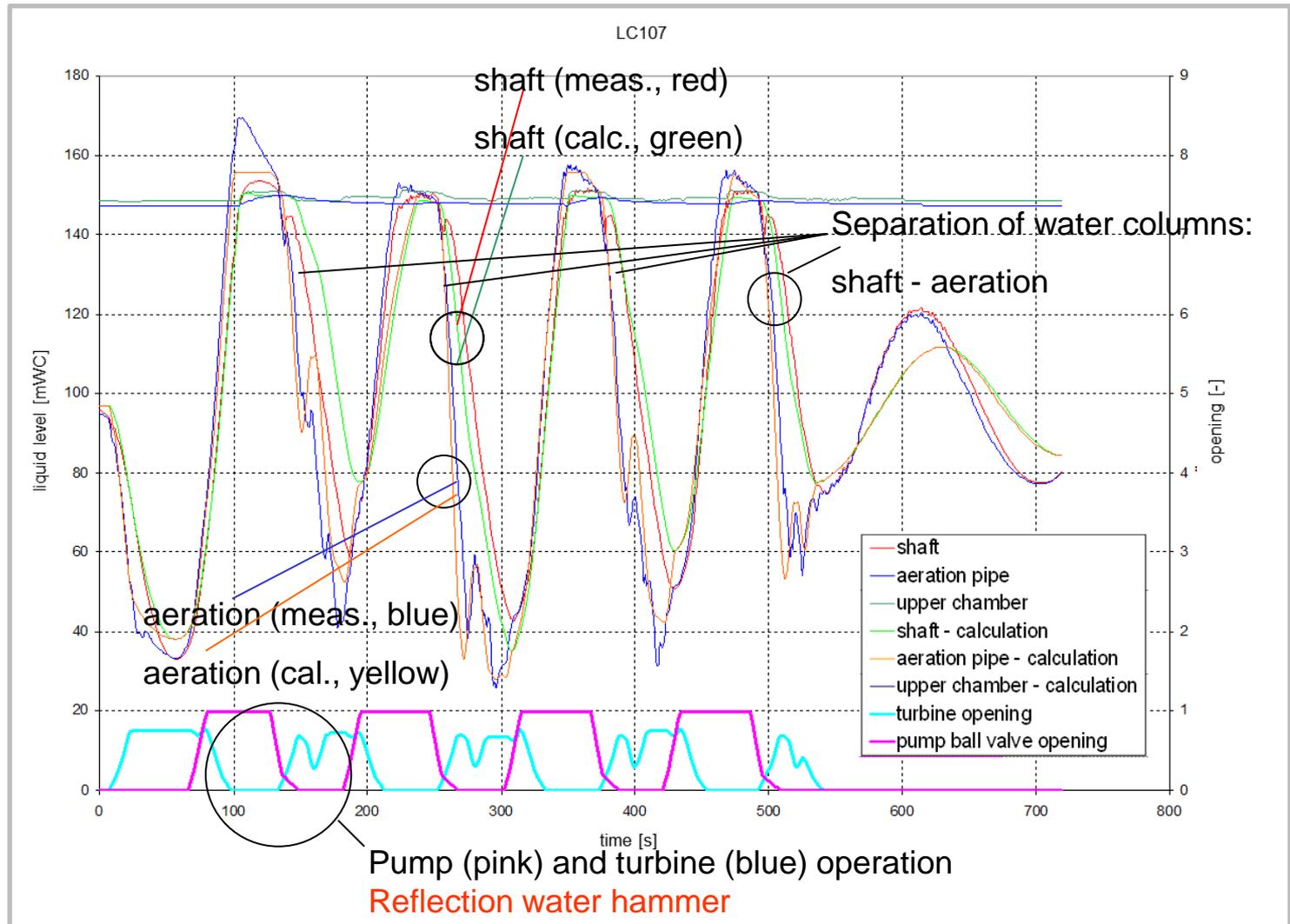
Gedrosseltes 2 Kammern
 Wasserschloß



Gegendruck
 Peltonturbine

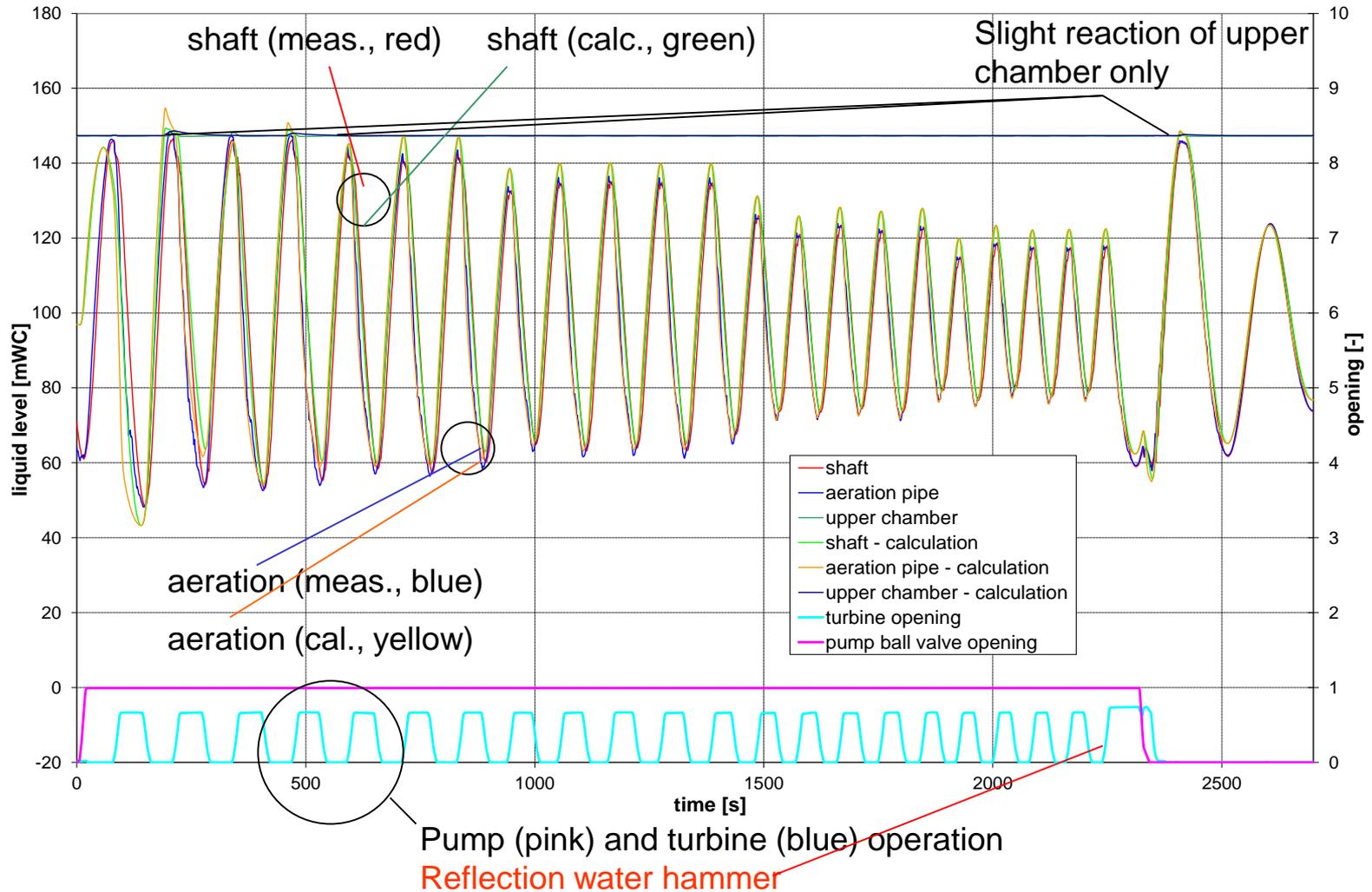
Ergebnisse: Vergleich Messung und Rechnung

Wasserschlossparameter bei zyklischem simultanem Pumpentakten und Reflextionsdruckstoß



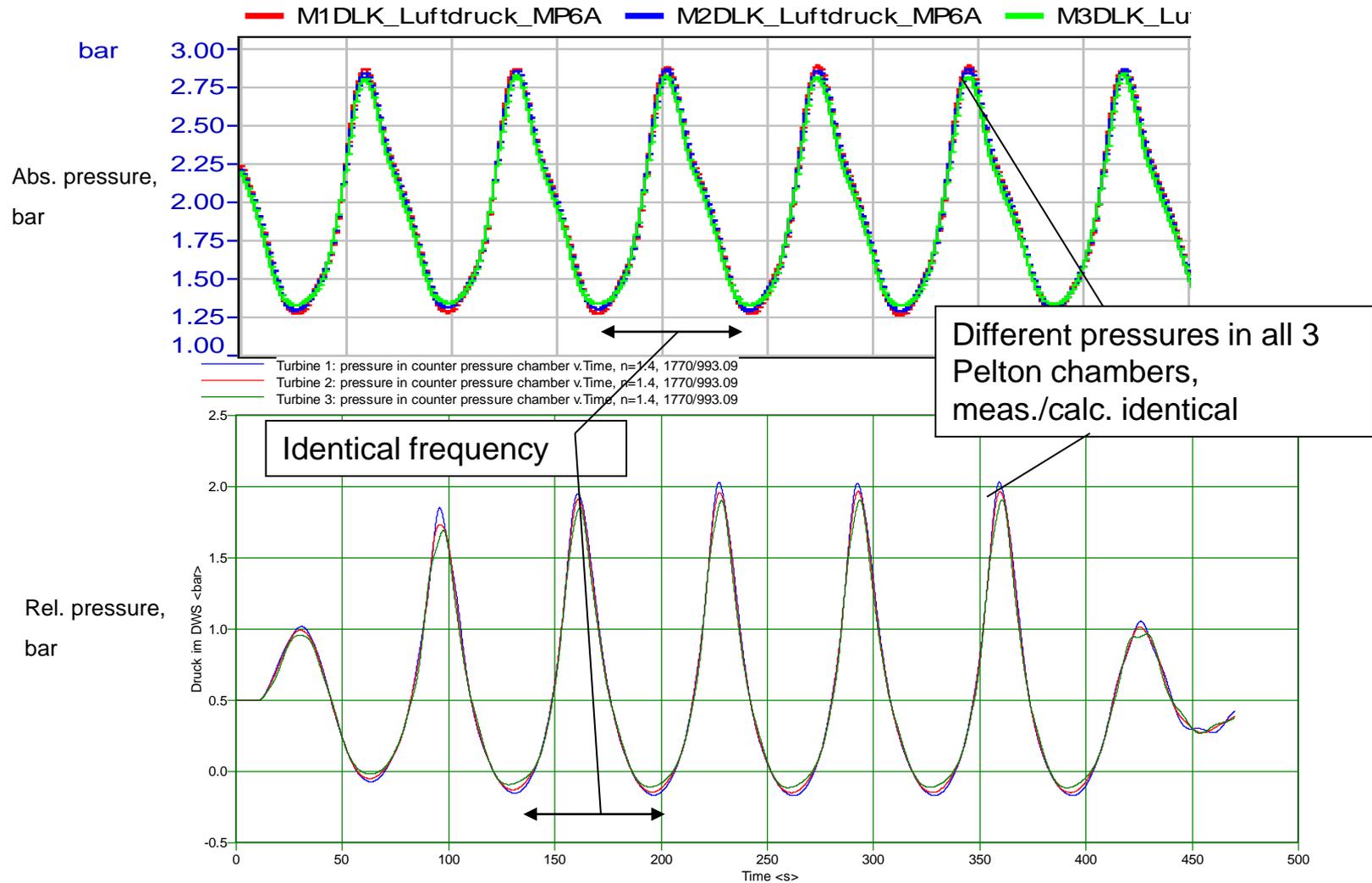
Ergebnisse: Vergleich Messung und Rechnung

Hydraulischer Kurzschluss: Leistungsregelung bei konstantem Pumpbetrieb und variabler Turbinenleistung. Wasserspiegel im Wasserschloss



Ergebnisse: Vergleich Messung und Rechnung

Druck in den 3 Druckluftwasserschlossern der Gegendruckpeltonmaschinen
Lastfall: Zyklisches simultanes Pumpentakten

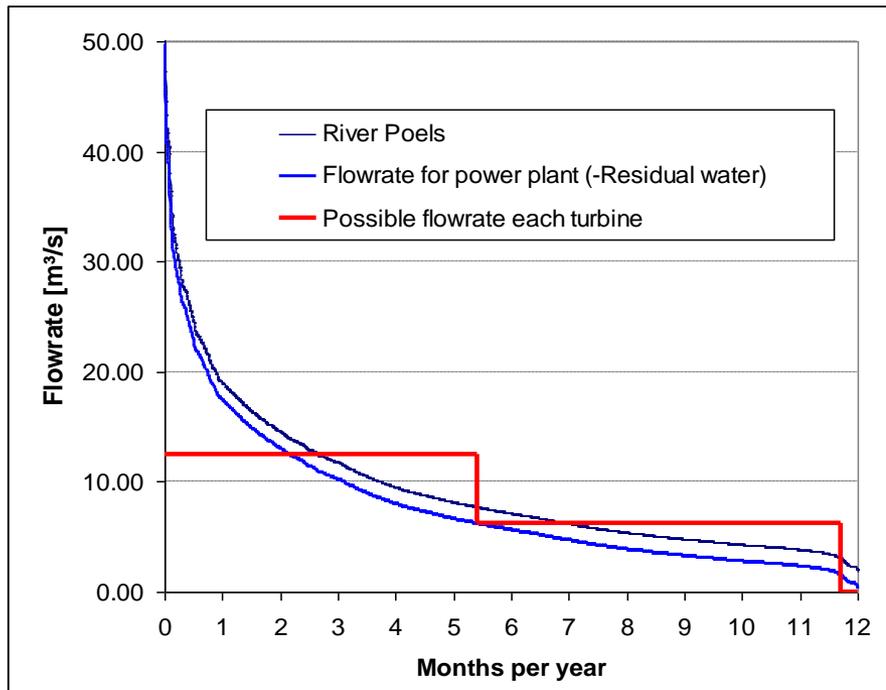


Ergebnisse: Vergleich Messung und Rechnung

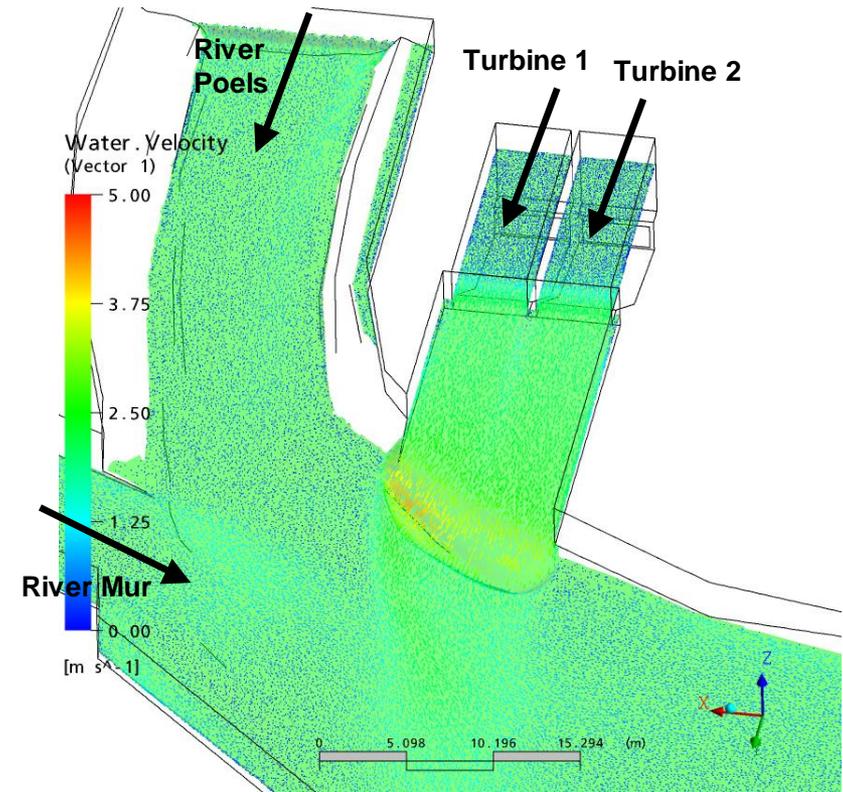
- **Unkonventionelle Lastfälle**
- **Schnelle Betriebsmodi**
- **Diese Maschinenkonfiguration hat das Potential für die Stabilisierung bei sehr schnellen Veränderungen im Netz**
- **Die sehr schnellen Umschaltzeiten der Maschinensätze bedingen Zugeständnisse bei der Lebensdauer**
- **Programmumgebung für anspruchsvolle Berechnungen wurde geschaffen und die Messungen bestätigen den getätigten Aufwand durch aussergewöhnlich gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Messung**

CFD und Small Hydro

2 vertikale Kaplanmaschinen:
 Nominale Leistung $P=1.5$ MW (1750kVA)
 Nettofallhöhe $H= 25.72$ m
 Durchfluß je Turbine $Q=6.22$ m³/s
 Spezifische Drehzahl $n_q=109.18$ rpm
 6 Laufschaufeln , Laufraddurchmesser: 1.1m
 Druckrohrleitung: GFK, L= 2850m, D= 2.4m



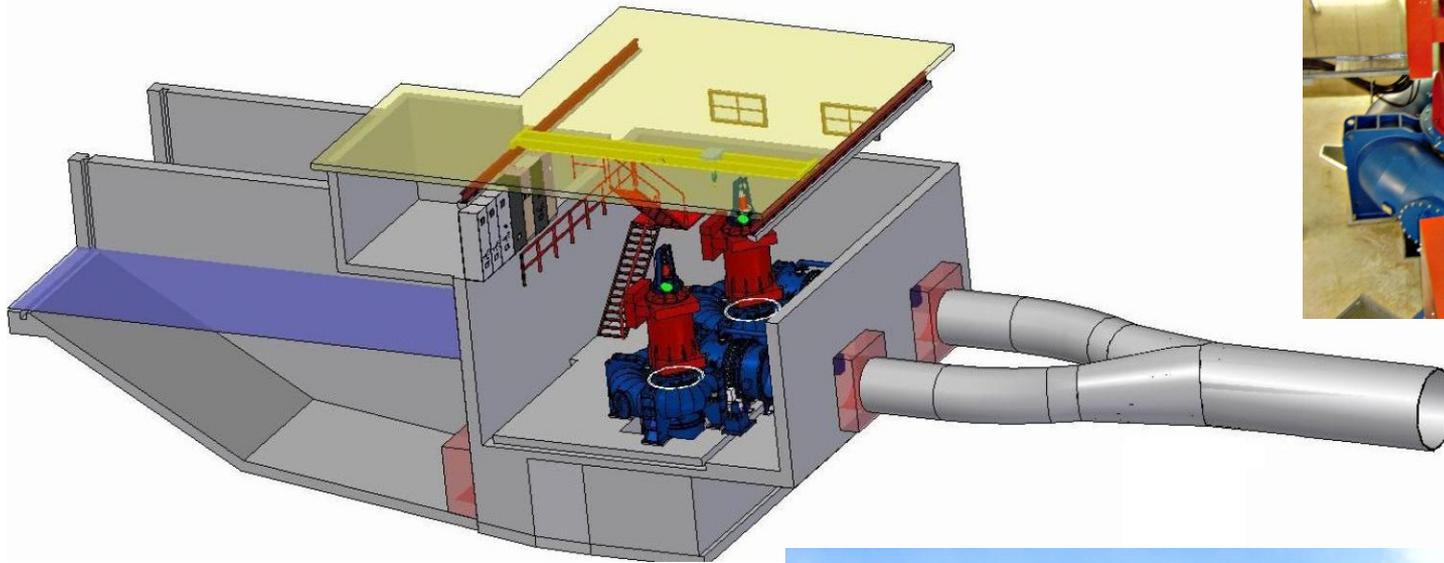
Basis: 1991-2001



Das Wasserregime erlaubt die wirtschaftliche Installation von 2 Maschinen: 5 ½ Monate laufen beide Turbinen und an 355 Tagen zumindest eine Maschine.

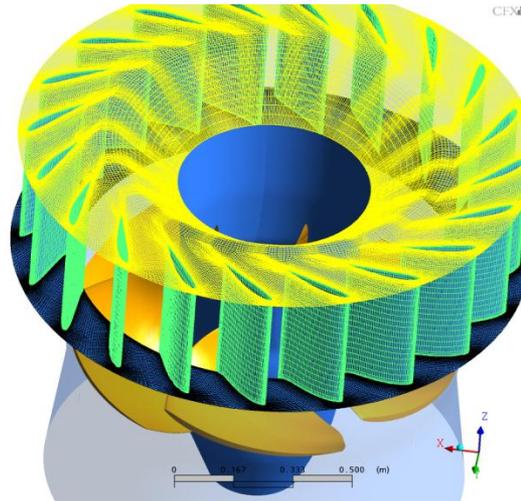
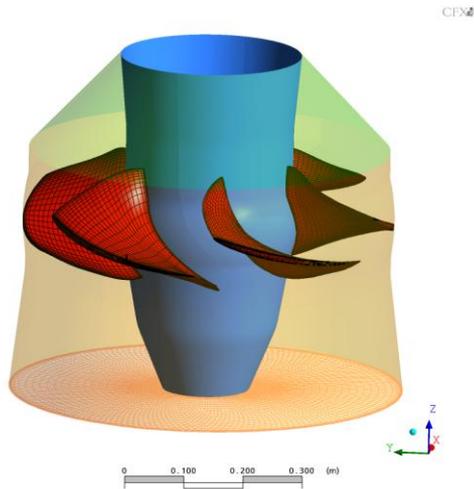
Die Umweltaspekte und Kraftwerksauswirkungen waren essentiell in dieser sensiblen Region.

CFD und Small Hydro: Krafthaus und Umgebung



Blick vom Abflussbereich der Mur stromaufwärts

CFD und Small Hydro: Hydraulikneuentwicklung



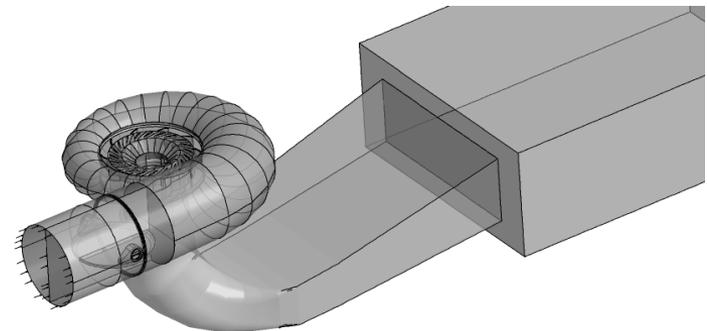
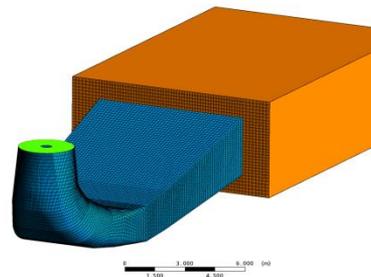
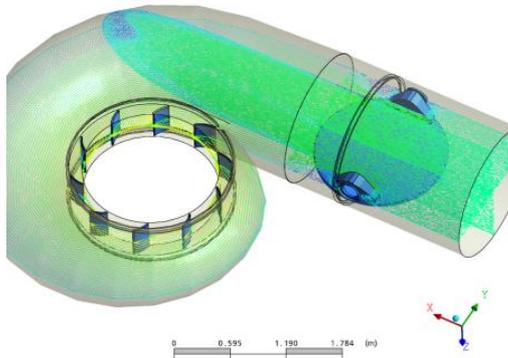
Neues Laufraddesign, basierend auf Yamaguchi, Sievo, Lugaresi und Thomann

Das Laufschaufelprofil wurde basierend auf der Potentialtheorie nach Czibere optimiert.

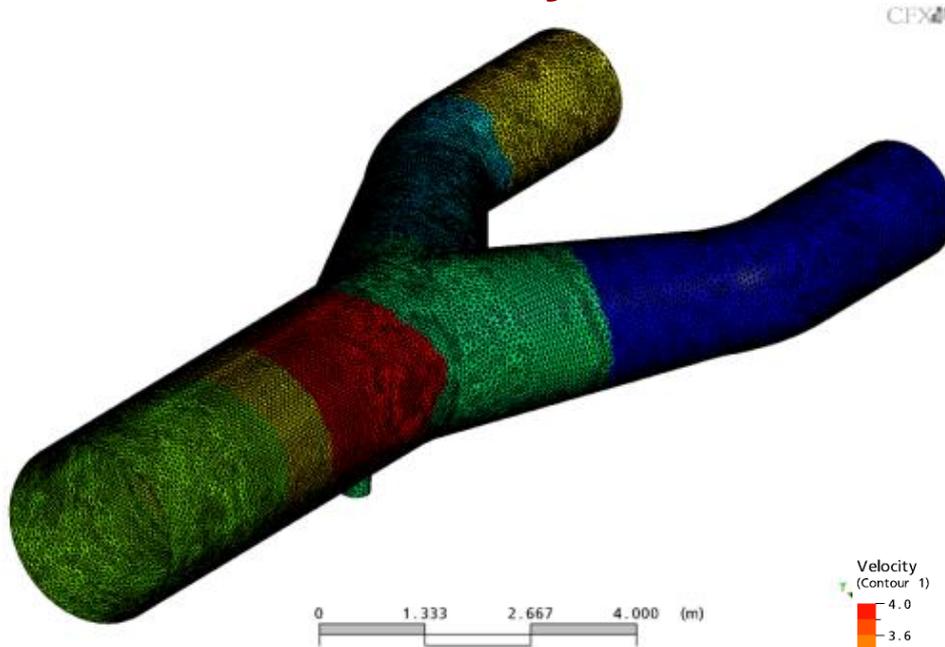
Numerische Simulation

Laufradstellungen alle 2.5 Grad – in Summe 10 Stellungen

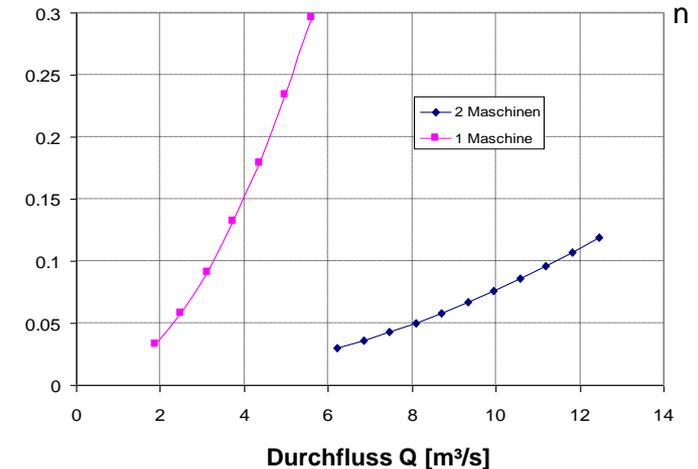
Für die Leitschaufel wurde ein flaches NACA 65 Profil verwendet.
Leitschaufelstellungen alle 2 Grad



CFD und Small Hydro: Bifurkation - Hosenrohr



CFX



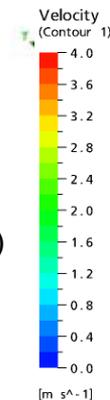
Parameterstudie und 3D-CFD-Berechnung zur Evaluierung und Optimierung der Strömungsverluste in der Rohrleitungsverzweigung (2-stufig: händisch und mit MOGA Optimierung („Multi Objective Genetic Algorithm“))

Gegeben:

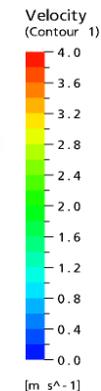
- Anschlussdurchmesser der Rohrleitungen
- Achsabstand der beiden Turbinen

Gesucht:

- Optimales Hosenrohrdesign mit minimalen Verlusten im Zwei-Maschinenbetrieb ...
- ... und minimalen Verlusten im Ein-Maschinenbetrieb



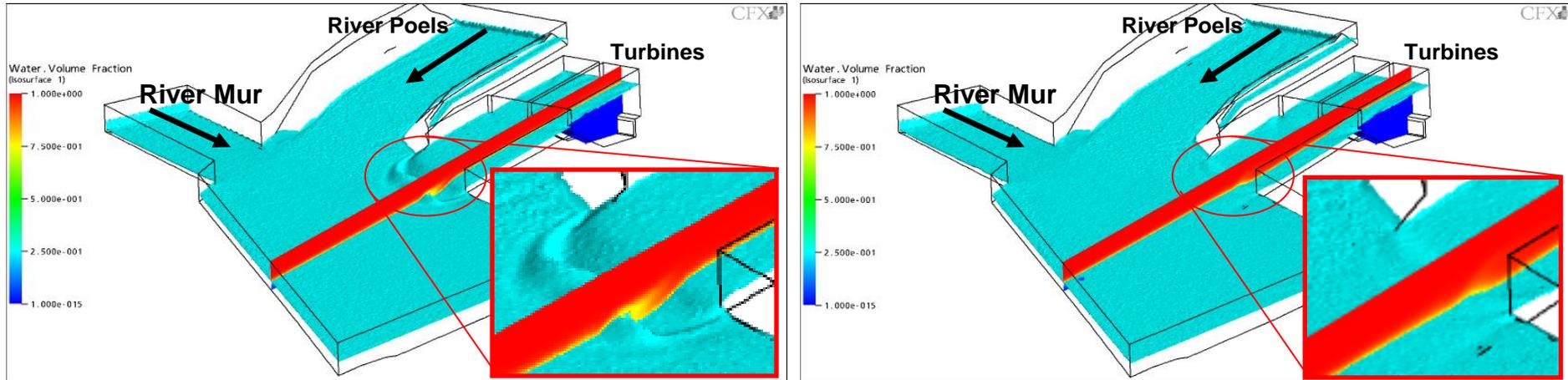
CFD-Geschwindigkeitskonturen im 2-Maschinenbetrieb



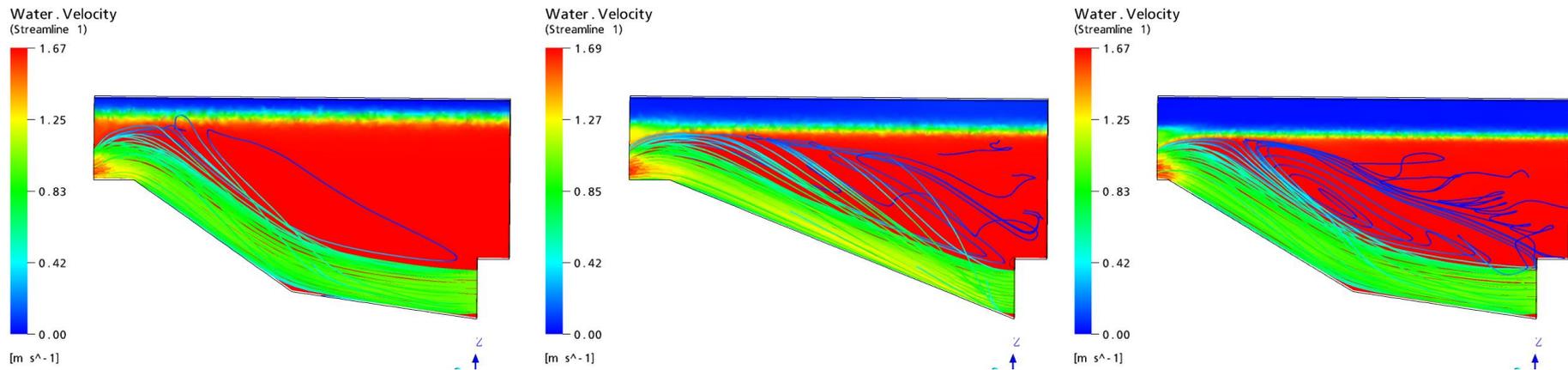
CFD-Geschwindigkeitskonturen im 1-Maschinenbetrieb

CFD und Small Hydro: Einbindung ins Unterwasser

Mit leichten Veränderungen der Geometrie kann ein sanfter Übergang in das Murbett erreicht werden. Eine stehende Welle kann vermieden werden.

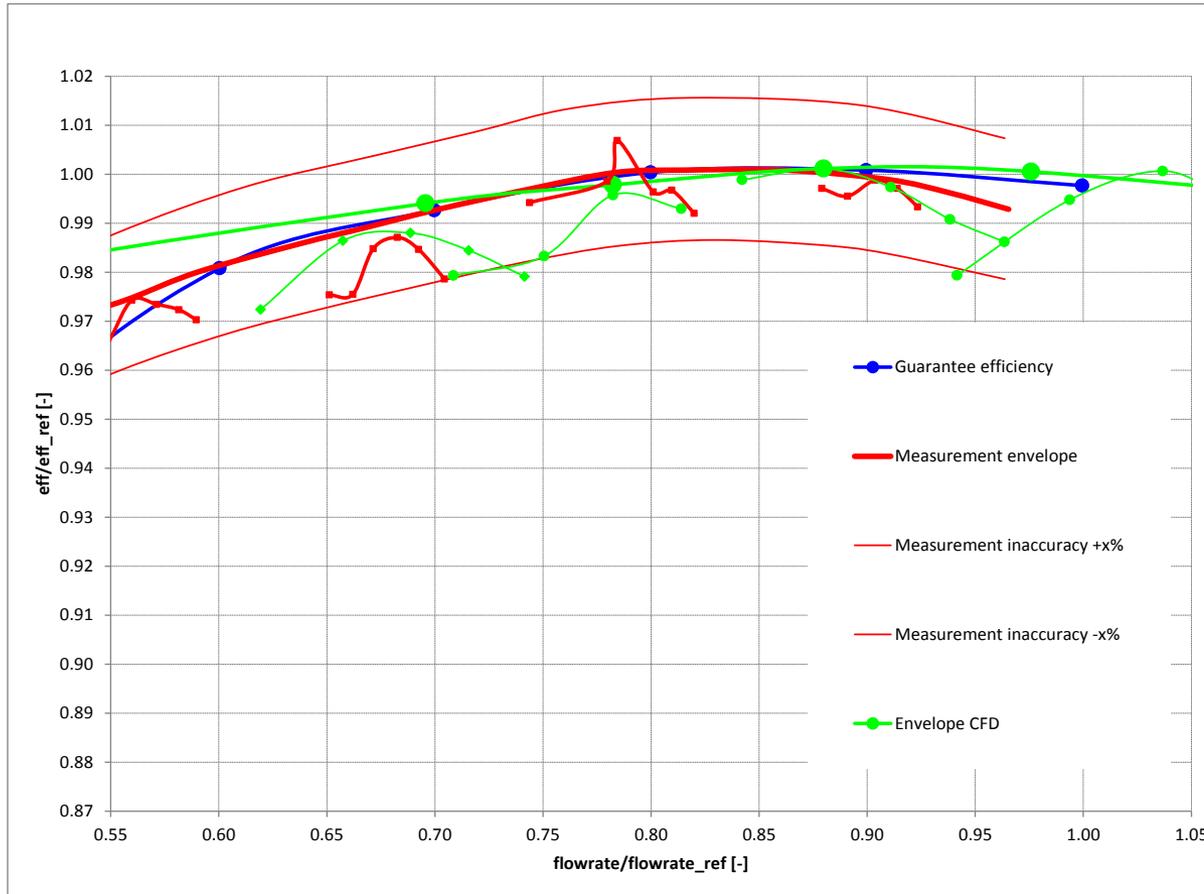


Betoniertes Turbinenunterwasser, dessen Bereich in 2 Teilsegmente unterteilt ist. Zwischenwand stabilisiert die Unterwasserströmung.



CFD und Small Hydro: Messung vs. Rechnung

Im Bereich von 60% Teillast bis zum Nenndurchfluß gibt es eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung



FELDMESSUNG

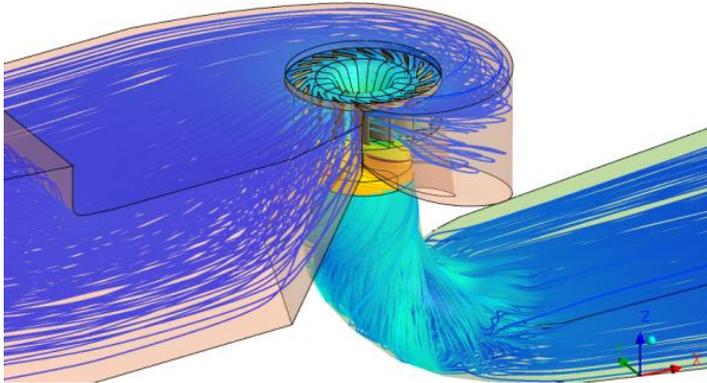
Garantiemessung: 5-Tages Messkampagne

Strikt nach IEC 60041

Durchflussmessung mit Gibson Methode (pressure time method)

Gesamte Messungenauigkeiten für den Wirkungsgrad
 +/- 1.46% (Leistung: 0.91%, Höhe 0.24%, Gibson 1.11%)

Saugrohrpulsationen: Kraftwerksbeschreibung



$$H_{\text{nenn}} = 3.65 \text{ m}$$

$$Q_{\text{nenn}} = 27 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$N = 115 \text{ [U/min]}$$

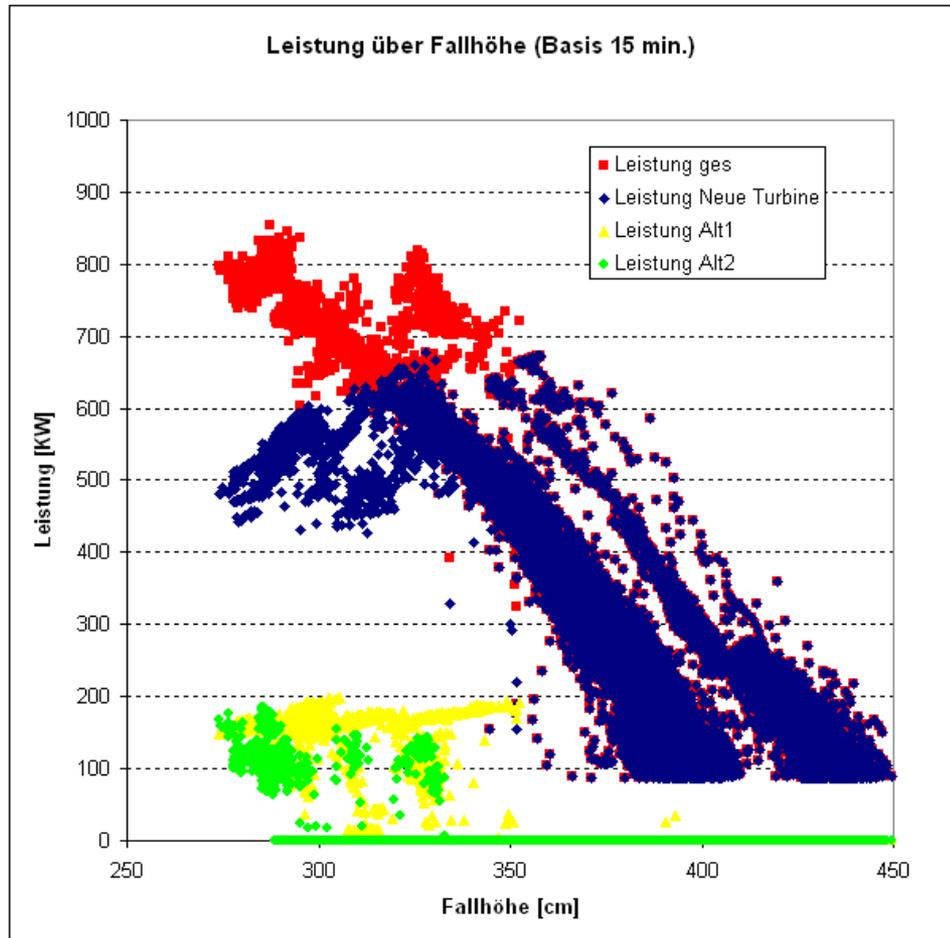
$$n_q = 226.3 \text{ rpm}$$

$$n_s = 826.4 \text{ rpm}$$

$$D_{2a} = 2512 \text{ mm}$$

Die neue Turbine wird parallel zu zwei alten Turbinen betrieben.

Besonders bei niedrigen Fallhöhen, d.h. hohen Durchsätzen, erzeugt die neue Turbine zu wenig Energie.



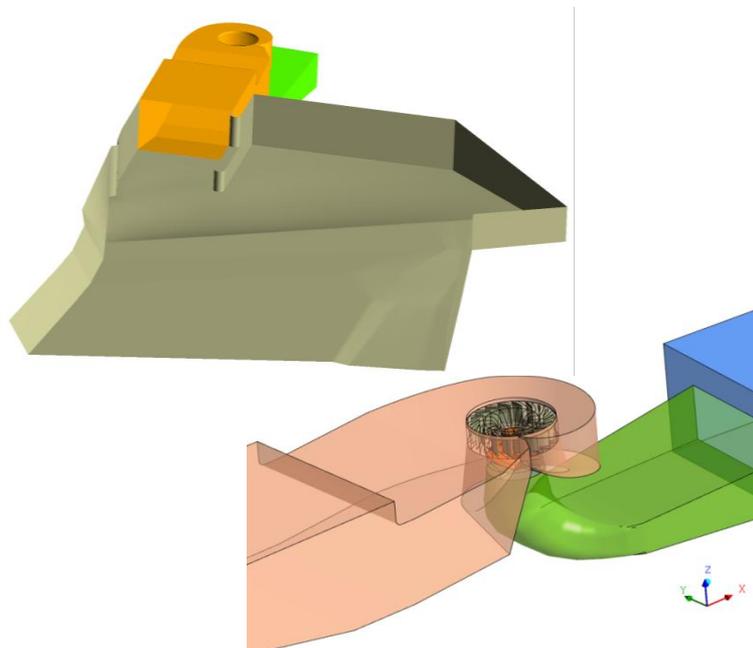
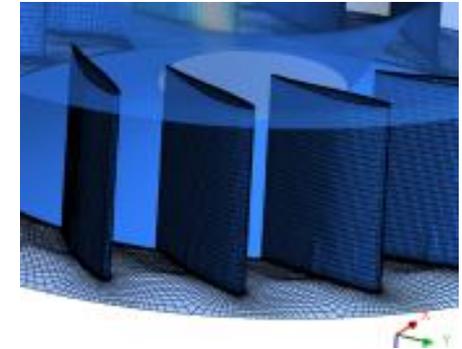
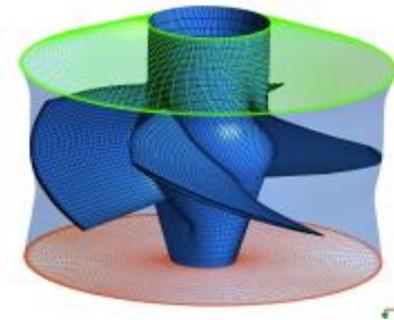
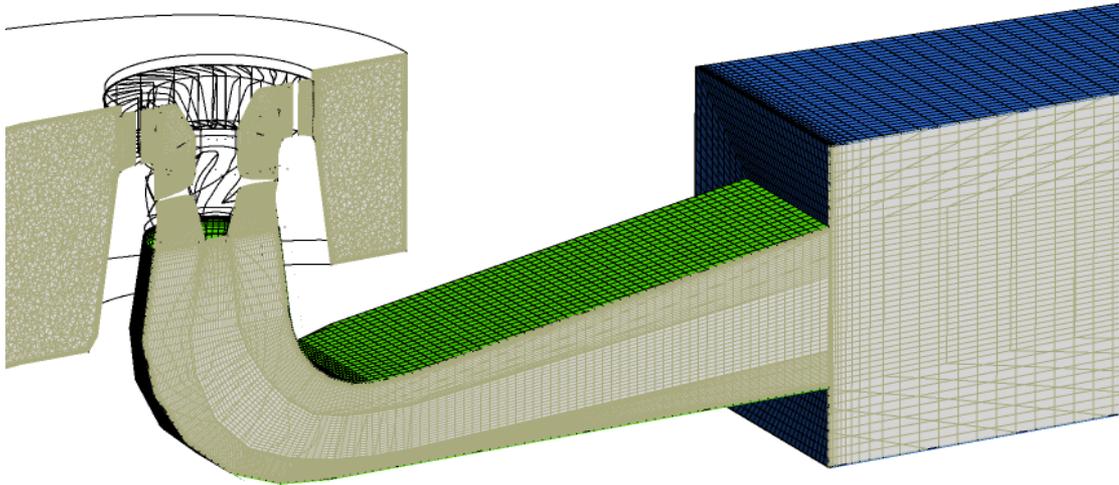
Defizite in der Jahresleistung

Pulsierender, schwankender Betrieb der Maschine

Quelle: Anlagenbetreiber

Analyse des Kraftwerkes von geg. RB, Einlauf, hydraulischen Komponenten ...

Saugrohrpulsationen: CFD-Modelle



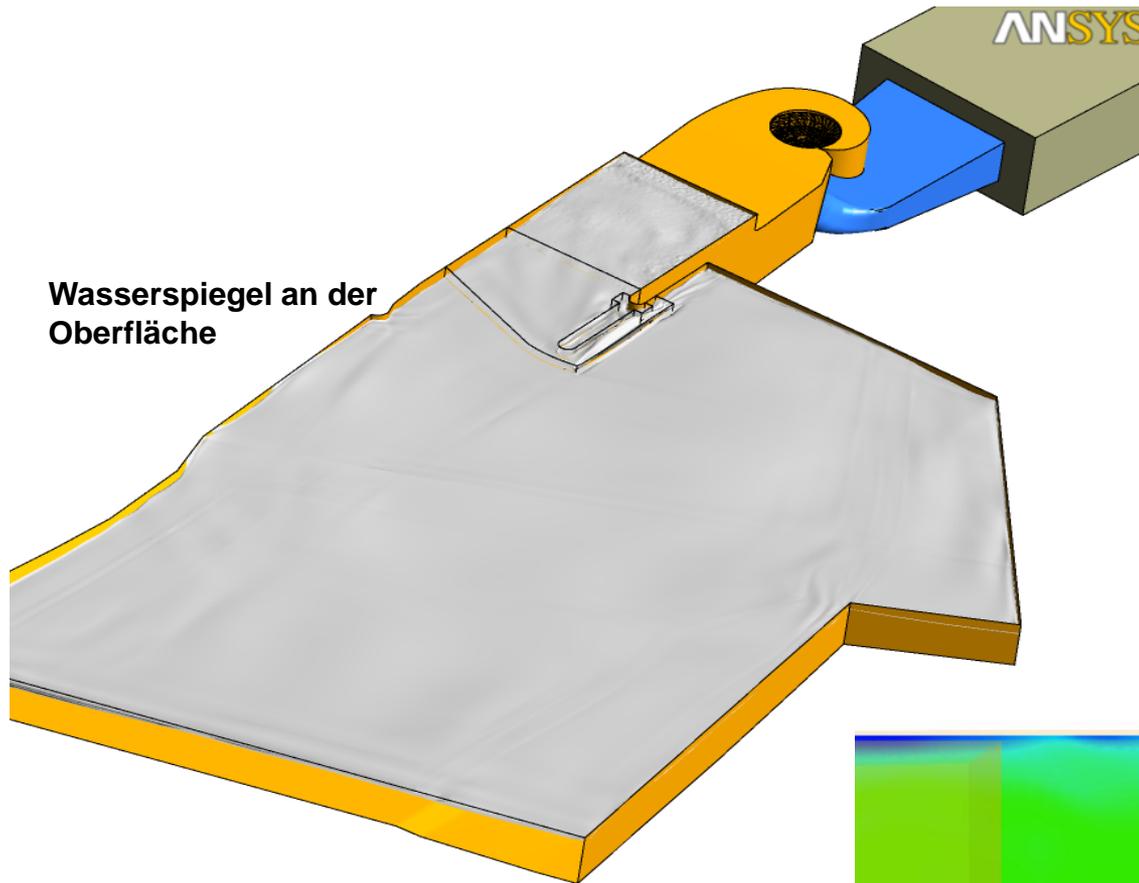
Simple Model mit einer Leitschaufel-Passage, einer Laufrad-Passage und dem vollen L-Saugrohr

Das komplexe Modell mit der Spirale, einem vollen 360° Leitschaufelring, einem 360° Laufrad und dem L-Saugrohr mit einem Outblock

Das transiente Model mit einer Leitschaufel, dem vollen Laufrad und dem L-Saugrohr und einem Outblock

Das volle Modell: zusätzlich zum komplexen Modell der gesamte Zulaufbereich

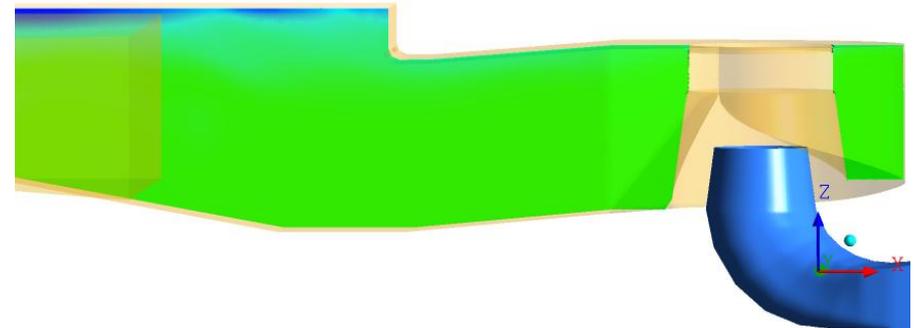
Saugrohrpulsationen: Einzelkomponente: Zulaufbereich



Nach den letztgültigen Plänen modelliert

Mehrphasig, das volle Setup = gesamte Maschinenkonfiguration

Instationäre Berechnungen mit SST-SAS Turbulenzmodell, Kavitationsauswertung mit dem Histogrammverfahren



Saugrohrpulsationen: Einzelkomponente Zulaufbereich

dp2(Spirale)=0.187974
 dp3(Interf)=0.324217
 dp4(Leit)=1.65684
 dp5(Interf)=0.190811
 dp6(Lauf)=91.1579
 dp7(Interf)=0.047773
 dp8(Saugr)=6.01764
 dp9(Interf)=0.416847
 dp2-9=100
 Q=26.7001 [m³ s⁻¹]
 H=3.54336 [m]
 Eta=0.869889

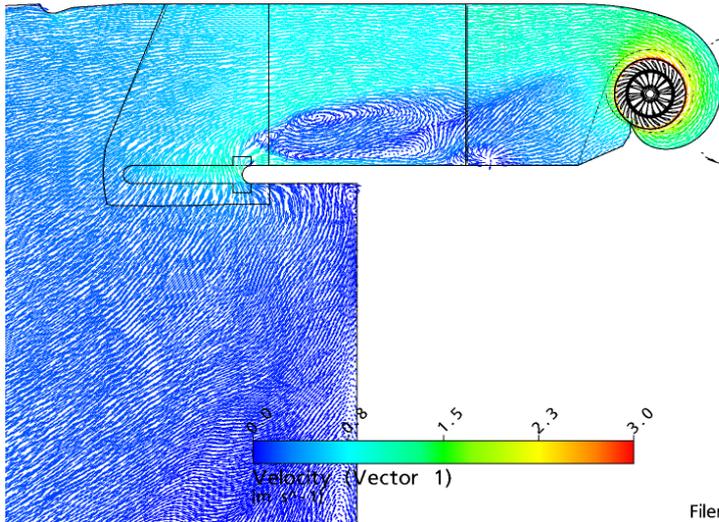
Spirale = 99.812
 Spirale+Leit = 97.831
 Spirale+Leit+Lauf = 93.4712
 Spirale+Leit+Lauf+Saug = 86.9889
 Laufrad = 95.831

ANSYS

GV01 = 105.396
 GV02 = 103.244
 GV03 = 90.0952
 GV04 = 93.8888
 GV05 = 98.828
 GV06 = 97.9333

GV07 = 99.0214
 GV08 = 98.7841
 GV09 = 96.5957
 GV10 = 96.3593
 GV11 = 96.7974
 GV12 = 98.0616

GV13 = 99.012
 GV14 = 101.092
 GV15 = 104.014
 GV16 = 106.754
 GV17 = 107.504
 GV18 = 106.649



Filename: 500_full.bak

dp2(Spirale)=0.187974
 dp3(Interf)=0.324217
 dp4(Leit)=1.65684
 dp5(Interf)=0.190811
 dp6(Lauf)=91.1579
 dp7(Interf)=0.047773
 dp8(Saugr)=6.01764
 dp9(Interf)=0.416847
 dp2-9=100
 Q=26.7001 [m³ s⁻¹]
 H=3.54336 [m]
 Eta=0.869889

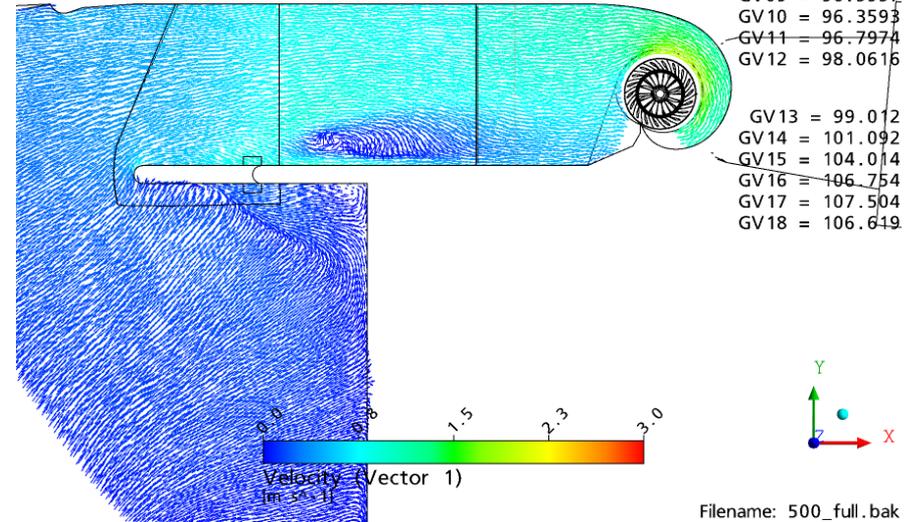
Spirale = 99.812
 Spirale+Leit = 97.831
 Spirale+Leit+Lauf = 93.4712
 Spirale+Leit+Lauf+Saug = 86.9889
 Laufrad = 95.831

ANSYS

GV01 = 105.396
 GV02 = 103.244
 GV03 = 90.0952
 GV04 = 93.8888
 GV05 = 98.828
 GV06 = 97.9333

GV07 = 99.0214
 GV08 = 98.7841
 GV09 = 96.5957
 GV10 = 96.3593
 GV11 = 96.7974
 GV12 = 98.0616

GV13 = 99.012
 GV14 = 101.092
 GV15 = 104.014
 GV16 = 106.754
 GV17 = 107.504
 GV18 = 106.649



Filename: 500_full.bak

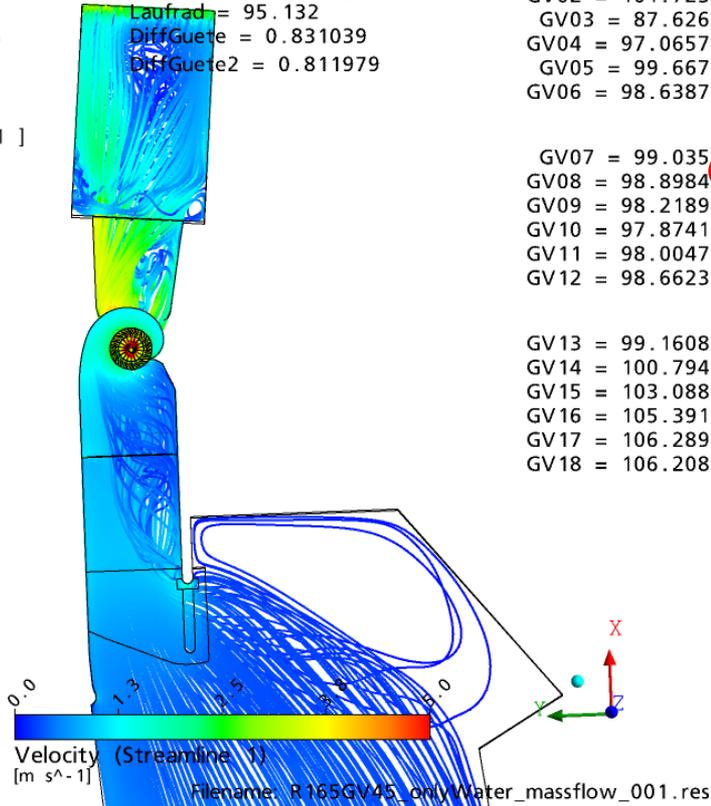
Der Trennpfeiler hat einen signifikanten Einfluss auf die Zuströmung der Spirale, aber ...

Saugrohrpulsationen: Einzelkomponente Zulaufbereich

ANSYS

dp2(Spirale)=0.255362
 dp3(Interf)=0.630099
 dp4(Leit)=1.91974
 dp5(Interf)=0.116717
 dp6(Lauf)=88.5567
 dp7(Interf)=0.0529558
 dp8(Saugr)=7.46698
 dp9(Interf)=1.00148
 dp2-9=100
 Q=26.7061 [m³ s⁻¹]
 H=3.64741 [m]
 Eta=0.836887

Spirale = 99.7446
 Spirale+Leit = 97.1948
 Spirale+Leit+Lauf= 92.2101
 Spirale+Leit+Lauf+Saug = 83.6887
 Laufrad = 95.132
 DiffGuete = 0.831039
 DiffGuete2 = 0.811979



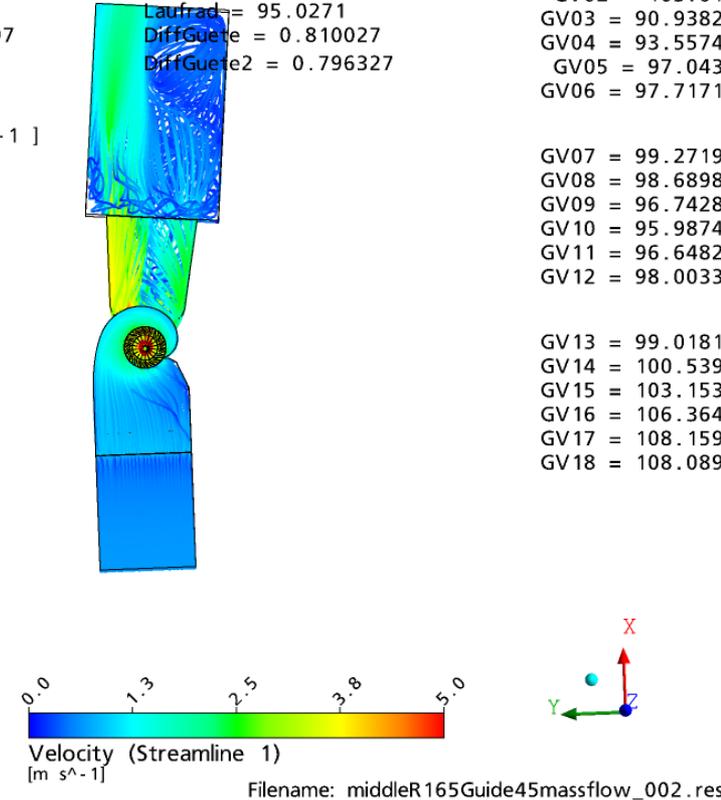
ANSYS

dp2(Spirale)=0.188607
 dp3(Interf)=0.253117
 dp4(Leit)=1.71958
 dp5(Interf)=0.255712
 dp6(Lauf)=88.7434
 dp7(Interf)=0.0695897
 dp8(Saugr)=8.1221
 dp9(Interf)=0.647943
 dp2-9=100
 Q=26.7001 [m³ s⁻¹]
 H=3.62854 [m]
 Eta=0.837705

GV01 = 105.036
 GV02 = 101.723
 GV03 = 87.626
 GV04 = 97.0657
 GV05 = 99.667
 GV06 = 98.6387
 GV07 = 99.035
 GV08 = 98.8984
 GV09 = 98.2189
 GV10 = 97.8741
 GV11 = 98.0047
 GV12 = 98.6623

GV13 = 99.1608
 GV14 = 100.794
 GV15 = 103.088
 GV16 = 105.391
 GV17 = 106.289
 GV18 = 106.208

Spirale = 99.8114
 Spirale+Leit = 97.8387
 Spirale+Leit+Lauf= 92.6101
 Spirale+Leit+Lauf+Saug = 83.7704
 Laufrad = 95.0271
 DiffGuete = 0.810027
 DiffGuete2 = 0.796327



GV01 = 106.47
 GV02 = 103.61
 GV03 = 90.9382
 GV04 = 93.5574
 GV05 = 97.043
 GV06 = 97.7171

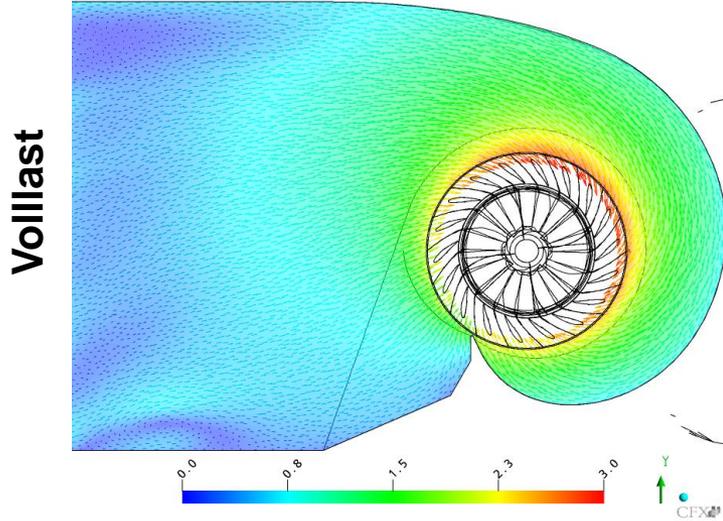
GV07 = 99.2719
 GV08 = 98.6898
 GV09 = 96.7428
 GV10 = 95.9874
 GV11 = 96.6482
 GV12 = 98.0033

GV13 = 99.0181
 GV14 = 100.539
 GV15 = 103.153
 GV16 = 106.364
 GV17 = 108.159
 GV18 = 108.089

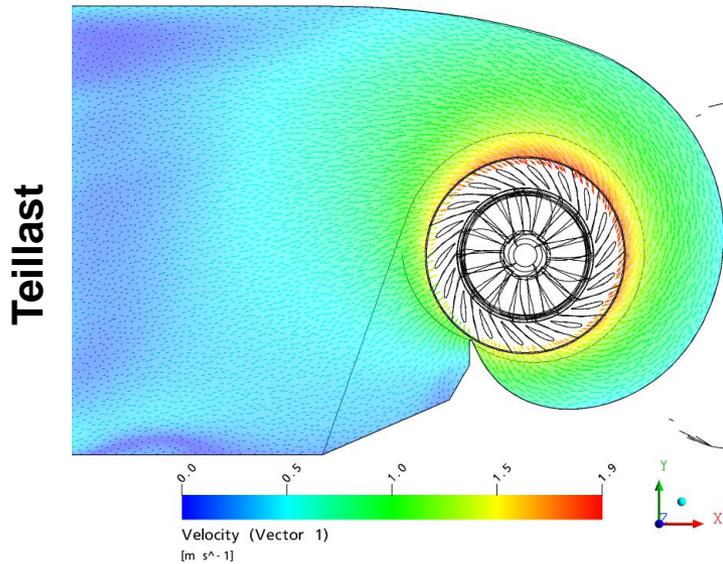
Dieser Einfluss wird jedoch durch die korrekt arbeitende Spirale und den Leitapparat insofern gleichmäßig, sodass es zu keiner ungleichmäßigen Anströmung des Laufrades mehr kommt.

Saugrohrpulsationen: Einzelkomponente Spirale

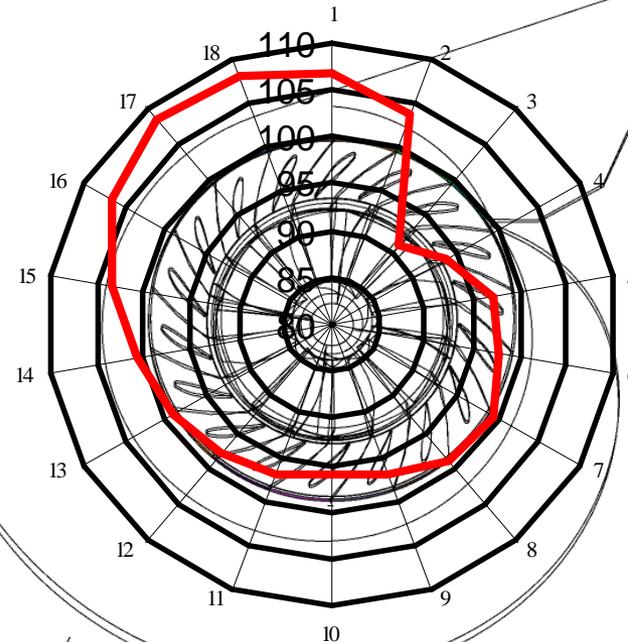
Filename: middleR165Guide45massflow_002.res



Filename: middleR180Guide55massflow_002.res



Ungleichmäßige Anströmung
der Spirale über den Umfang

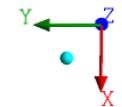


ANSYS

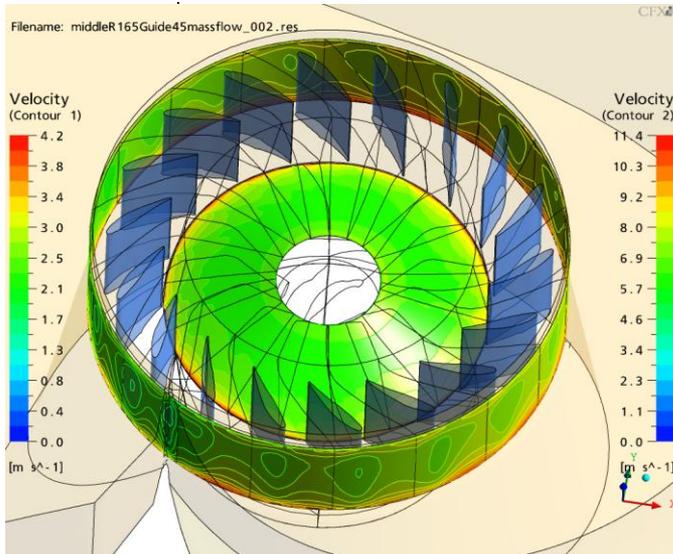
GV01 = 106.47
GV02 = 103.61
GV03 = 90.9382
GV04 = 93.5574
GV05 = 97.043
GV06 = 97.7171

GV07 = 99.2719
GV08 = 98.6898
GV09 = 96.7428
GV10 = 95.9874
GV11 = 96.6482
GV12 = 98.0033

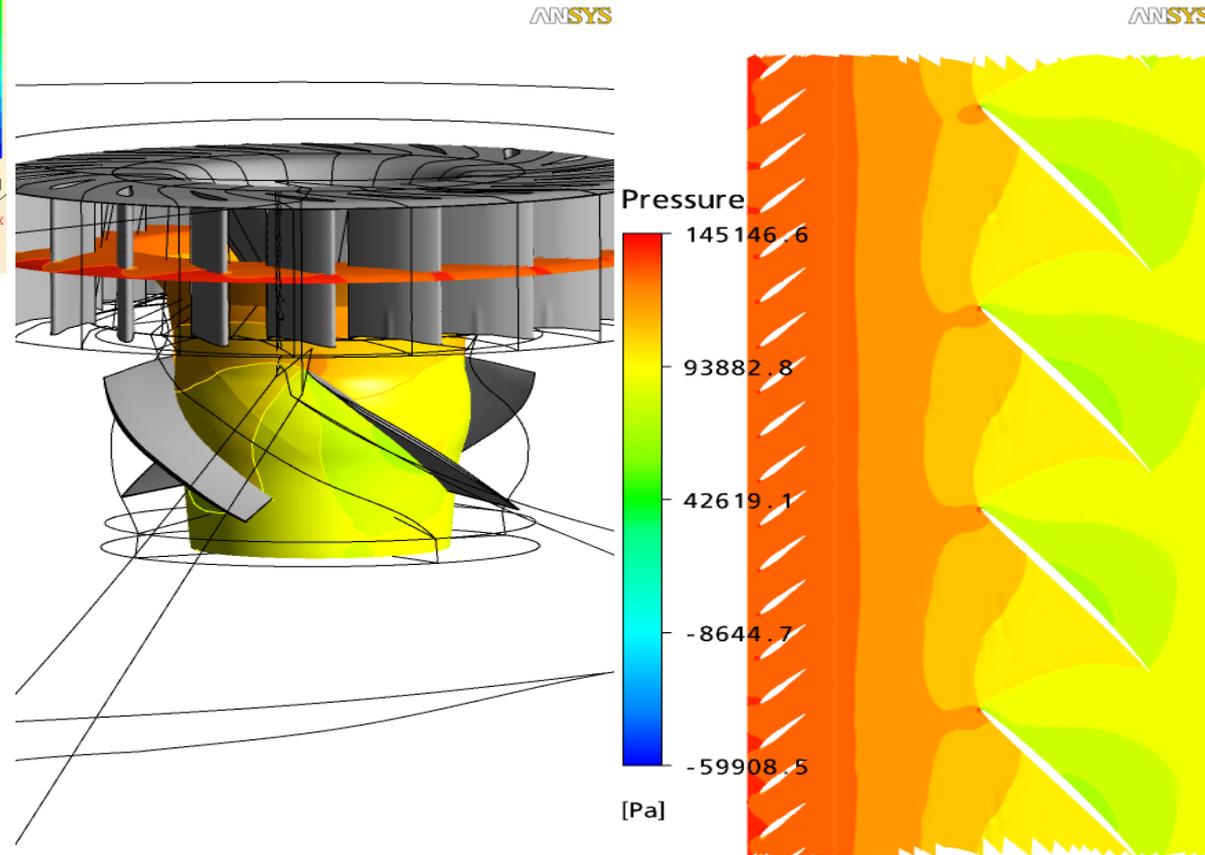
GV13 = 99.0181
GV14 = 100.539
GV15 = 103.153
GV16 = 106.364
GV17 = 108.159
GV18 = 108.089



Saugrohrpulsationen: Einzelkomponente Laufrad



Ungleichmäßige Anströmung der Spirale über den Umfang von vorne ist am Laufrad nicht mehr feststellbar

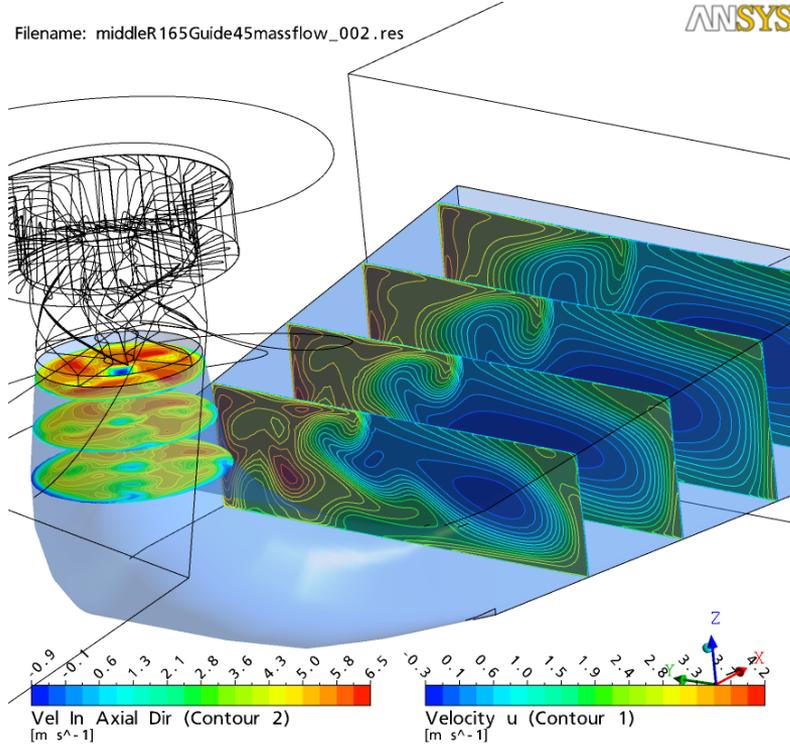


Saugrohrpulsationen: Saugrohr



Filename: middleR165Guide45massflow_002.res

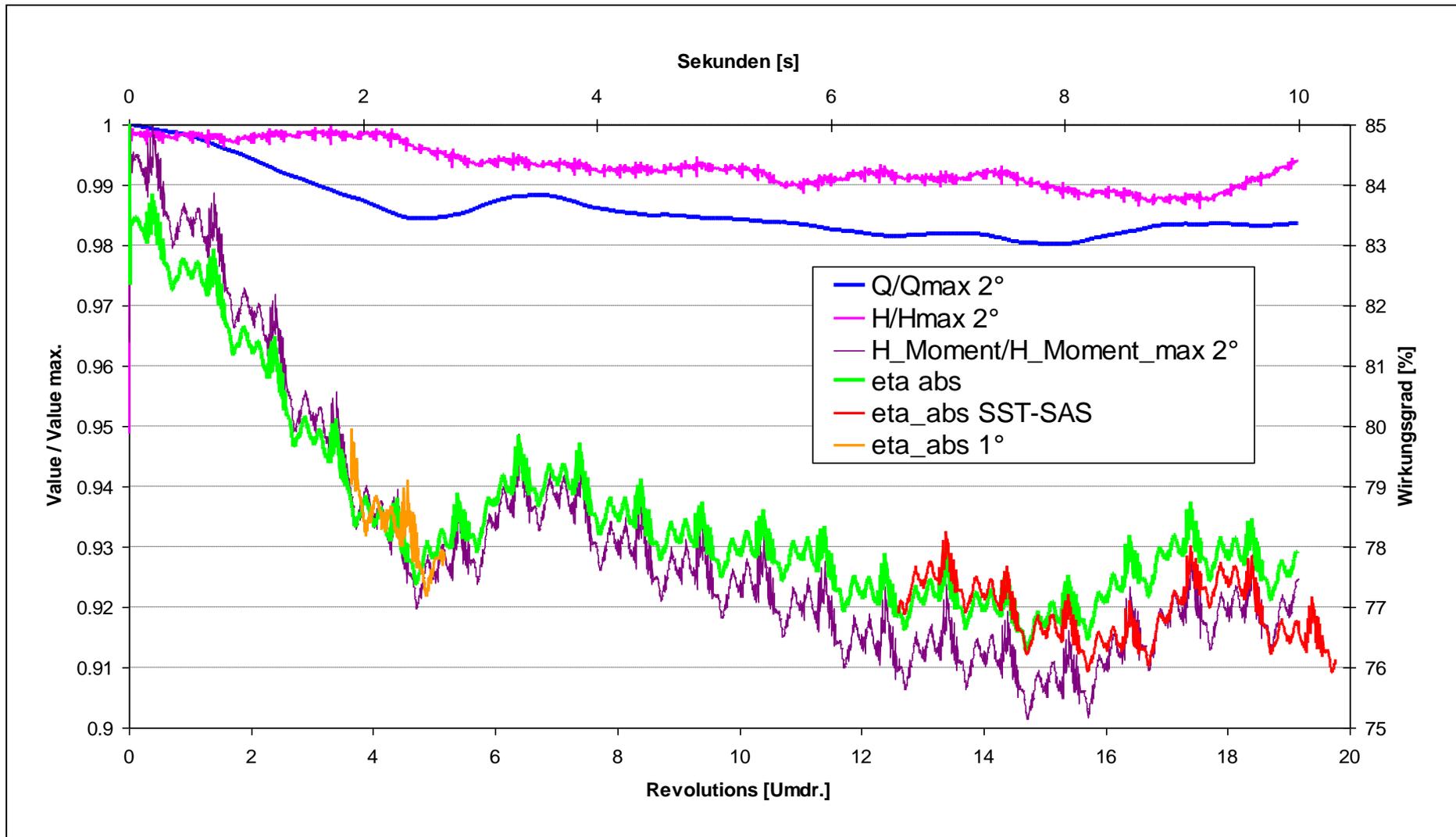
ANSYS



**Rückstromzonen im Saugrohr
Beaufschlagung einseitig links**

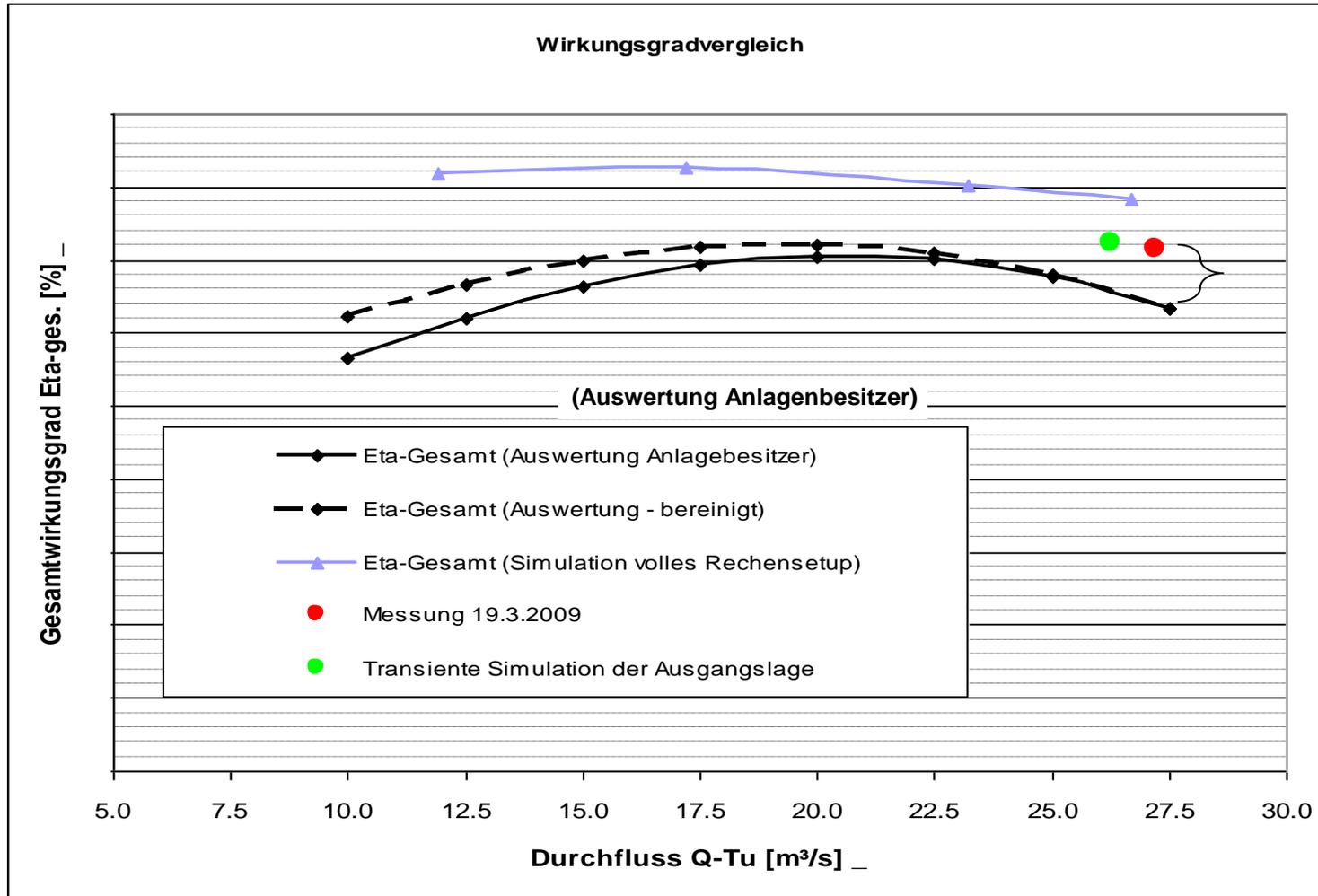
**instationäre
Wirbel im Unterwasser**

Saugrohrpulsationen: Transiente Betrachtung



Saugrohrpulsationen: Saugrohr

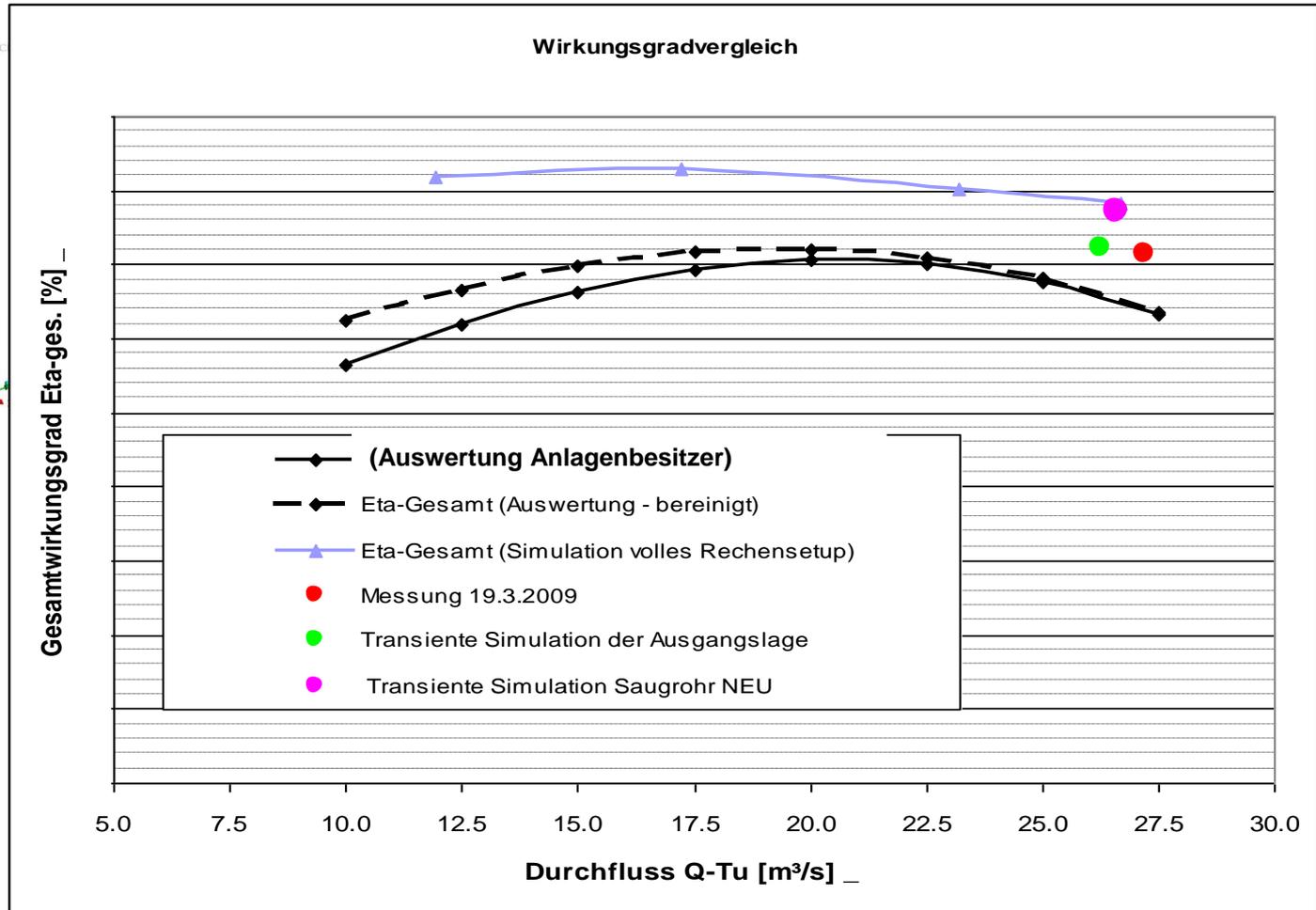
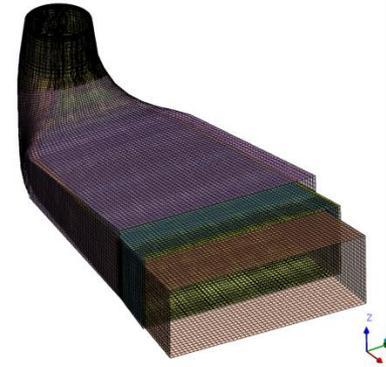
Neben den Problemen im Saugrohr konnten auch dem Kraftwerksplaner massive Fehler nach der Anlagenmessung und CFD-Berechnung nachgewiesen werden.



RAF falsch
berechnet,
in Real. zu
geringe
Fallhöhe

Saugrohrpulsationen: Verbesserung des Wirkungsgrades

Durch Saugrohrmodifikationen kann ein deutlich besseres Betriebsverhalten erreicht werden



Referenzen

Amt der Steiermärkischen Landesregierung, „Hydrologisches Gutachten, GZ FA19A 18 Po-2007/2, Land Steiermark, Hydrographie, Pölsbach“, 19.02.2007.

Atrops, H., „Stählerne Druckrohrverzweigungen, Entwurf und Berechnung“, Springer 1963.

Benigni, H., Jaberg, H., Meusburger, P., Schiffer J., „Optimization of power plant equipment with numerical methods“, Internationales Seminar Wasserkraftanlagen, Wien, 2008.

Benigni, H.; Jaberg, H.; Schiffer, J., „Numerical Simulation and Optimisation of Power Plant Equipment with Project Realisation“ – 16. Internationales Seminar Wasserkraftanlagen, Wien, 2010

Benigni, H.; Jaberg, H.; Schiffer, J.; Pühringer, M.; Zotter, R.:“ CFD and small hydro power: HPP Poels – a case study“, Hydro - 2011

CFX, „Documentation of Ansys CFX5.7“, PDF-files of the documentaion on installation CD, Ansys Inc., 2004.

Czibere, T., „Berechnungsverfahren zum Entwurf gerader Flügelgitter mit stark gewölbten Profilschaufeln“, Különyomat Az Acta Technica 28, 43-71 and 241-280, 1960.

Electric energy production license, English translation submitted by ABB based on Greek license from 2010-09-16

Flowmaster Ltd., „Flowmaster Reference Help“. Towcester, Northants, United Kingdom, 2009

Giesecke, J., Mosonyi, E., „Wasserkraftanlagen“, ISBN 3-540-64907-7, 2. Auflage, Springer Verlag, 1998.“, ISBN 978-3-540-70771-4, DOI 10.1007/978-3-540-70772-1, Springer, 2009.

International Standard, „IEC 60041 – Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines“, CEI, Third edition 1991-11.

Jaberg, H.; Mader, R.; Meusburger, P. L.:“ Waterhammer simulations for Kops II pumped storage HPP and comparison with measurements“ – Hydro 2011

Mader, R., „Eigenwertanalyse des Kraftwerks Kops“. Internal Report, Vorarlberger Illwerke Schruns, 2007.

Mader, R., „KOPS II Wasserführung - Druckstoß- und Wasserschlossberechnung“. Internal Report. Vorarlberger Illwerke Schruns, 2007

Menter, F.R., „Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications“, AIAA-Journal, 32 (8), 1994.

Menter, F.R., Egorov, Y., „A Scale-Adaptive Simulation Model using Two-Equation Models“, AIAA 2005-1095, 2005

Meusburger, P.L., „Die 1D transiente, numerische Simulation von modernen Hochdruckwasserkraftanlagen“. Diss. University of Technology Graz, 2009.

Mosshammer, M., „Automated application of optimisation algorithms in the numerical simulation of hydraulic fluid machinery“, Diploma thesis, Graz University of Technology, 2011.

Raabe, J., „Hydraulische Maschinen und Anlagen“, 2nd edition, ISBN 3-18-400801-0, VDI Verlag GmbH, 1989.

Ševčík, P., KW Penz VAAE, Guarantee measurement M1 and M2, Final Report, German language, OSC, a.s., TZ 1905/3000, November 2010.

Spalart, P.R., „A young person’s guide to Detached Eddy simulation grids“, NASA/CR-2001-211032, 2001.

Spalart, P.R., „Strategies for turbulence modelling and simulations“, Int. Journal of Heat and Fluid Flow 21, pp 252-263, 2000.

Thomann, R., „Wasserturbinen, ihre Berechnung und Konstruktion“, Verlag Konrad Wittwer, 1931.

Zenz G., Dobler W., Projekt Nr. D - 1213 0000 76, May 29, 2009.

