

# Druckstöße in Pumpsystemen und Kraftwerksanlagen - Praxisbeispiele

Stefan Höller



Graz, 6. September 2021



Prof. Dr. Jaberg und Partner GmbH  
Kerscheckstraße 41  
8076 Vasoldsberg / Graz  
<http://www.JabergundPartner.com>

Tel.: +43 660 104 58 13  
[Stefan.Hoeller@JabergundPartner.com](mailto:Stefan.Hoeller@JabergundPartner.com)

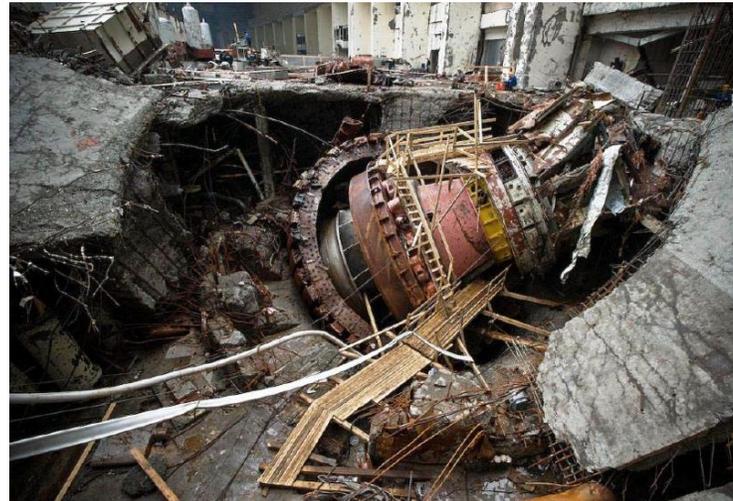
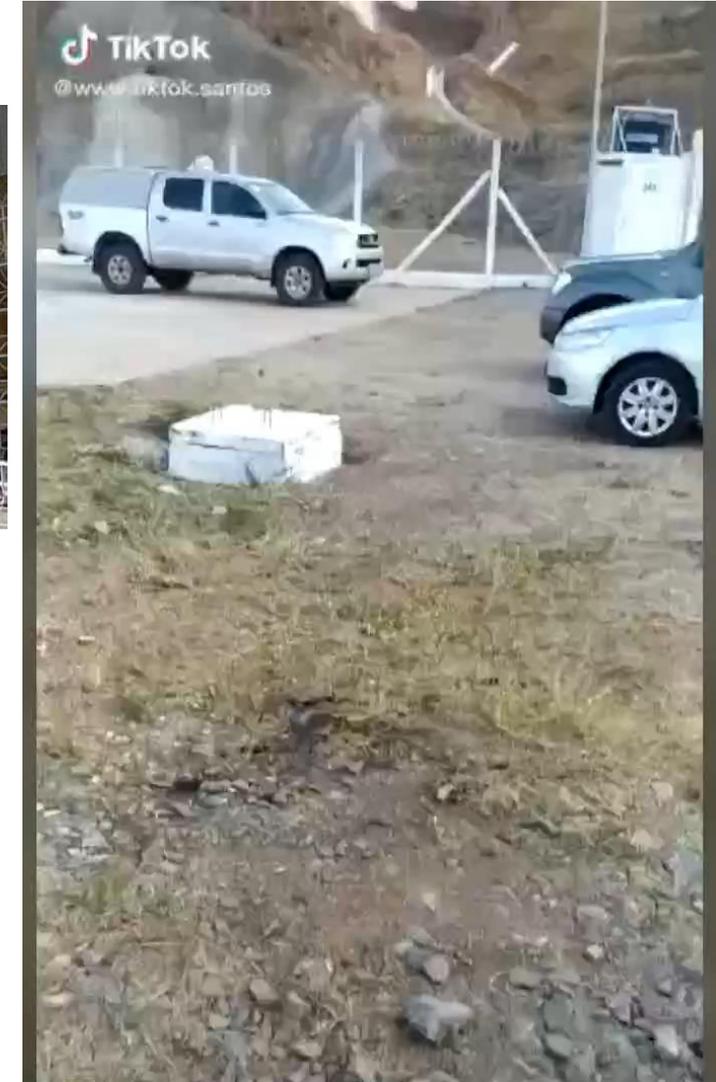
# Warum Druckstoßberechnung – Folgen von Druckstößen

## Druckstoß:

Starker, plötzlicher Anstieg des Innendrucks in einer Rohrleitung aufgrund schlagartiger, spontaner Verzögerung der Strömungsgeschwindigkeit.

**Dieser Druckanstieg kann im Katastrophenfall zum Bersten der Rohrleitung führen.**

Mit Druckstoßberechnung können Gefahren identifiziert und Gegenmaßnahmen ergriffen werden, damit die Katastrophe gar nicht erst eintritt.

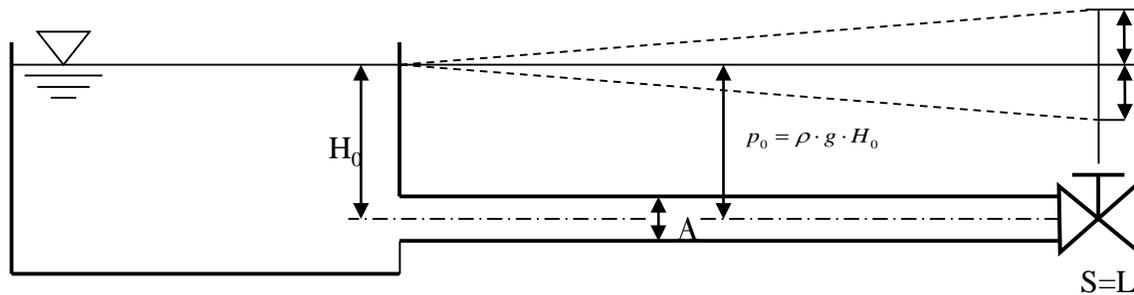


Bruch einer Druckrohrleitung, Argentinien

Havarie in russischem Kraftwerk Sayano-Shushenskaya am 17.08.2009

Bruch einer Wasserversorgungsleitung, Brasilien

# Druckstoßberechnung – Theoretische Grundlagen



$\Delta p$  ... beim Schließen / Verzögern

$\Delta p$  ... beim Öffnen / Beschleunigen

Instationäre Bernoulli-Gleichung:

$$\frac{c_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{c_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + h_V + \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{dc}{dt} ds$$

- Durch Geschwindigkeitsänderungen entstehen Druckschwankungen in geschlossenen Rohrleitungen
- Druckwelle wandert vom Ort der Entstehung durch die Rohrleitung mit **Schallgeschwindigkeit  $a$**  und wird am andren Ende der Leitung (Verzweigung / Speicher / Windkessel ...) mit entgegengesetztem Vorzeichen reflektiert:
- Geschwindigkeitsgradient entscheidet über Druckamplitude  $\Delta H = \frac{L}{g} \cdot \frac{\Delta c}{\Delta t} = \frac{L}{g \cdot A} \cdot \frac{\Delta Q}{\Delta t}$
- Reflexionszeit  $T_R = \frac{2 \cdot L}{a}$
- Unterscheidung in langsame ( $\Delta t > 10 \cdot T_R$ ) und schnelle Durchflussänderungen
- Maximaler Druckstoß: **Joukowski-Stoß**  $\Delta H = \frac{a}{g} \cdot \Delta c$
- Abschätzen der Größenordnung:  $\frac{a}{g} \sim 100 \text{ s}$ ;  $\Delta c \sim 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ;  $\Delta H \sim 300 \text{ mWS} \cong 30 \text{ bar}$
- Änderung der Strömungsgeschwindigkeit bspw. durch Armaturen und hydraulische Maschinen
- Schließzeit:  $T_S < T_R = \frac{2 \cdot L}{a}$  Achtung: Armatur schließt erst während er letzten 10 – 20%!

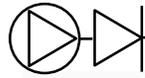
L [m]	10	100	1000	10000
$T_R$ [s]	0.02	0.2	2	20
$T_{\text{eff}}$ [s]	0.2	2	20	200



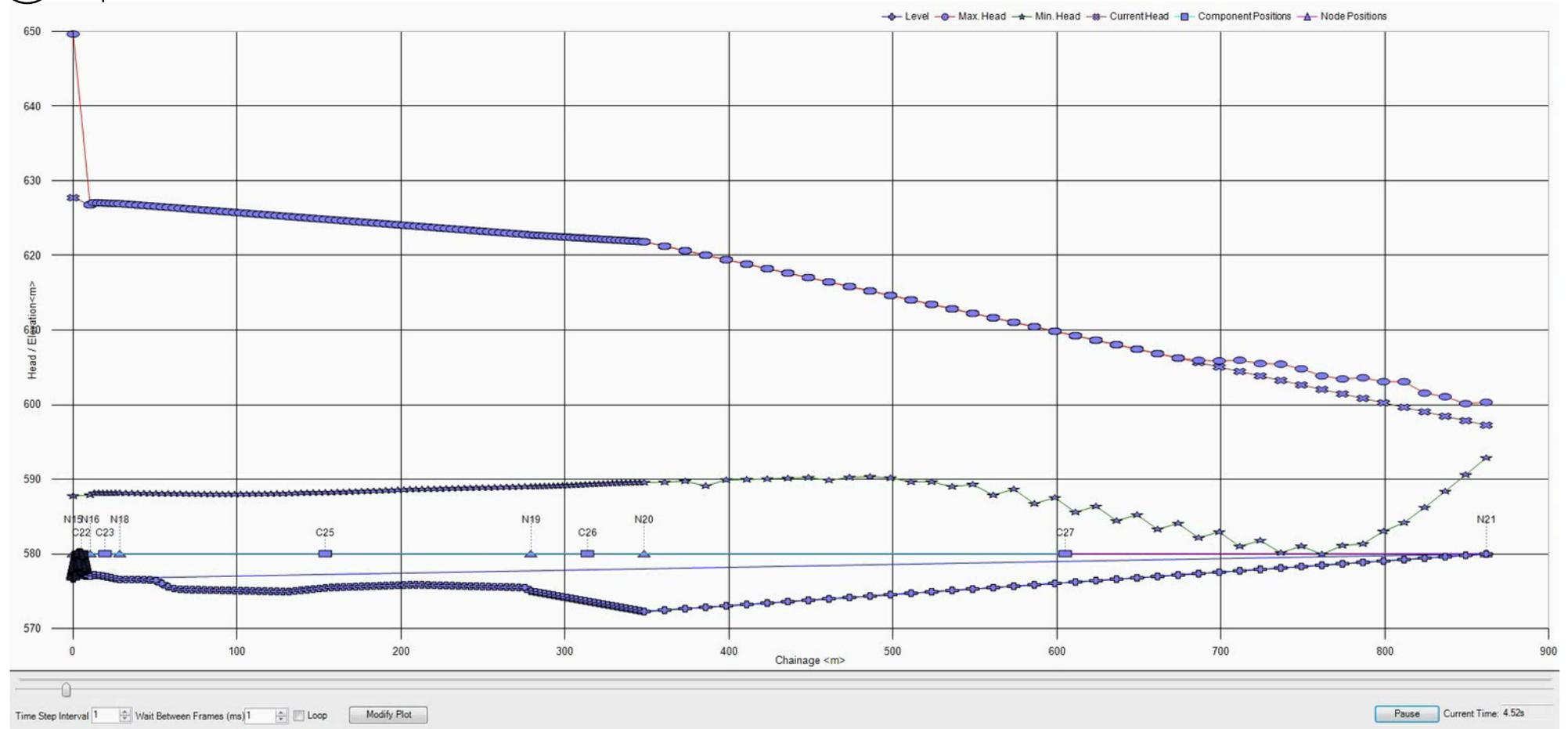
# Ausbreitung einer Druckwelle in einem Rohrleitungssystem

Rohrleitungsabschnitt 1:  
(bis ca. 350m) PE:  
geringe Schallgeschwindigkeit

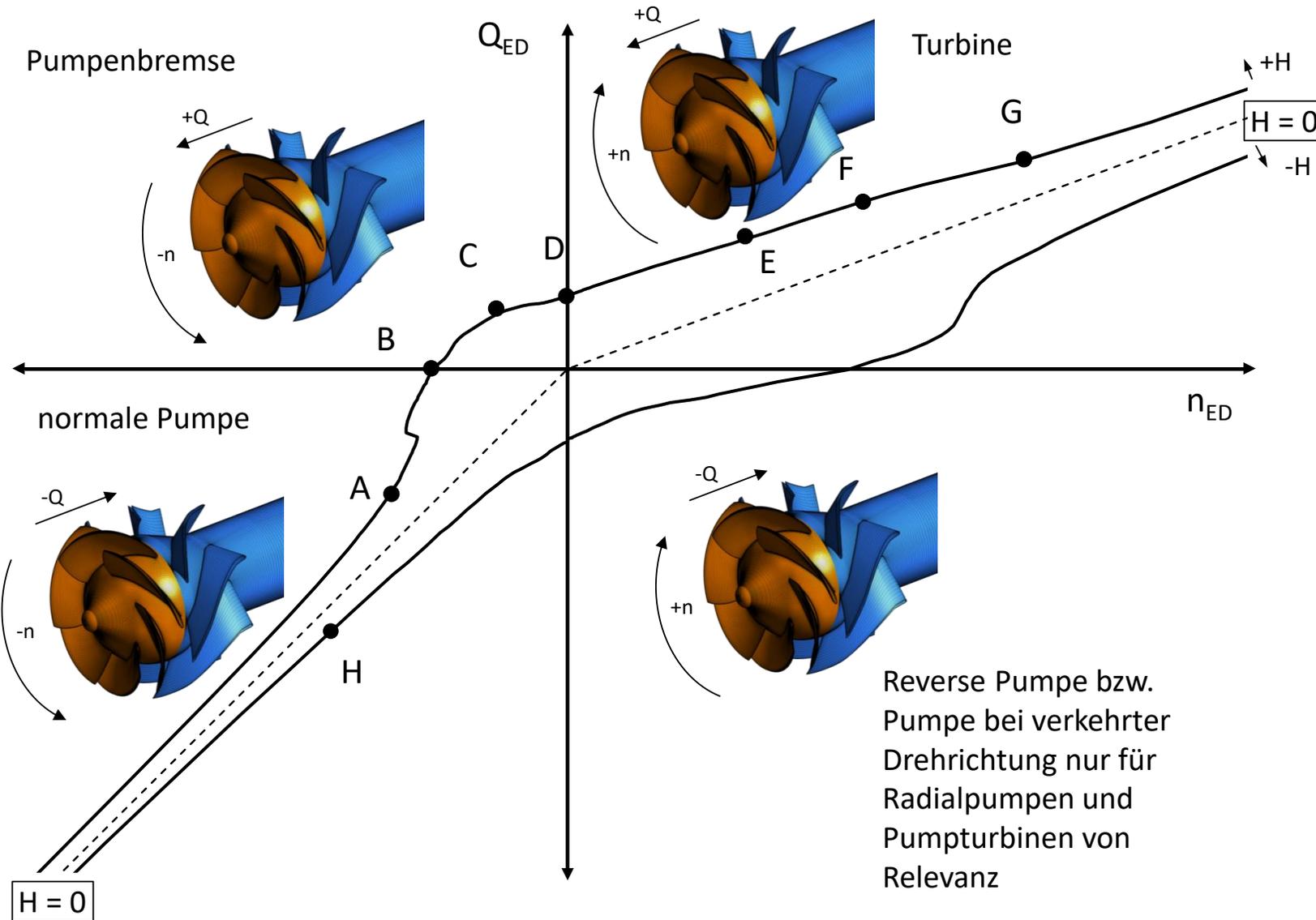
Rohrleitungsabschnitt 2:  
(ab ca. 350m) Stahlleitung:  
hohe Schallgeschwindigkeit



Antriebsausfall der  
Pumpe gefolgt von  
Zuschlagen der  
Rückschlagklappen



# Pumpe im (ungewollten) Turbinenbetrieb



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

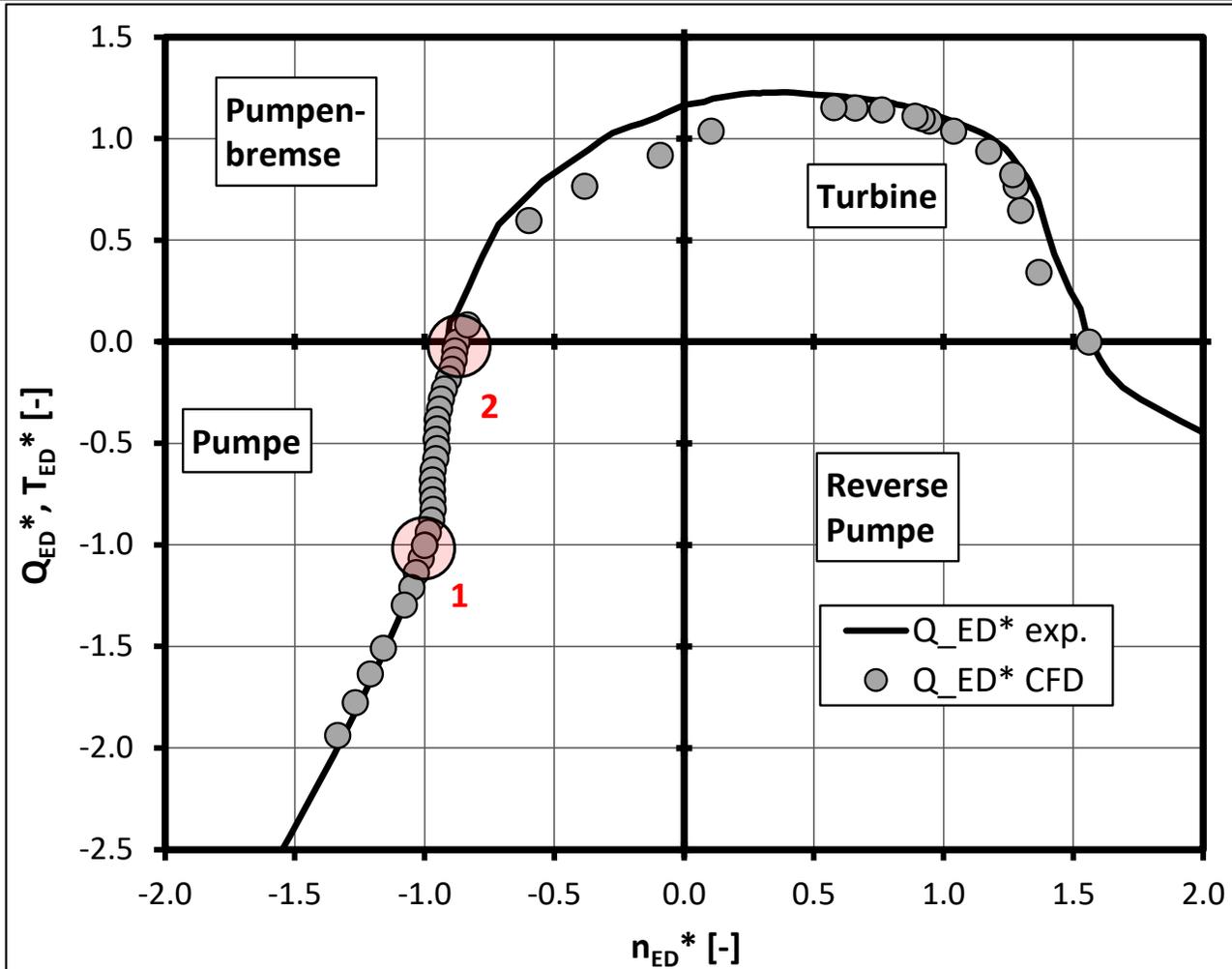
$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{g \cdot H}}$$

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

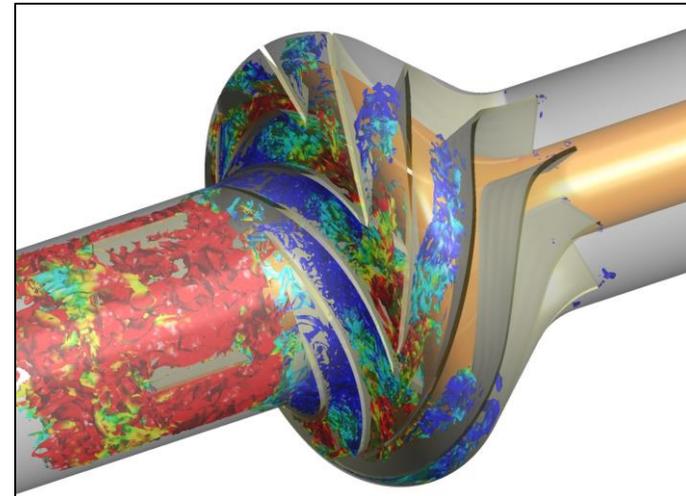
- A ... normale Pumpe
- B ... Nullförderhöhe ( $Q=0$ )
- C ... Pumpenbremse (Pumpe wird "verkehrt" durchströmt)
- D ... blockiertes Laufrad bei Turbinen-Durchströmrichtung ( $n=0$ )
- E ... Pumpe als Turbine (PAT)
- F ... Durchbrennen als Turbine ( $T=0$ )
- G ... Turbinenbremse
- H ... Durchbrennen als Pumpe ( $T=0$ )



# Vergleich: CFD und Experiment: 4-Q-Verhalten Radialpumpe

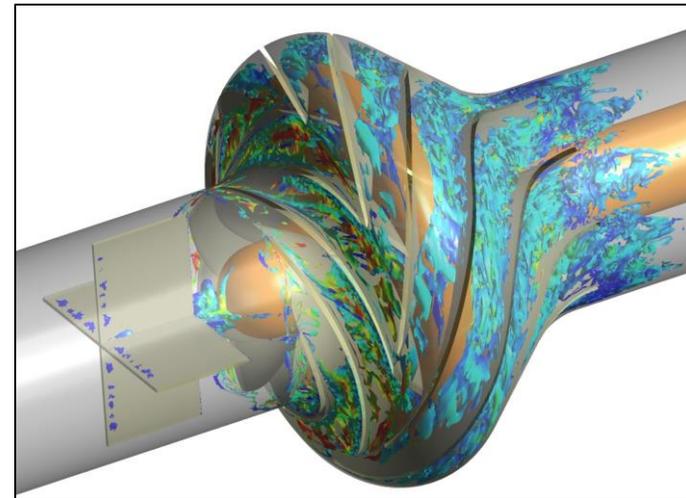


**Nahezu perfekte Übereinstimmung zwischen CFD und Experiment in allen 4 Quadranten!**



2

Betrieb bei Nullförderhöhe

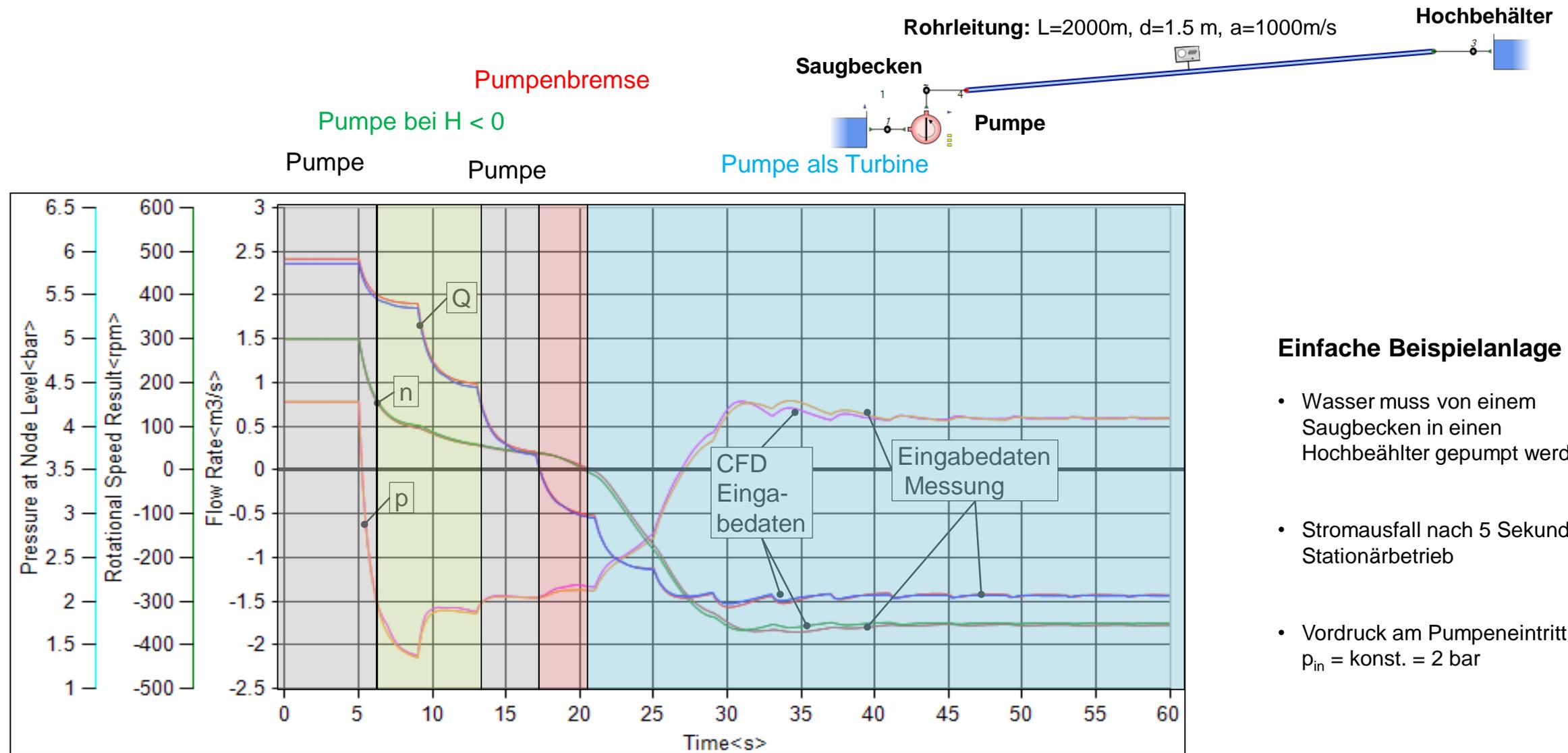


1

Betrieb im Optimum

Visualisierung von Wirbelstrukturen

# Vergleich des 4Q-Verhaltens anhand Druckstoßrechnung

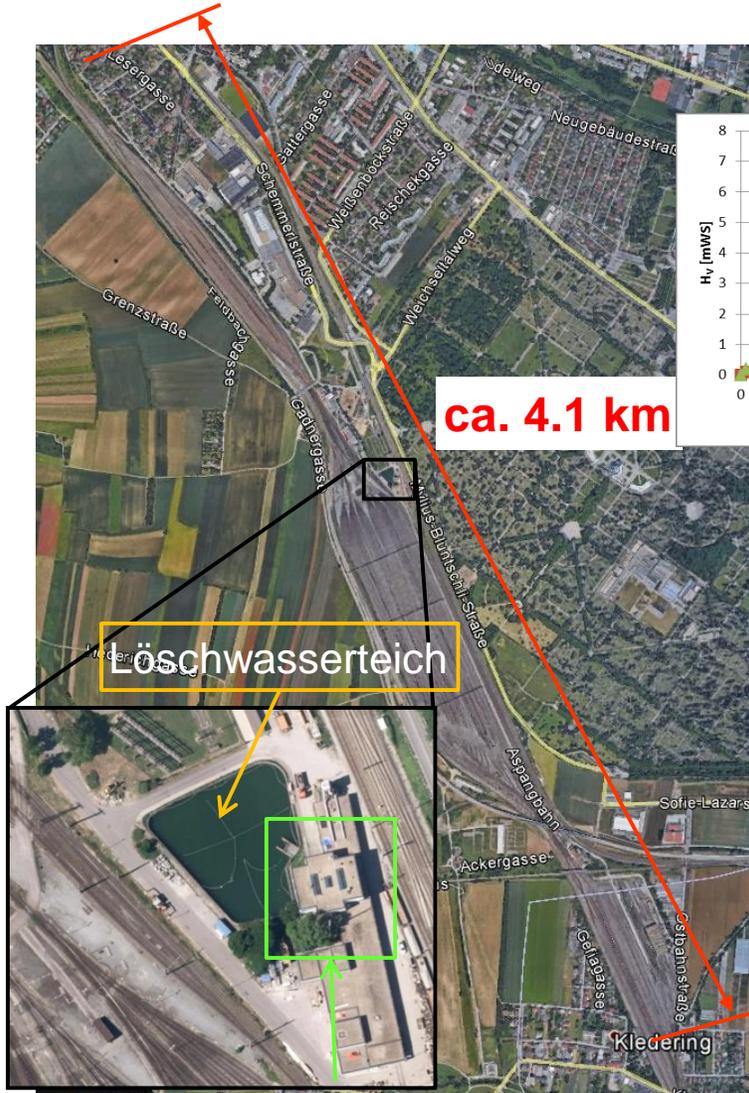


## Einfache Beispielanlage

- Wasser muss von einem Saugbecken in einen Hochbehälter gepumpt werden
- Stromausfall nach 5 Sekunden Stationärbetrieb
- Vordruck am Pumpeneintritt:  $p_{in} = \text{konst.} = 2\text{ bar}$



# Beispiel 1: Löschwasseranlage Verschiebebahnhof



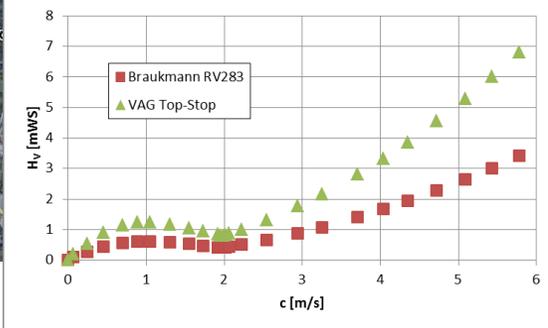
ca. 4.1 km

Löschwasserteich

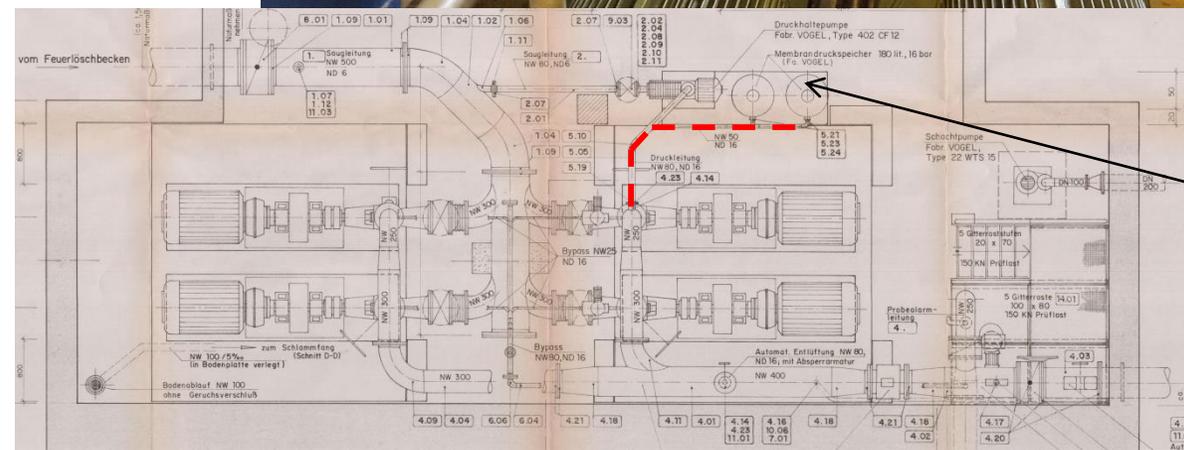
Pumpenhaus

Quelle: Google Maps

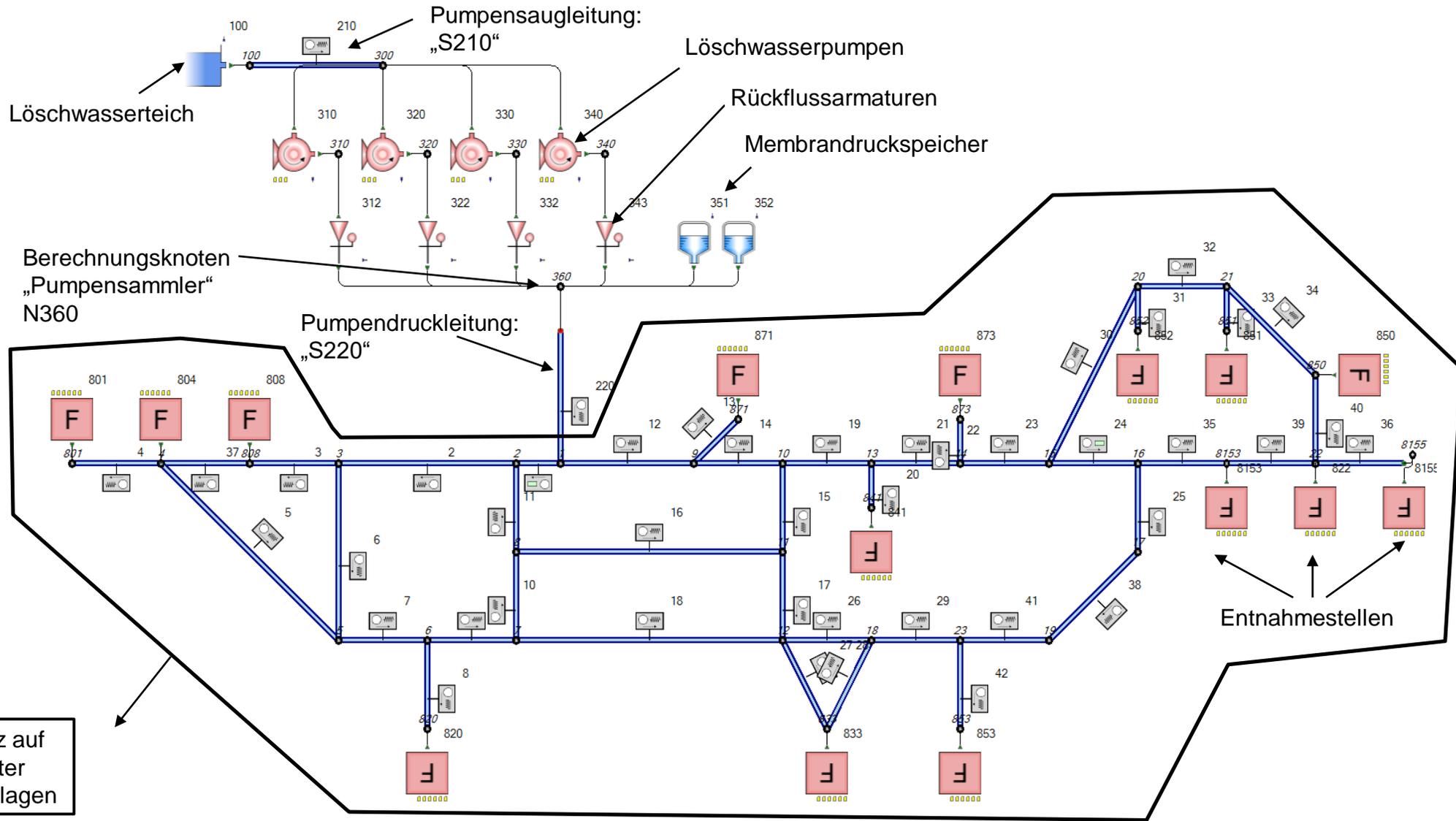
Rückschlagventil



Membrandruckspeicher



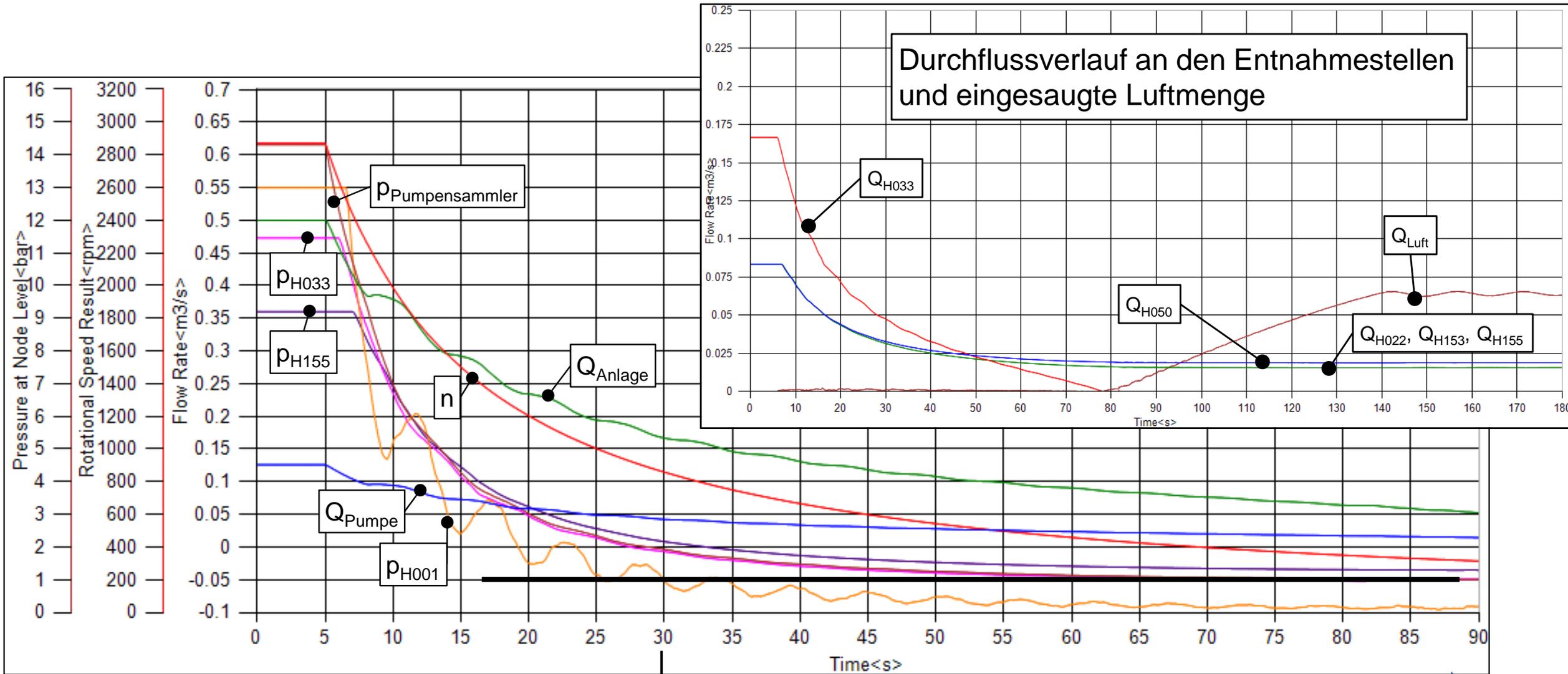
# Löschwasseranlage Verschiebebahnhof: numerisches Modell



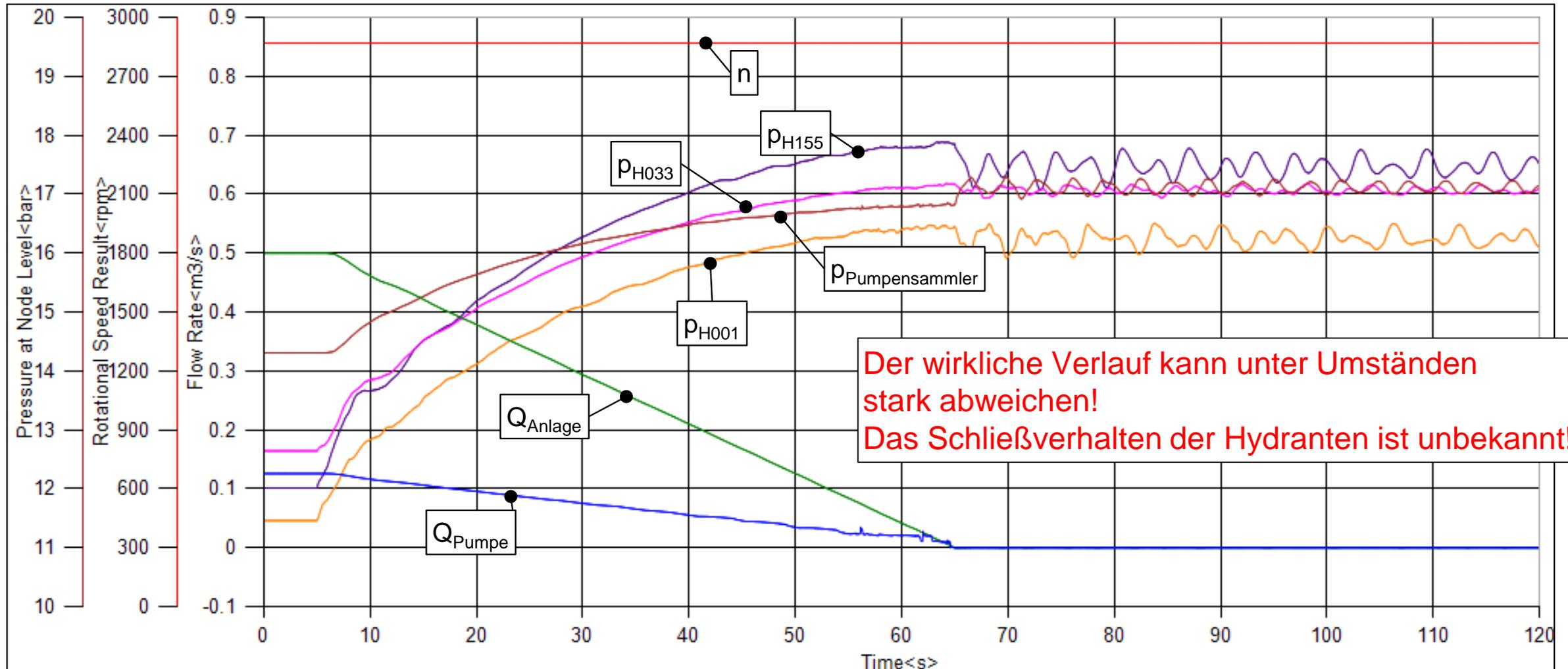
Rohrleitungsnetz auf Basis übermittelter Pläne und Unterlagen



# Stromausfall: Kavitationsgefahr am Hochpunkt H001

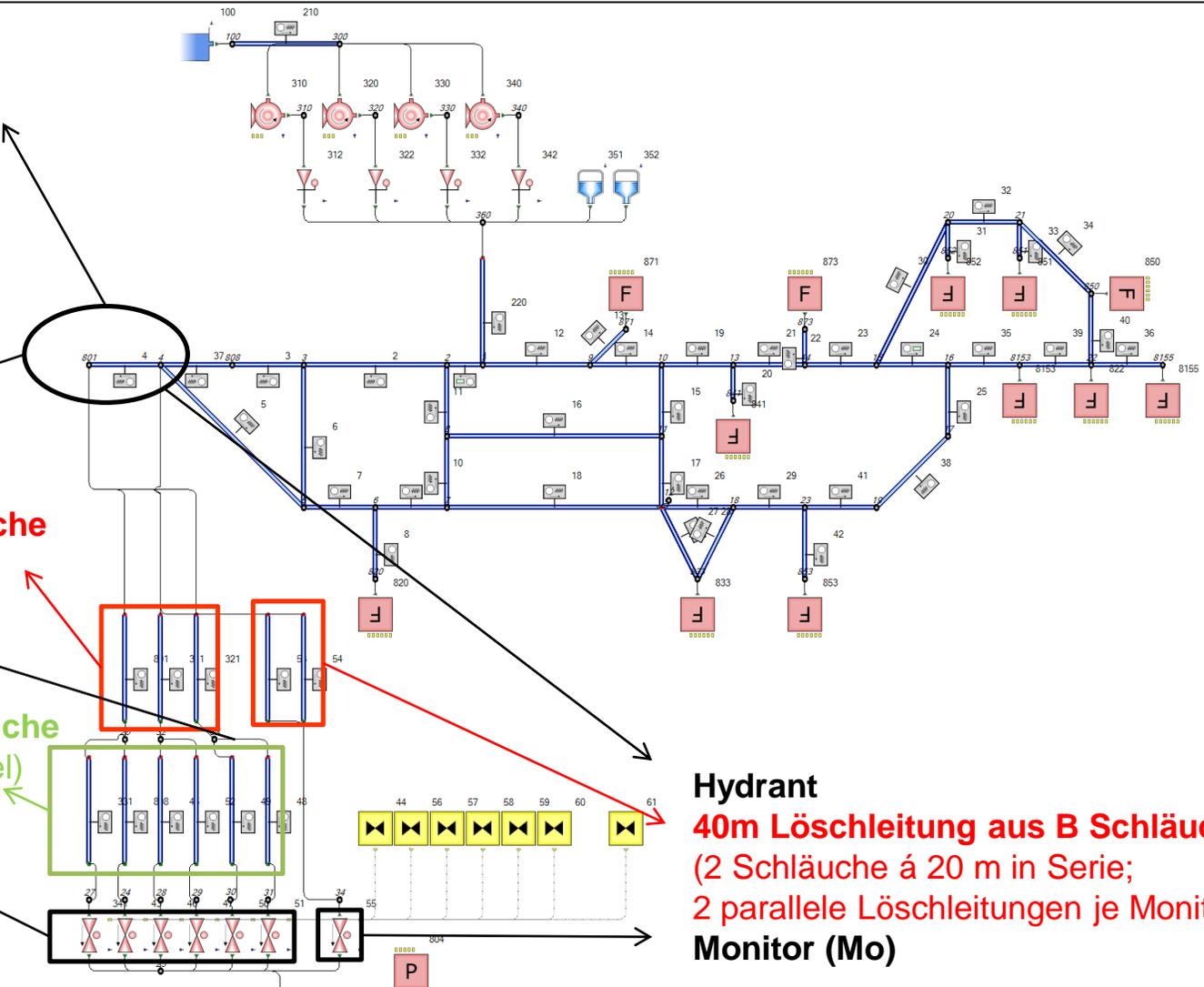


# Schließen der Hydranten: Überschreitung PN16 im Pumpwerk?



# „realer Löschangriff“: Erweitertes Berechnungsnetzwerk

Zur realitätsnahen Modellierung einer realen Schlauchleitungsführung für einen Löschangriff mit  $Q_{max}$  wurde das Berechnungsnetzwerk im Bereich H001 und H004 erweitert.



**Hydrant**  
**40m Zubringleitung aus B Schläuche**  
 (2 Schläuche á 20 m in Serie)

**Verteiler**  
 Verteiler B-CBC mit Niederschraubventill

**15m Löschleitung aus C52 Schläuche**  
 (je Verteiler 2 C52 Schläuche parallel)

**Hohlstrahlrohr (Ho)**

Hohlstrahlrohr Pistolenstrahlrohr  
 AUTO-FLOW-STRAHLROHR

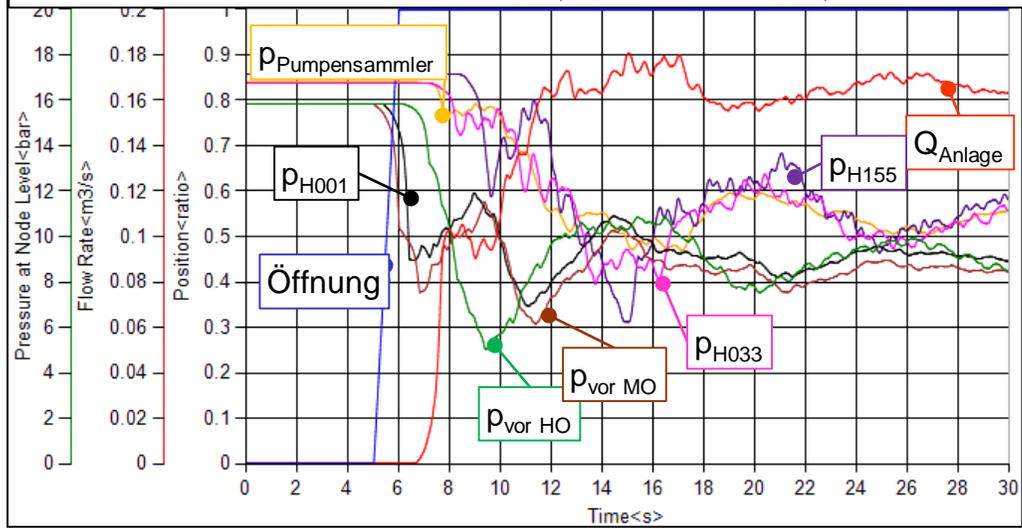


**Hydrant**  
**40m Löschleitung aus B Schläuchen**  
 (2 Schläuche á 20 m in Serie;  
 2 parallele Löschleitungen je Monitor)  
**Monitor (Mo)**

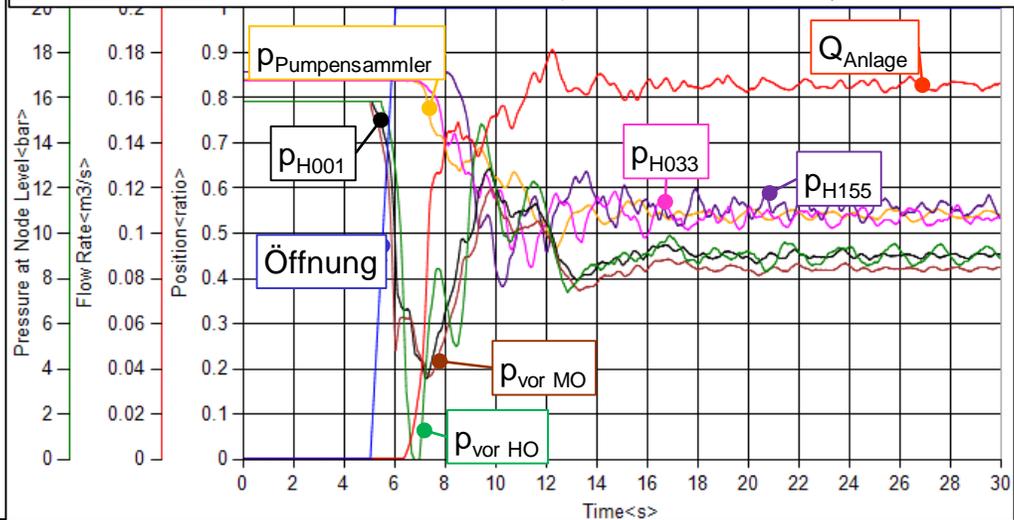


# Beginn der Brandbekämpfung - Variantenuntersuchung

4 Mo mit  $Q = 10000 \text{ l/min}$ ,  $a = 100 \text{ m/s}$ :  $p_{\min, \text{Netzwerk}} = 6.2 \text{ bara}$ ,  $p_{\min, \text{Schlauch}} = 5.1 \text{ bara}$



4 Mo mit  $Q = 10000 \text{ l/min}$ ,  $a = 500 \text{ m/s}$ :  $p_{\min, \text{Netzwerk}} = 3.5 \text{ bara}$ ,  $p_{\min, \text{Schlauch}} < 0 \text{ bara}$



$TO = 1 \text{ s}$ ; simultanes Öffnen:

Bei Annahme einer Schallgeschwindigkeit in den Feuerwehrschräuchen von  $a_{\text{Schlauch}} = 100 \text{ m/s}$  ist in allen untersuchten Varianten (auch beim gleichzeitigen Öffnen von 12 Hohlstrahlrohren oder 4 Monitoren mit einem sicheren Anlagenbetrieb zu rechnen.

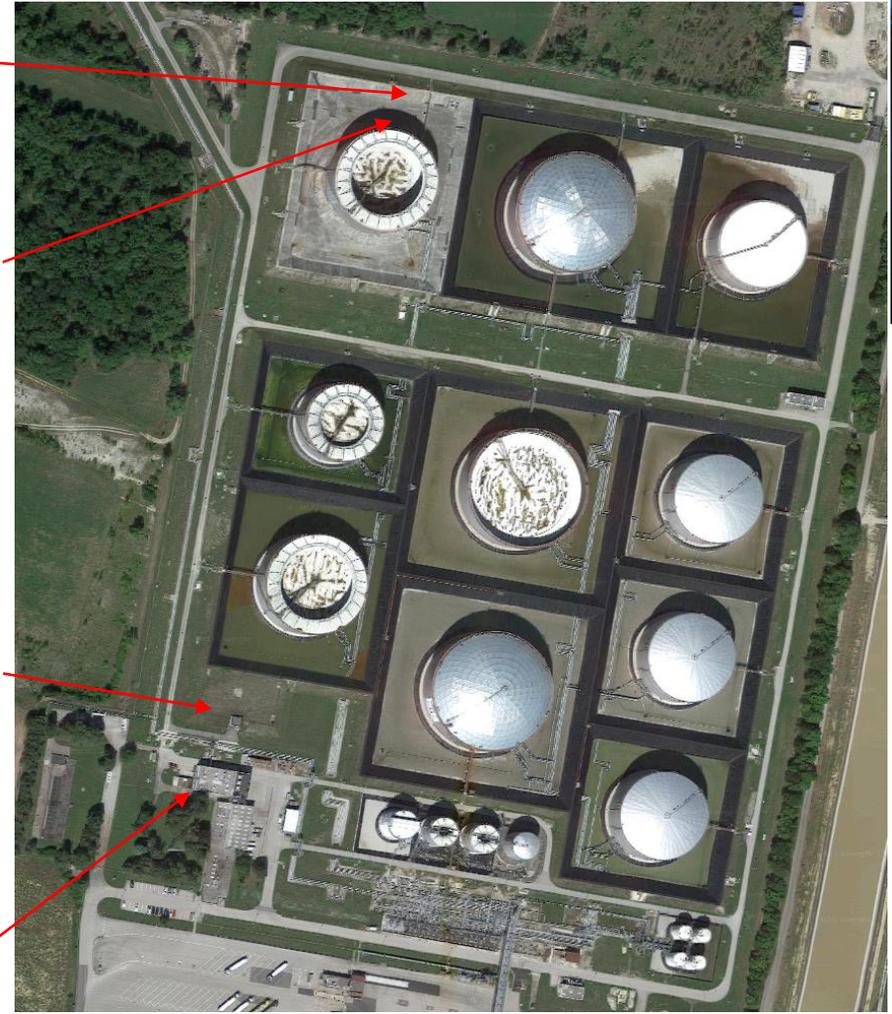
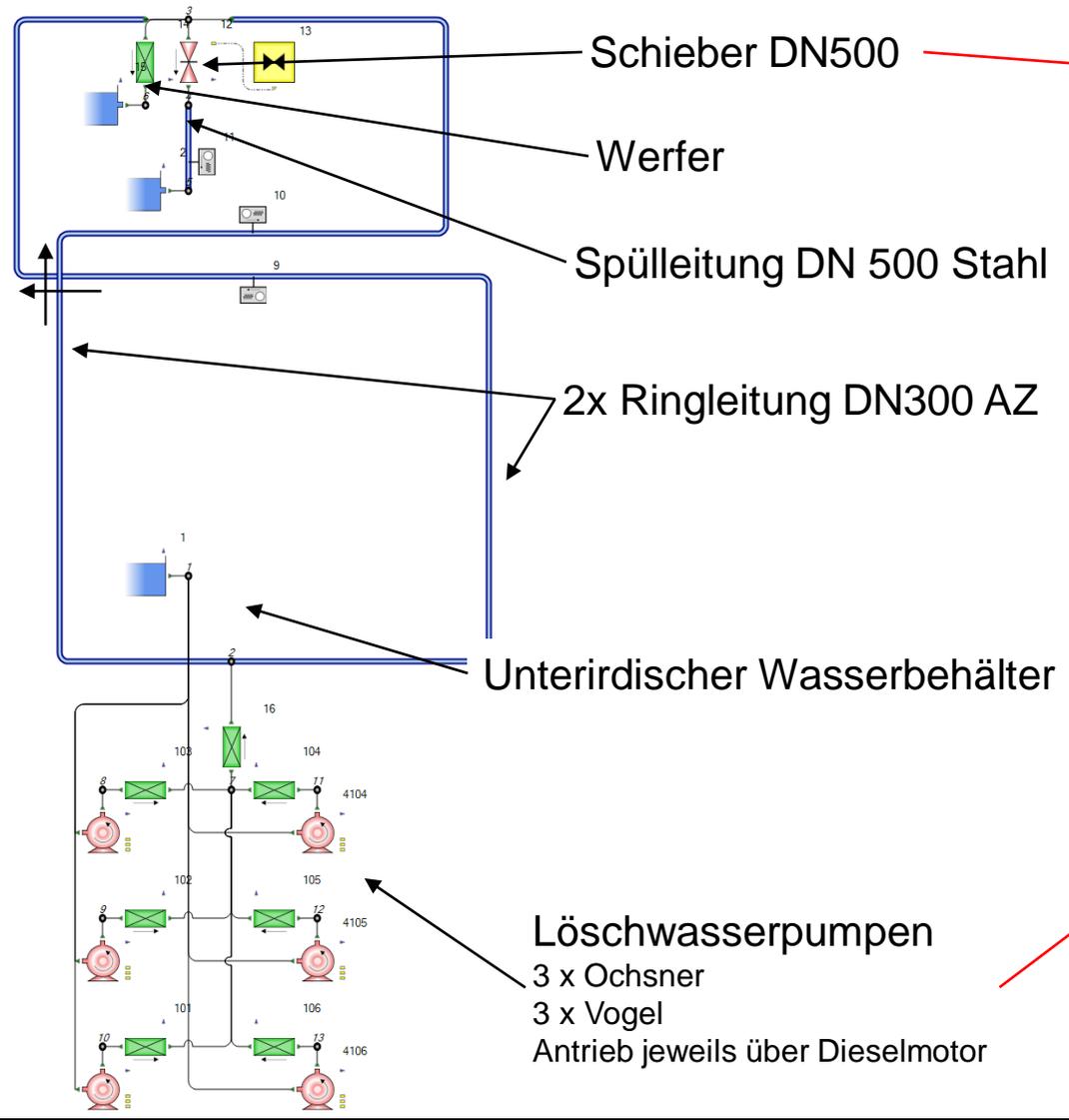
Untersuchung des Öffnens der Kugelhähne mit identen (konservativen) Randbedingungen und  $a_{\text{Schlauch}} = 500 \text{ m/s}$  sinkt der Druck im System temporär unter die zulässige Grenze von 5 bar; Schläuche kurzfristig drucklos;

## Umgesetzte Maßnahmen:

- Anpassen der Pumpensteuerung
- Bewusstseinsbildung bei Feuerwehr



# Bsp 2: Feuerlöschanlage Tanklager: Pumpenausfall beim Spülen



**oben:** Werfer bei geschlossenem Spülschieber



**unten:** Werfer bei offenem Spülschieber



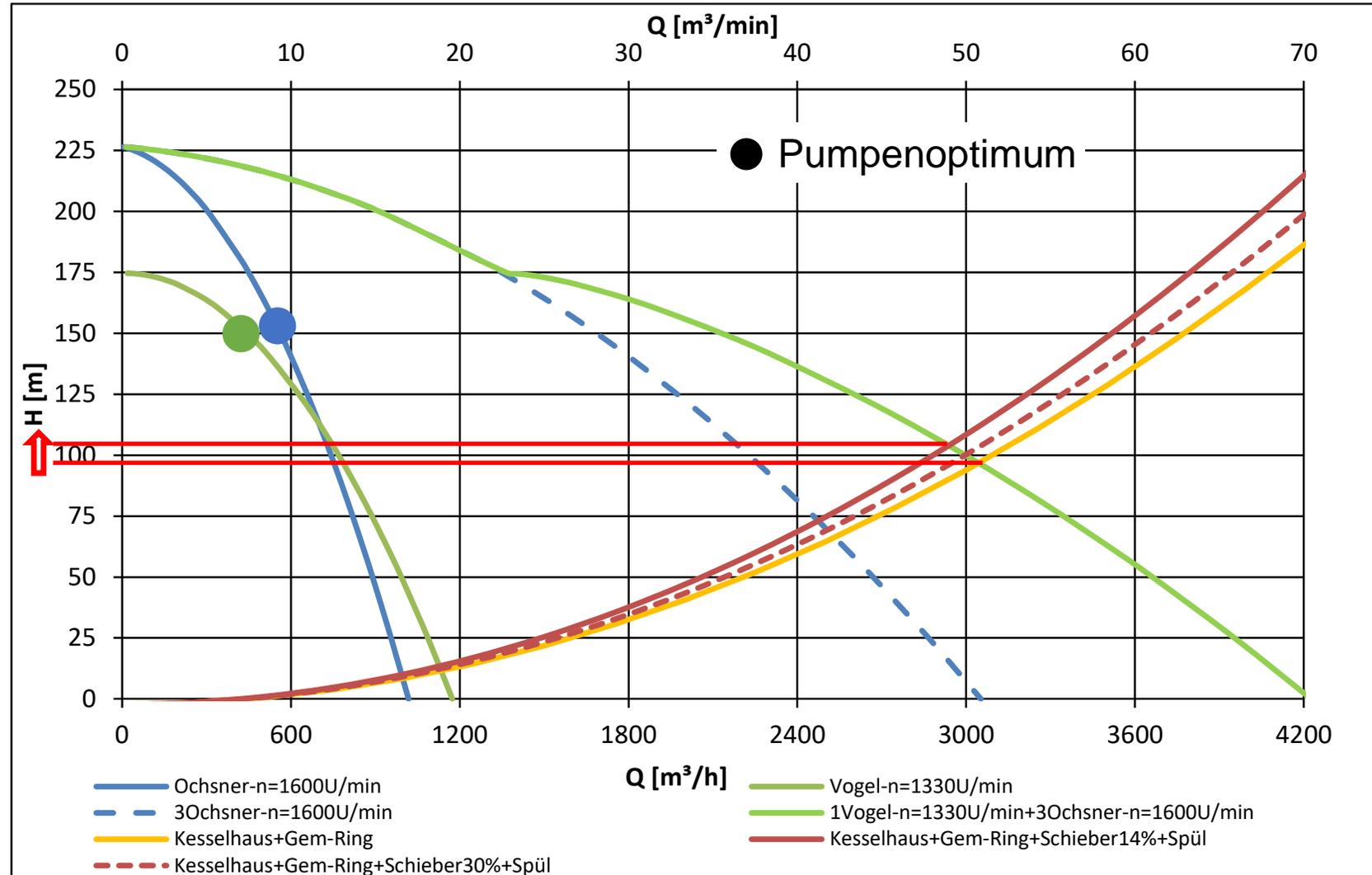
# Was hat zum Ausfall der Pumpen geführt?

Bei Betrieb von 4 Pumpen  
(rechtes Diagramm) laufen alle  
Pumpen in starker Überlast

Dabei ist jeweils  $n < n_{\text{Nenn}}$  bei  
allen Pumpen

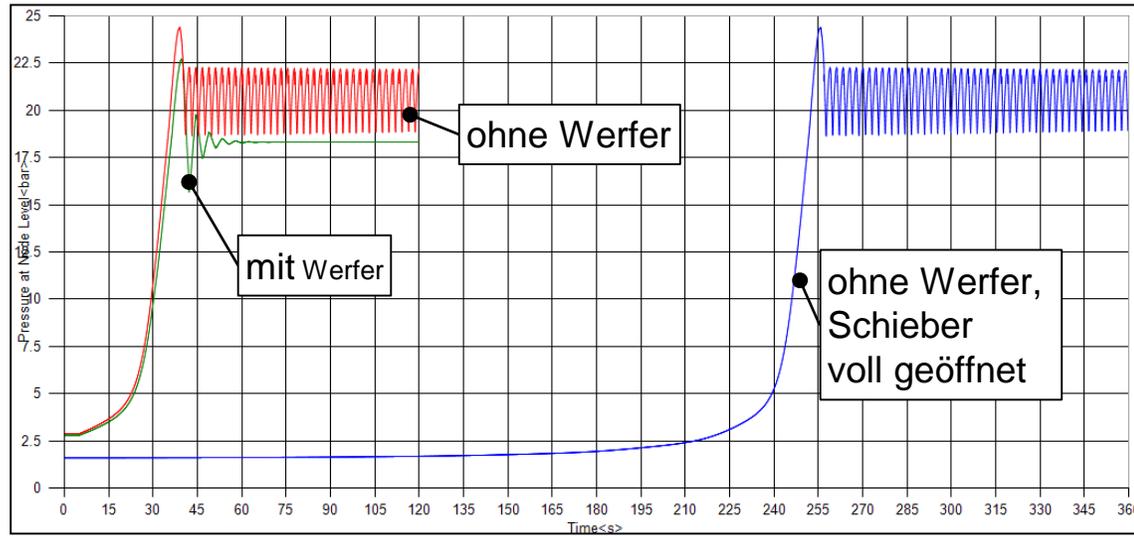
Beim Betrieb mit allen 6  
Pumpen (nicht dargestellt)  
laufen drei Pumpen in starker  
Teillast,  
Und drei Pumpen in starker  
Überlast.

Regelung der Pumpendrehzahl  
über lediglich einen  
gemeinsamen Druckwert ohne  
weitere Information der  
Nachbarpumpen als  
Problemursache identifiziert

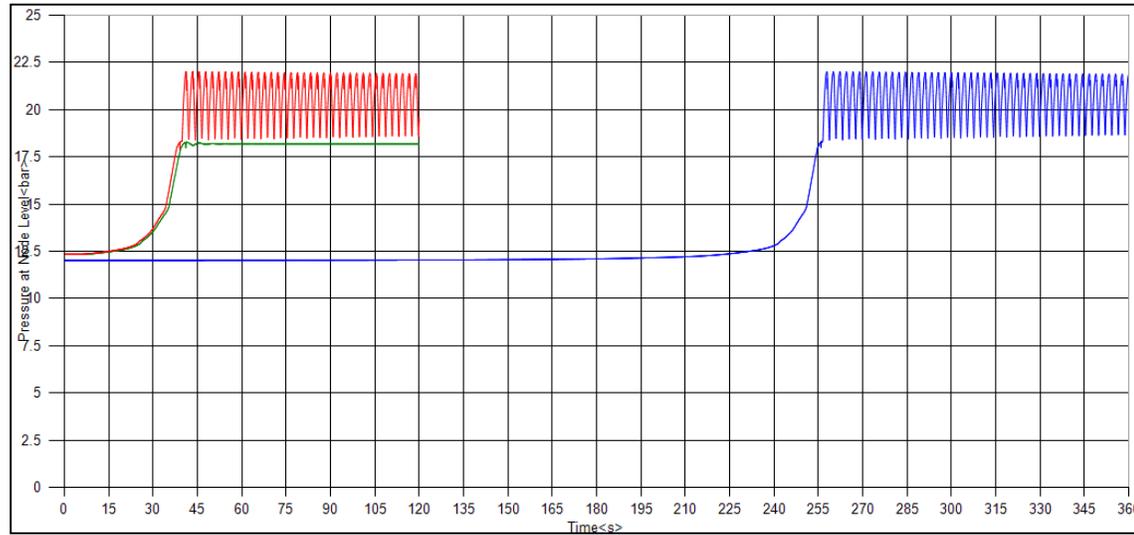


# Schließen des Schiebers: offener Werfer wirkt dämpfend

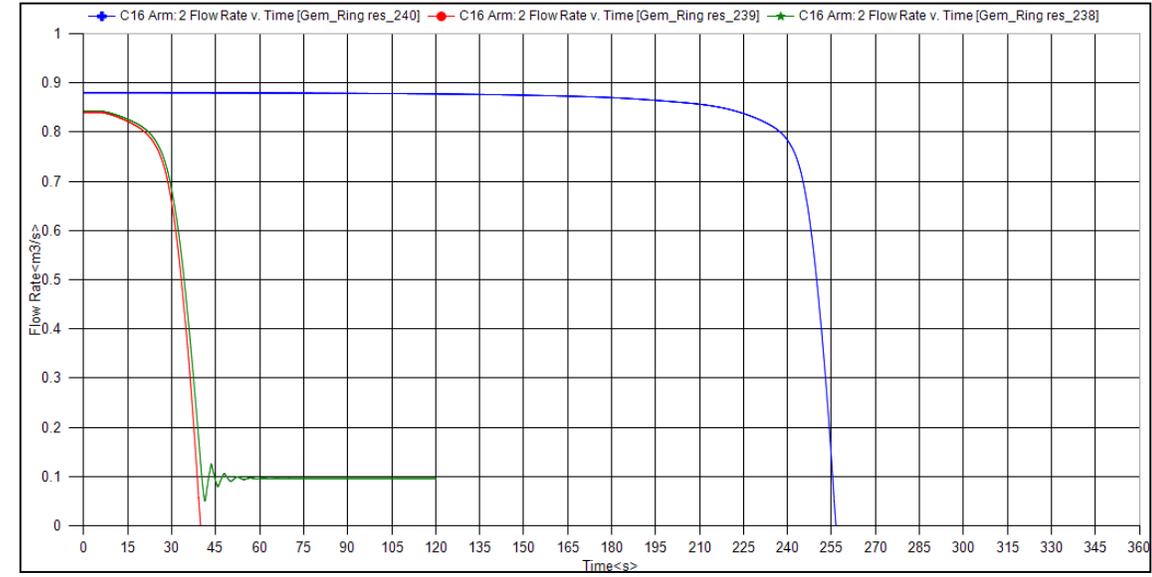
Druck vor dem Schieber



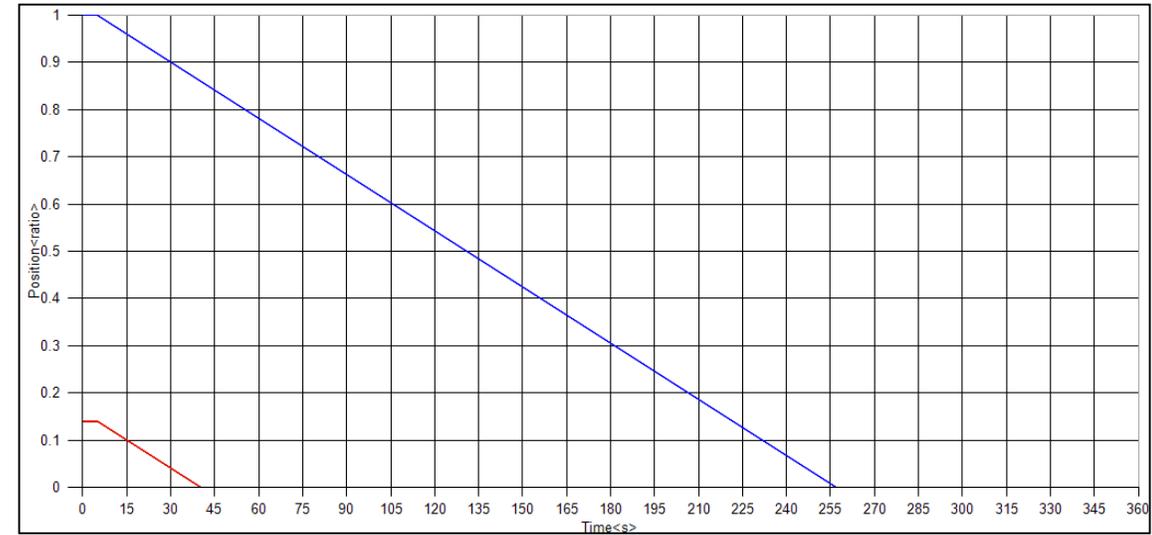
Druck nach den Pumpen



$Q_{Anlage}$



Schieberstellung



# Beispiel 3: Kläranlage



Sandfang und Biofilter<sub>10</sub>  
Q = 58 l/s

Biofilter und VK<sub>9</sub>  
Q = 22 l/s

Rückflussarmaturen

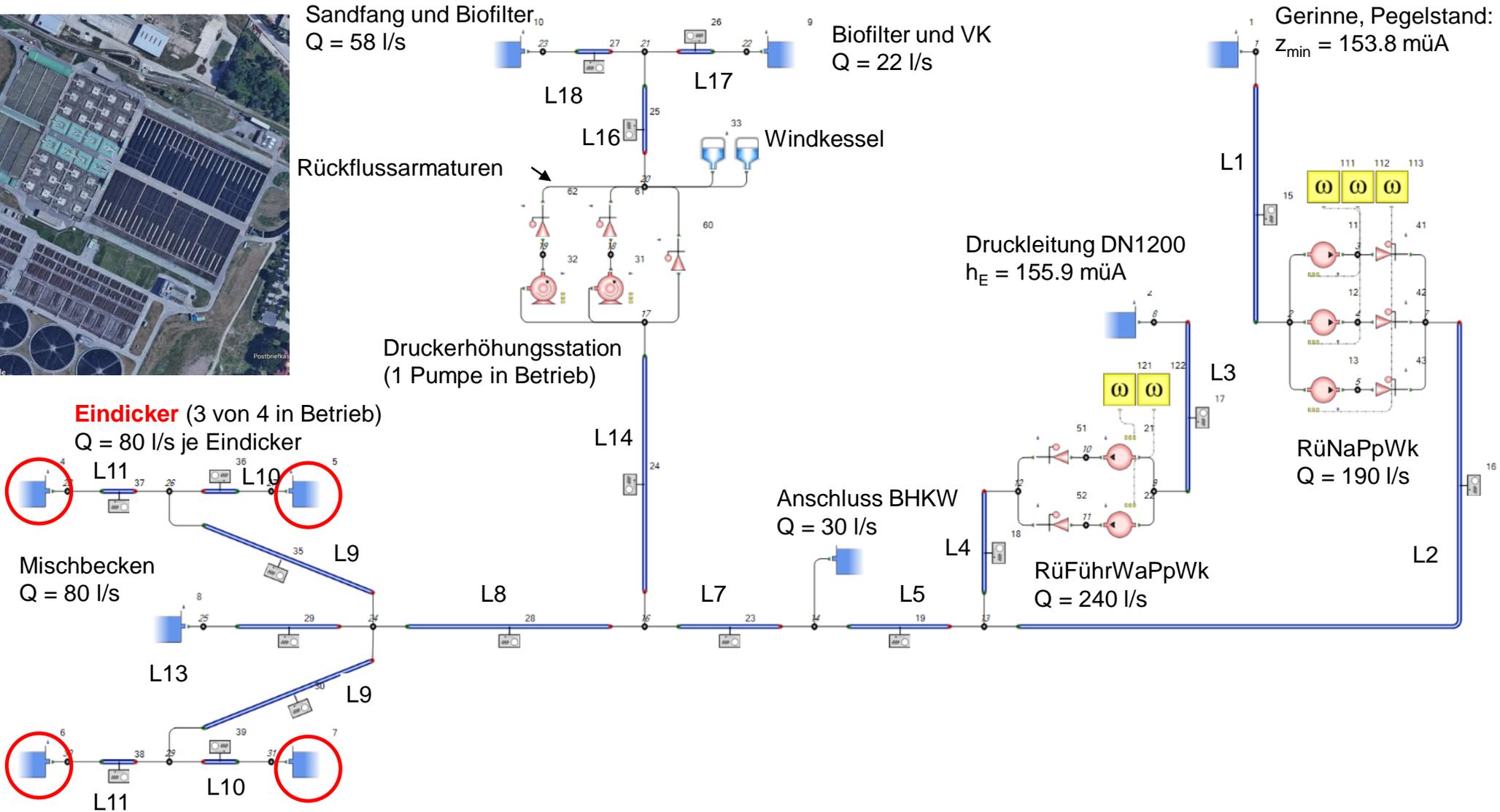
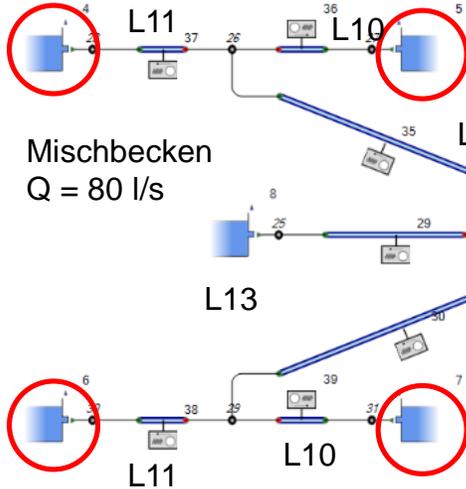
Windkessel

Gerinne, Pegelstand:  
Z<sub>min</sub> = 153.8 müA

Druckerhöhungsstation  
(1 Pumpe in Betrieb)

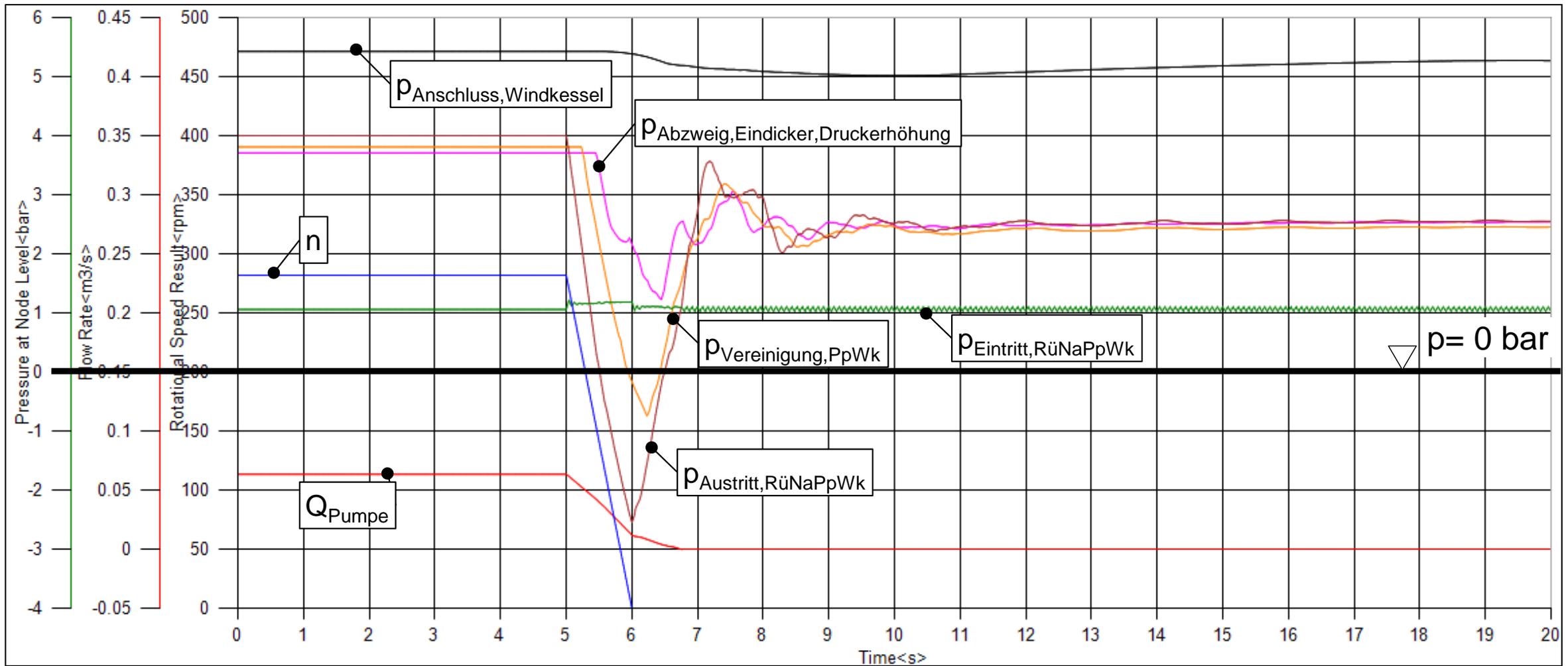
Druckleitung DN1200  
h<sub>E</sub> = 155.9 müA

**Eindicker** (3 von 4 in Betrieb)  
Q = 80 l/s je Eindicker



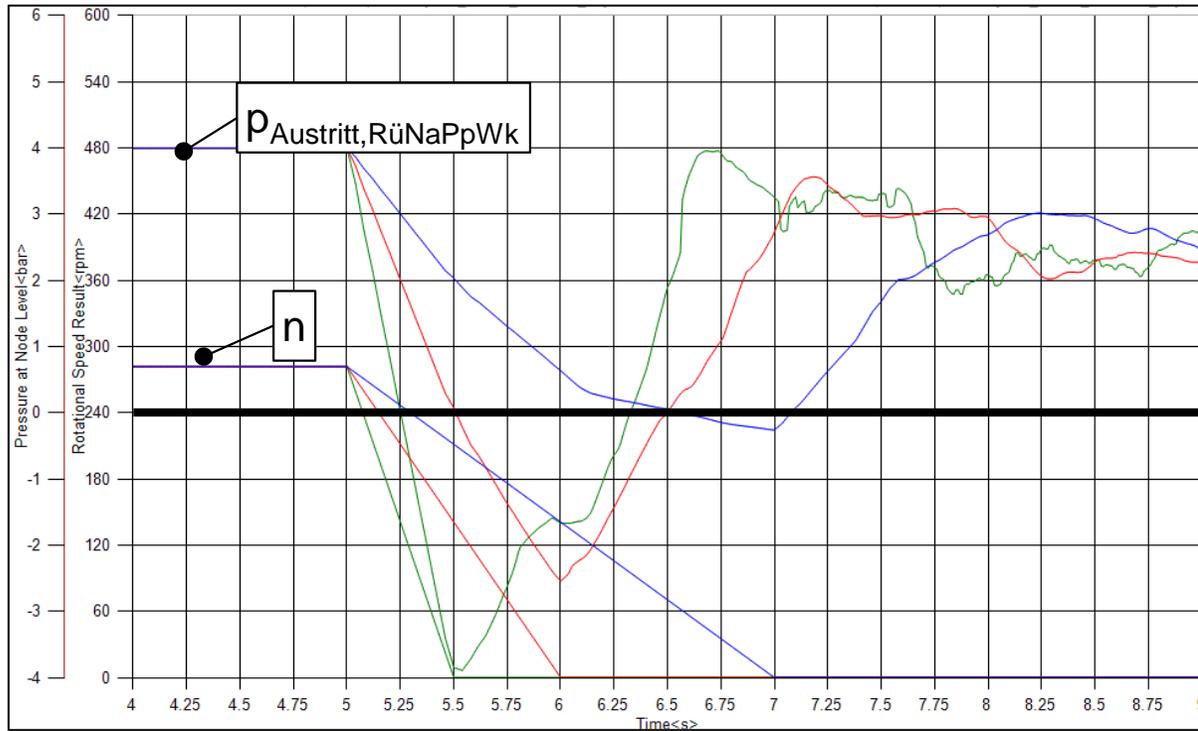
# Unzulässiger Unterdruck bei Antriebsausfall

Verzögerung der Drehkolbenpumpen innerhalb 1s von Betriebsdrehzahl (282 U/min) auf Stillstand angenommen

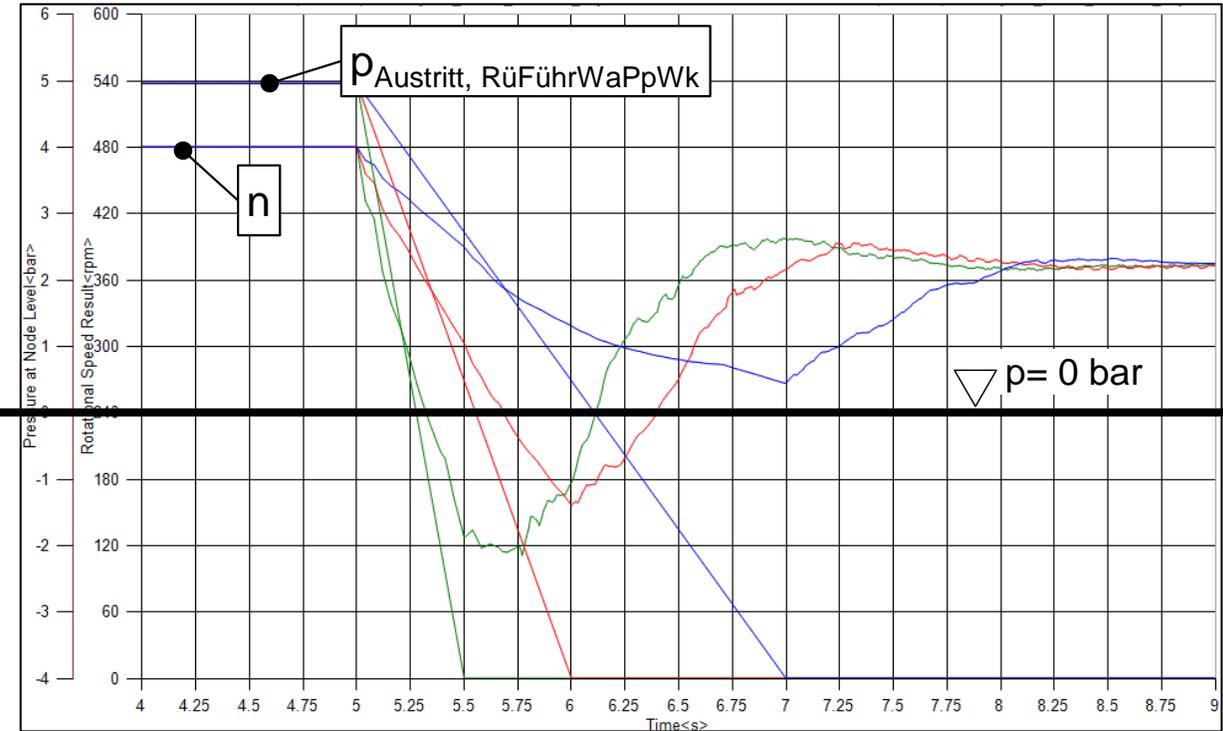


# Parameterstudie Auslaufzeit

Variation Auslaufzeit bei Antriebsausfall  
im Rücknahmewasser-Pumpwerk

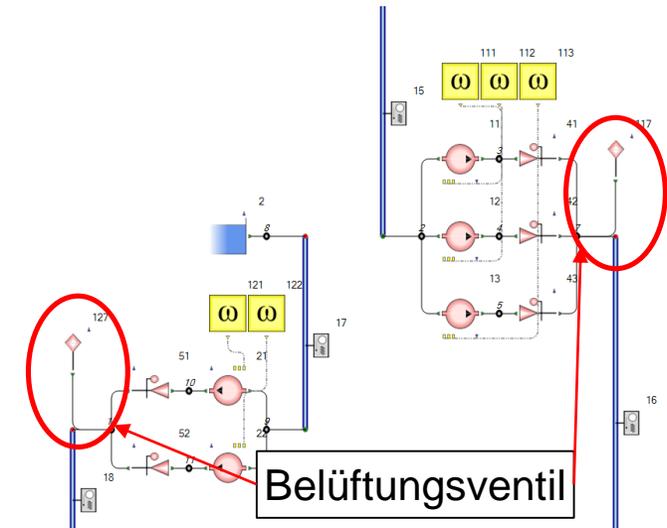


Variation Auslaufzeit bei Antriebsausfall  
im Rückführwasser-Pumpwerk

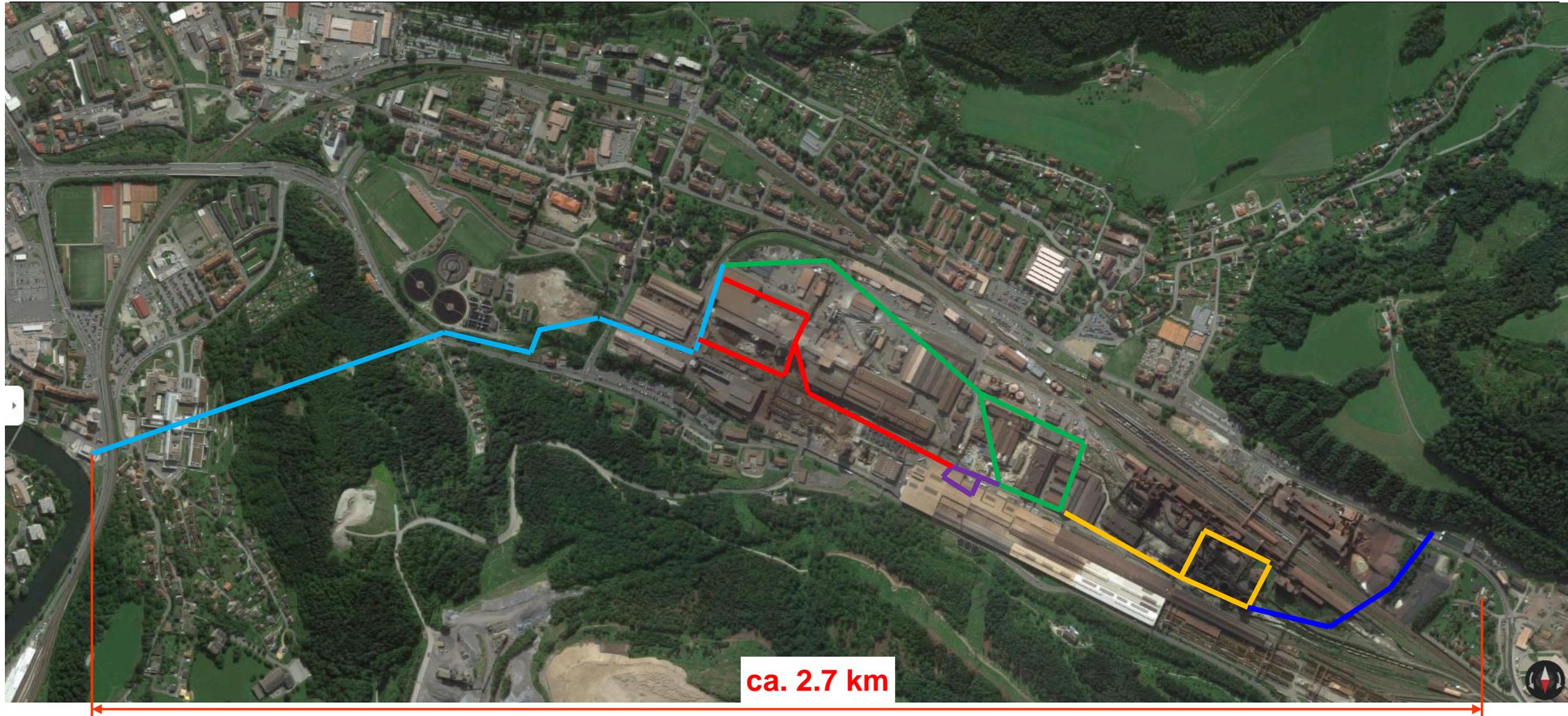


# Konklusio der Berechnungsergebnisse

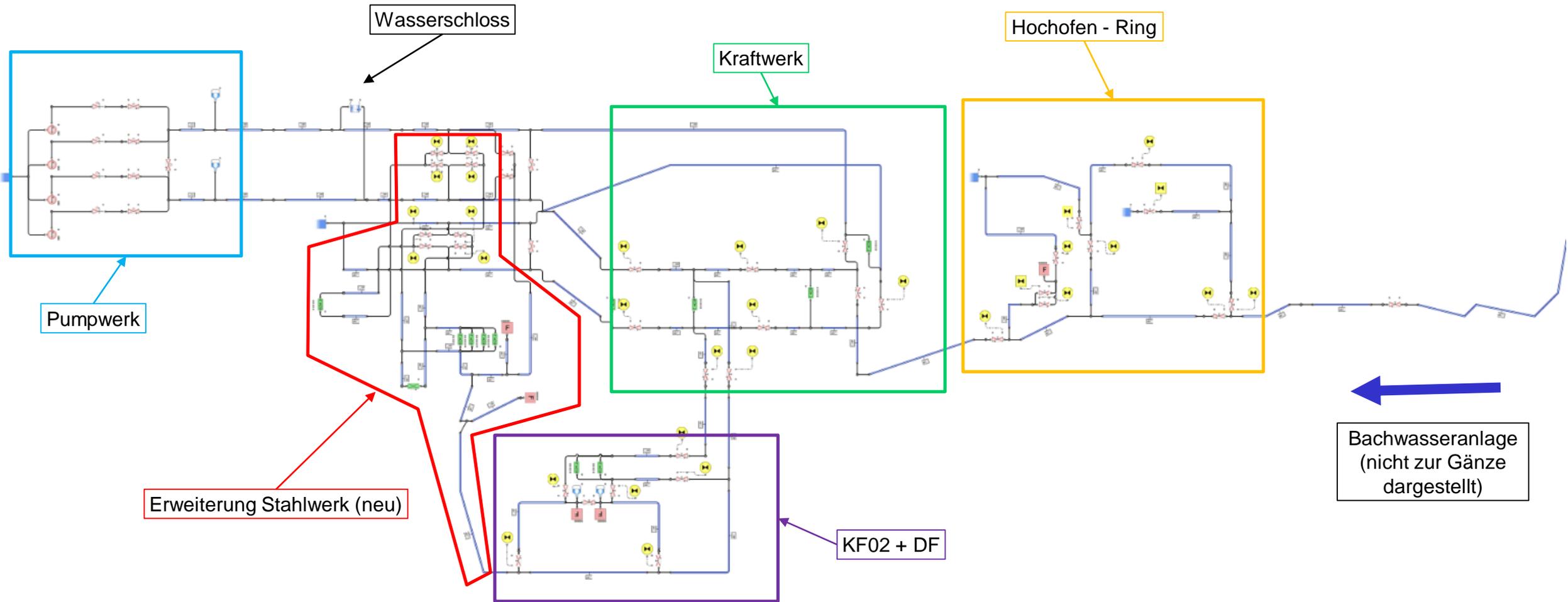
- Keine unzulässige Überdrücke festgestellt
- Antriebsausfall der Drehkolbenpumpen führt unter den getroffenen Annahmen zu unzulässigen Unterdrücken im untersuchten Rohrleitungssystem
- Dieser Umstand ist unabhängig davon, ob der Antriebsausfall nur in einem Pumpwerk oder in der gesamten Anlage auftritt. Der kritischste Lastfall ist dabei jener, in der ein Totalausfall der Anlage bei Betrieb mit  $Q_{\max}$  angenommen wurde.
- Abhilfe gegen die Unterdruckproblematik bei Antriebsausfall der Pumpwerke durch Anbringen von Belüftungsventilen in den Pumpwerken unmittelbar nach den Drehkolbenpumpen



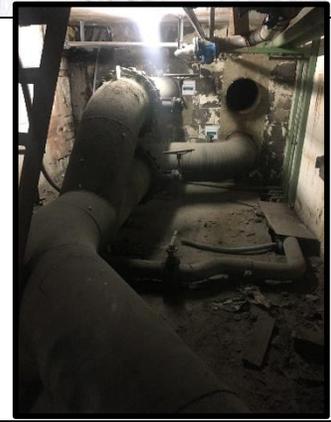
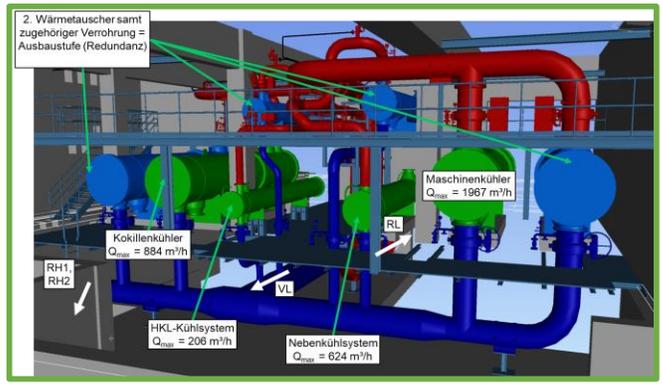
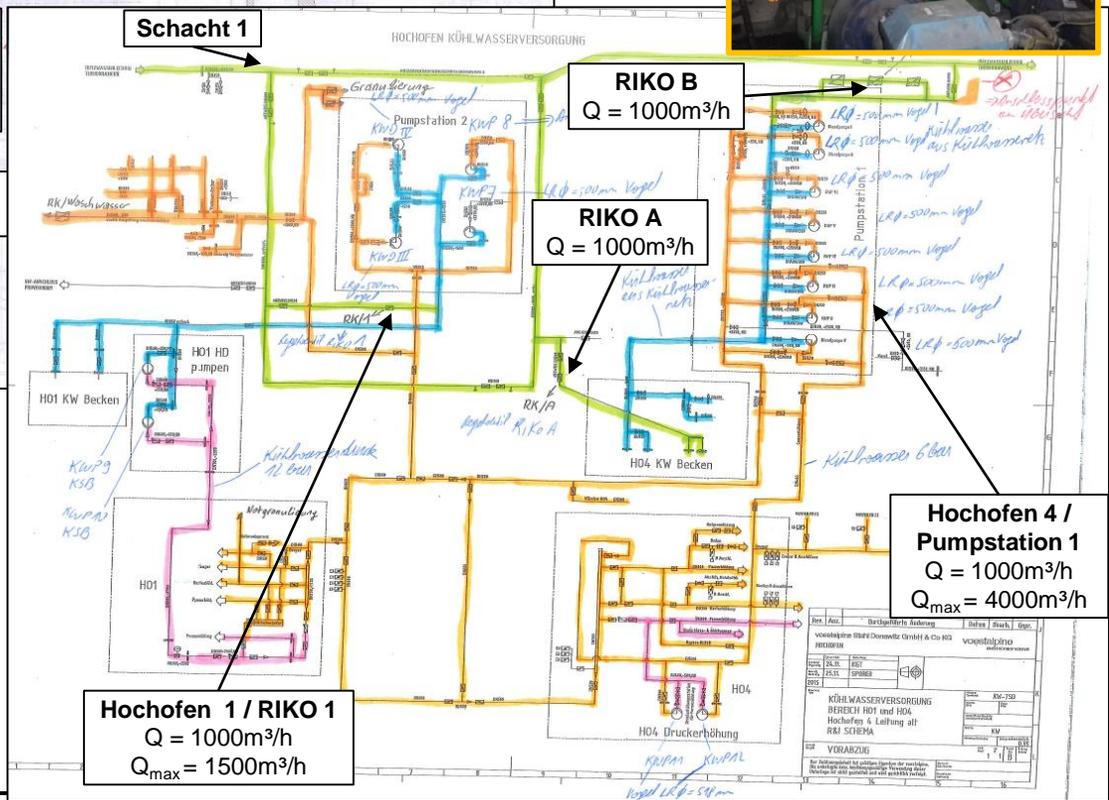
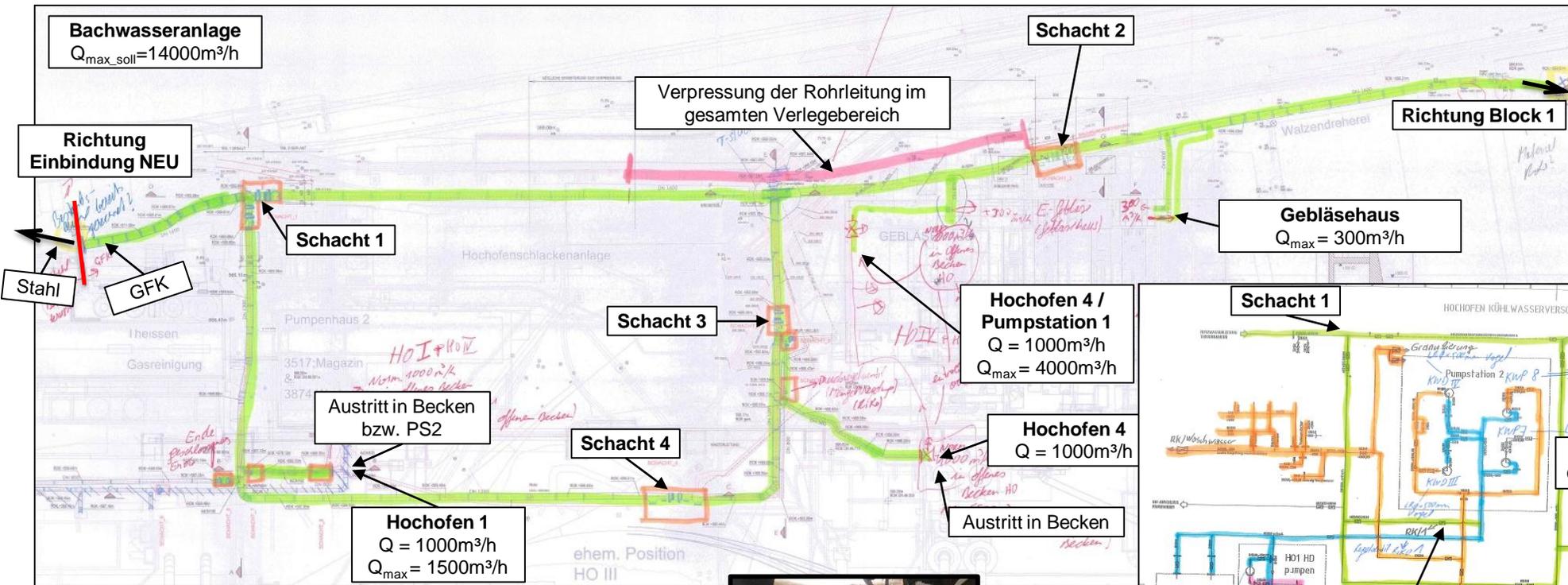
# Beispiel 4: Kühlwasserversorgung Stahlwerk



# Beispiel 4: Simulationsnetzwerk – Digitaler Zwilling



# Stahlwerk: Datenerhebung sehr Komplex



# Außerordentlich gute Übereinstimmung Messung / Simulation

Simulationsergebnisse:

Pumpen		Fluss	TDW	AGB	HO4	KF02	WS	DT01				DT02				Schacht 2	Anbindung Stahlwerk				Crossover-Schacht			Pumpen	
Anzahl	n	Q	Q	Q	Q	Q	Pegel	Q	Δp	p <sub>VL</sub>	Öffnung	Q	Δp	p <sub>VL</sub>	Öffnung	p	p <sub>VL</sub>	p <sub>RL</sub>	Δp	p <sub>VL</sub>	p <sub>RL</sub>	Δp	p <sub>VL,A</sub>	p <sub>VL,B</sub>	
-	[U/min]	[m³/h]	[m³/h]	[m³/h]	[m³/h]	[m³/h]	[mA]	[m³/h]	[mWS]	[bar]	[%]	[m³/h]	[mWS]	[bar]	[%]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	
2	800.0	13834	2429	14495	1650	0	581.15	9760	7.21	1.52	36%	4682	7.25	1.76	38%	1.348	1.657	0.705	0.942	1.584	0.796	0.787	4.671	4.671	
2	800.0	13837	2327	14457	0	1650	581.15	9738	7.18	1.51	36%	4667	7.20	1.76	38%	1.348	1.655	0.704	0.941	1.581	0.796	0.785	4.671	4.671	

Messergebnisse:

KKS	11PAB50 CF001	12PAB11 CF001	75GMA0 2CF901	
	m³/h	m³/h	m³/h	m³/h
1	9000	4350	1741	13091
2.1	9900	4700	1650	16250
3	10800	5180	1674	17654
4	10850	5150	schwankend	

Messpkt	Uhrzeit	Anz. Pumpen	L Pumpvo rhof	V_Wasse rschloß	V_BWA	V_Ges	V_RL vor Annabergst.	Niveau Wassers chl A	Niveau Wassers chl A	p_nach Ppen VL A	p_nach Ppen VL B
KKS	-	-	71PAB10 CF901	83PAB10 CF901	72PBB30C F001	rechn	83PAB70 CF901	83PAY11 CL901	83PAY21 CL901	71PAB15C P901	71PAB25 CP901
	#	m	m³/h	m³/h	m³/h	m³/h	m³/h	m	m	bar	bar
1	10h35	1	4.51	7000	8100	15100	15581	ca. 578	ca. 578	4.31	4.3
2.1	11h00	2	4.49	13500	2870	16370	16500	581.71	581.64	4.83	4.76
3	11h41	3	4.48	20300	1740	22040	schwankend	584.94	584.85	5.25	5.2
4	11h46	3	4.48	20211	1655	21866	schwankend	584.94	584.85	5.23	5.19

	rechn	rechn	rechn	rechn
	bar	bar	bar	bar
1	1.46	1.39	0.66	0.79
2.1	1.76	1.55	0.66	0.82
3	1.96	1.61	0.51	0.71
4	1.96	1.60	0.51	0.71

In Anbetracht von bekannten „Unschärfen“ bei der Messung und nicht genau bekannten Verbrauchermengen abseits DT01 und DT02 können die Simulationsergebnisse in Punkto Druckverlust durch die Messung bestätigt werden.

... Randbedingungen der Simulation



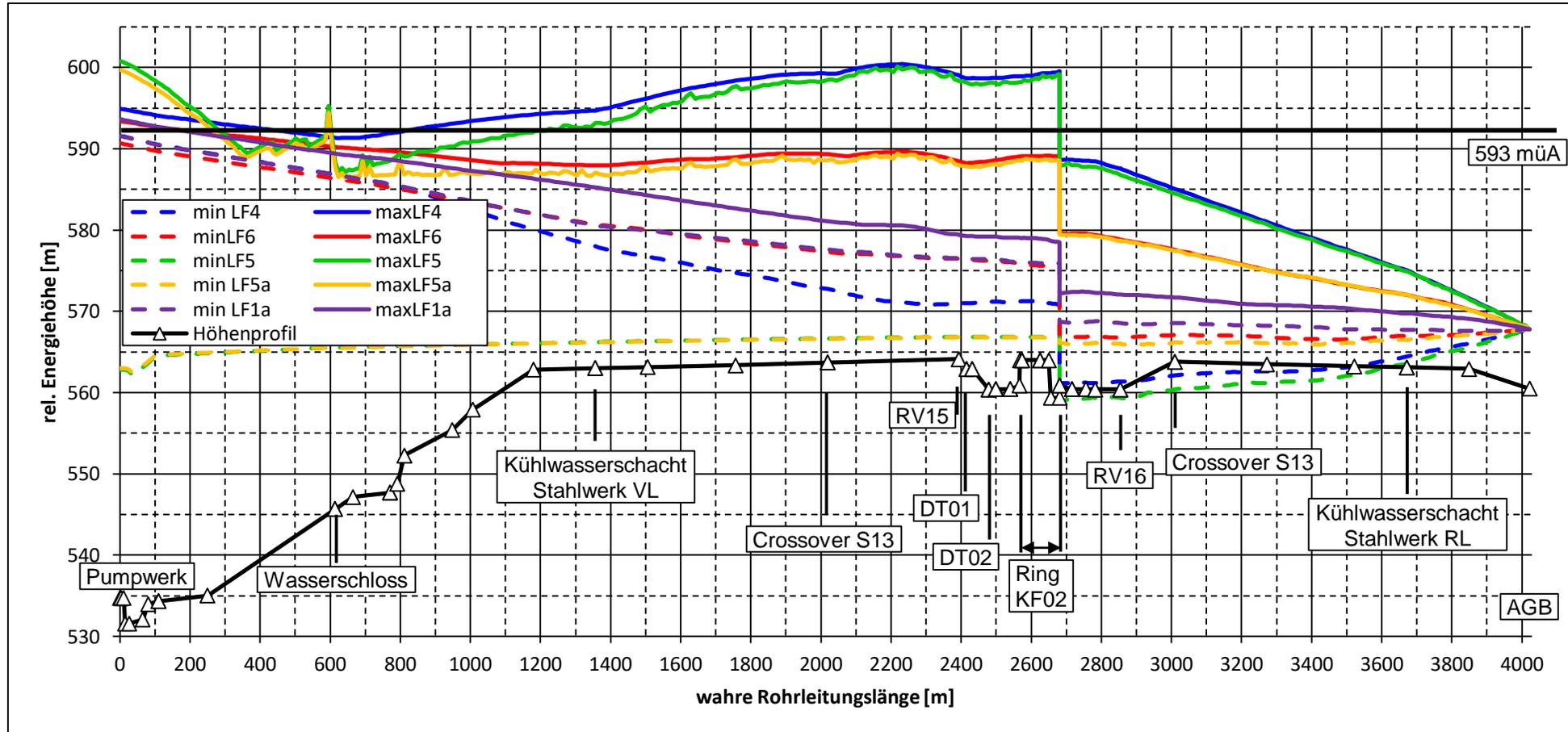
# Wie Bewertet man die Berechnungsergebnisse?

Waren die Randbedingungen korrekt bei unbekanntem Verbrauchern korrekt?

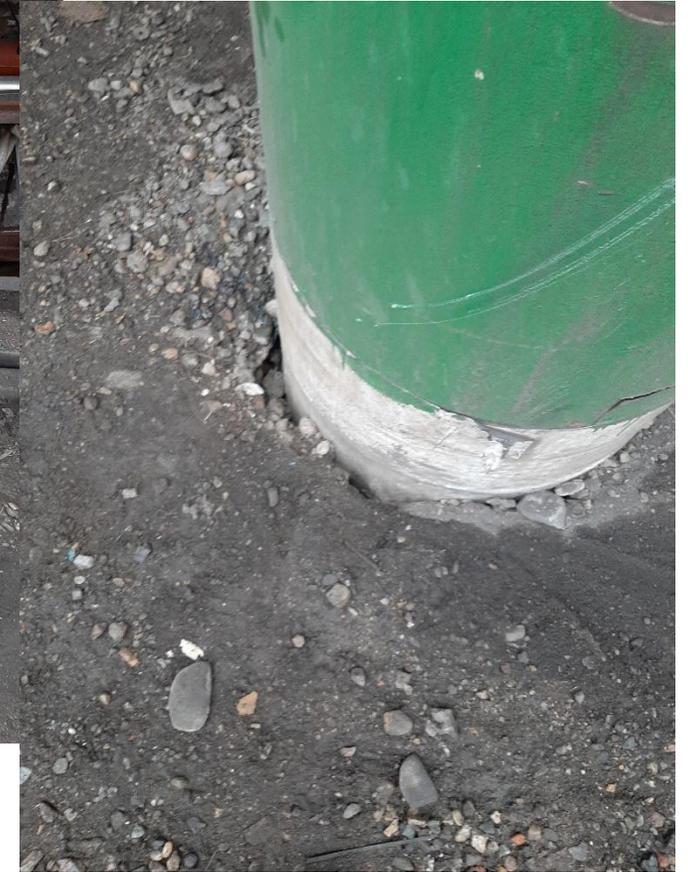
Waren die Annahmen für Ausnahmefälle zu vorsichtig? Hazop-Analyse?

Werden die spezifizierten Mengen für Endausbau jemals realisiert?

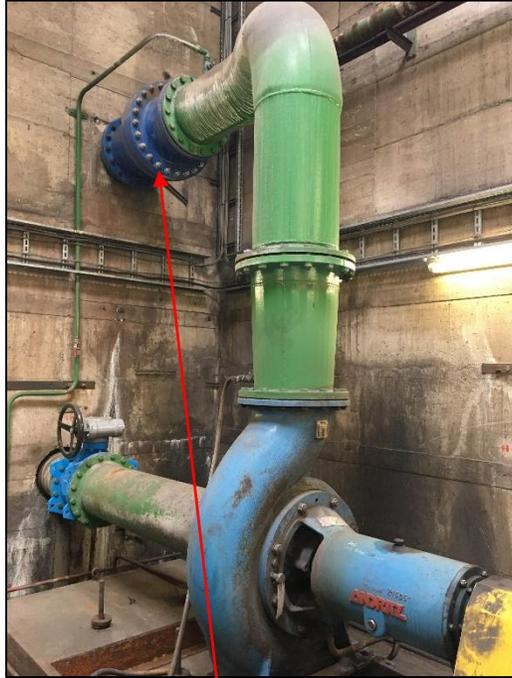
Woher kommen die zulässigen Grenzen?



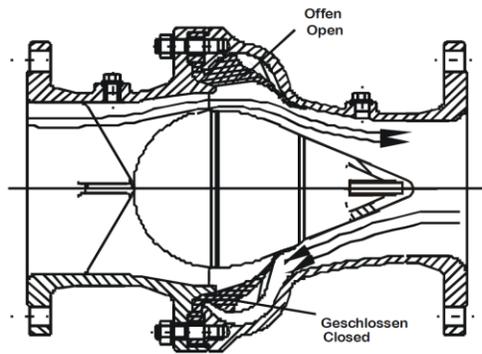
# Beispiel 5: Hochofen Granulierwasserleitung



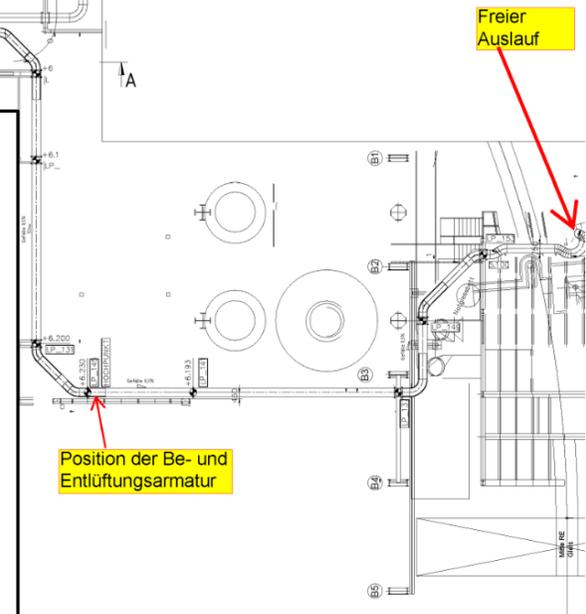
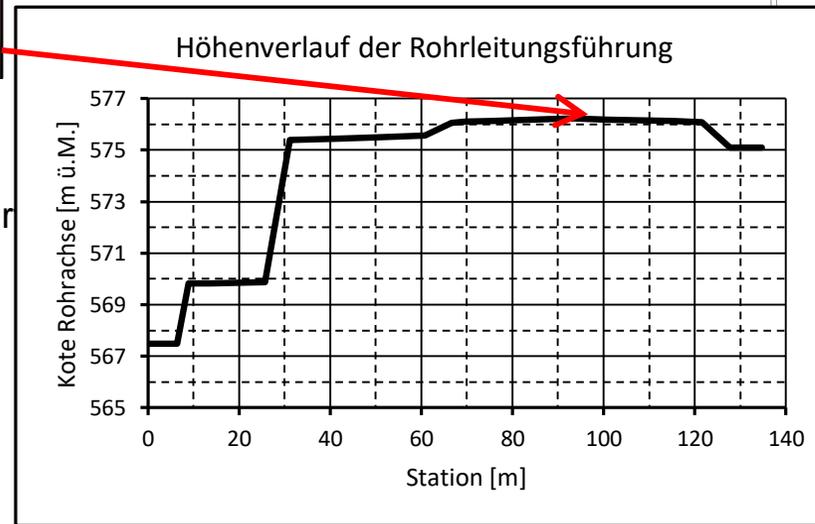
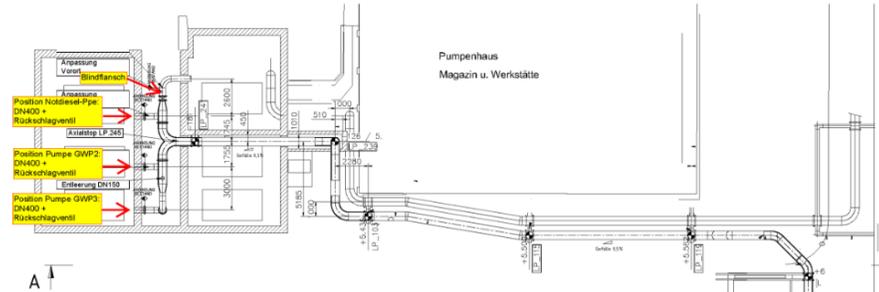
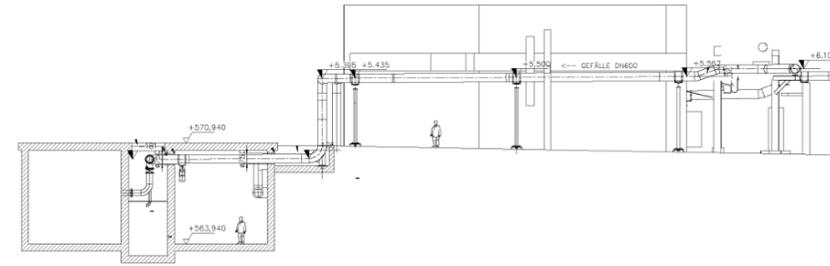
# Beispiel 5: Hochofen Granulierwasserleitung - Anlagendaten



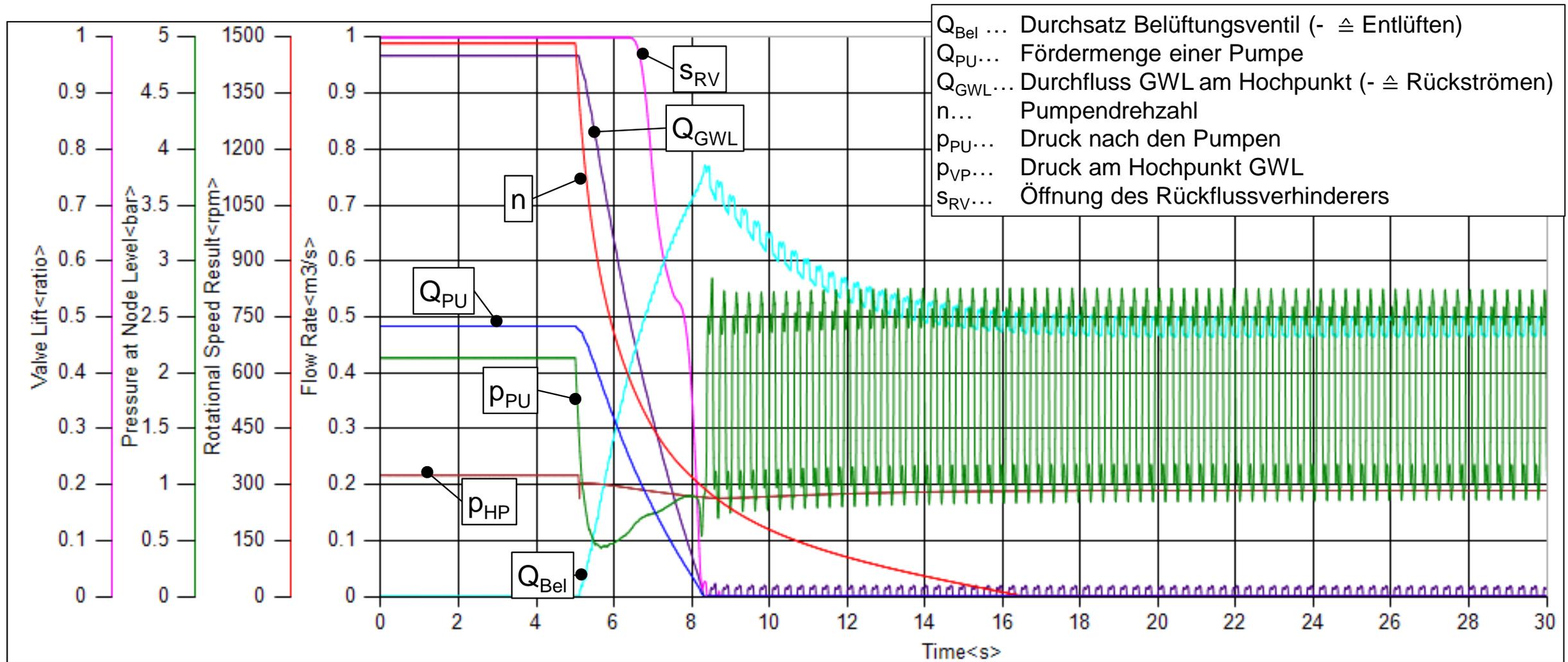
Membran-Rückflussverhinderer



Kombiniertes Be- und Entlüftungsventil am Hochpunkt installiert

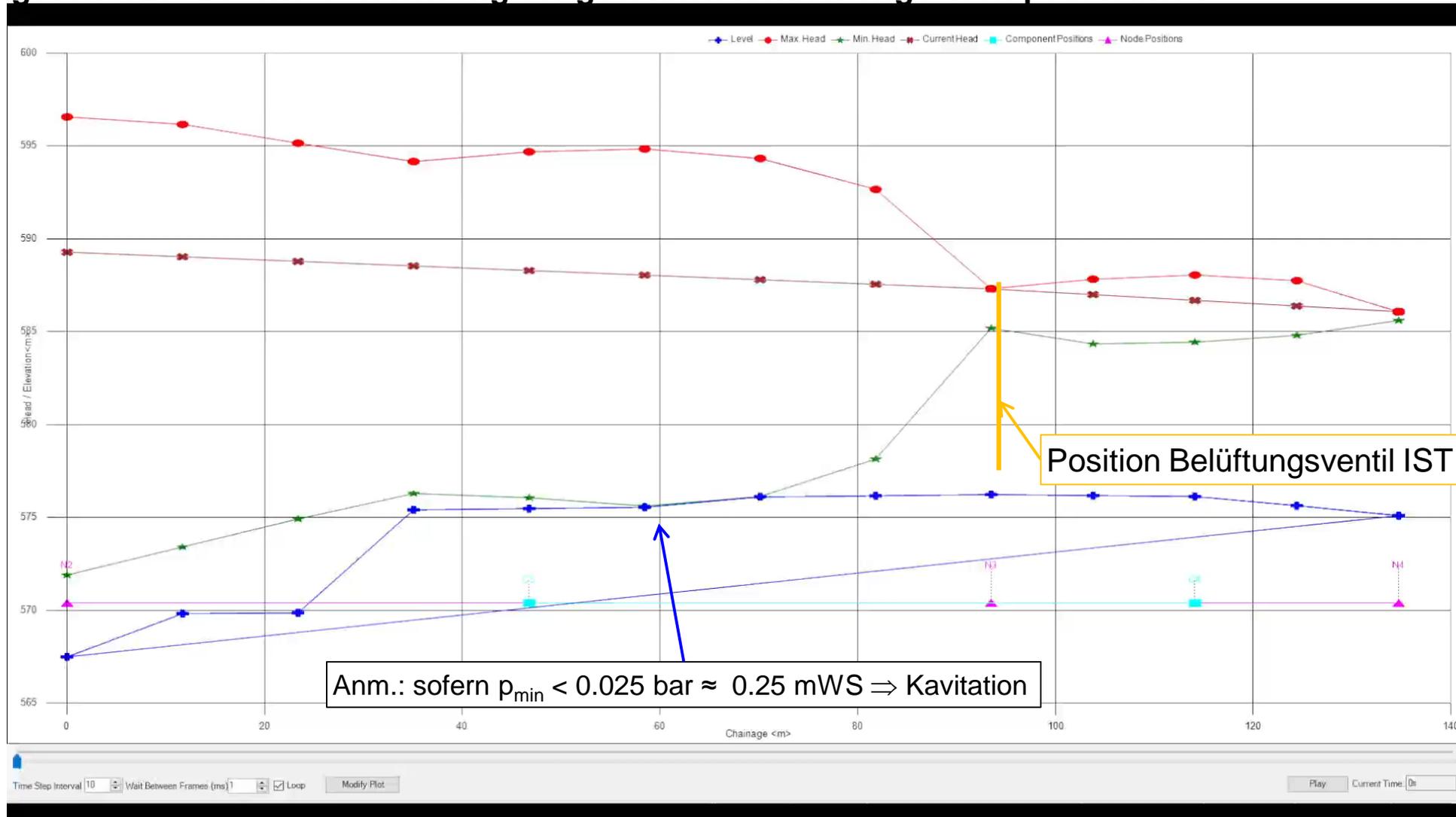


# Abstellen aus Betrieb mit zwei Pumpen: kein Problem, oder?

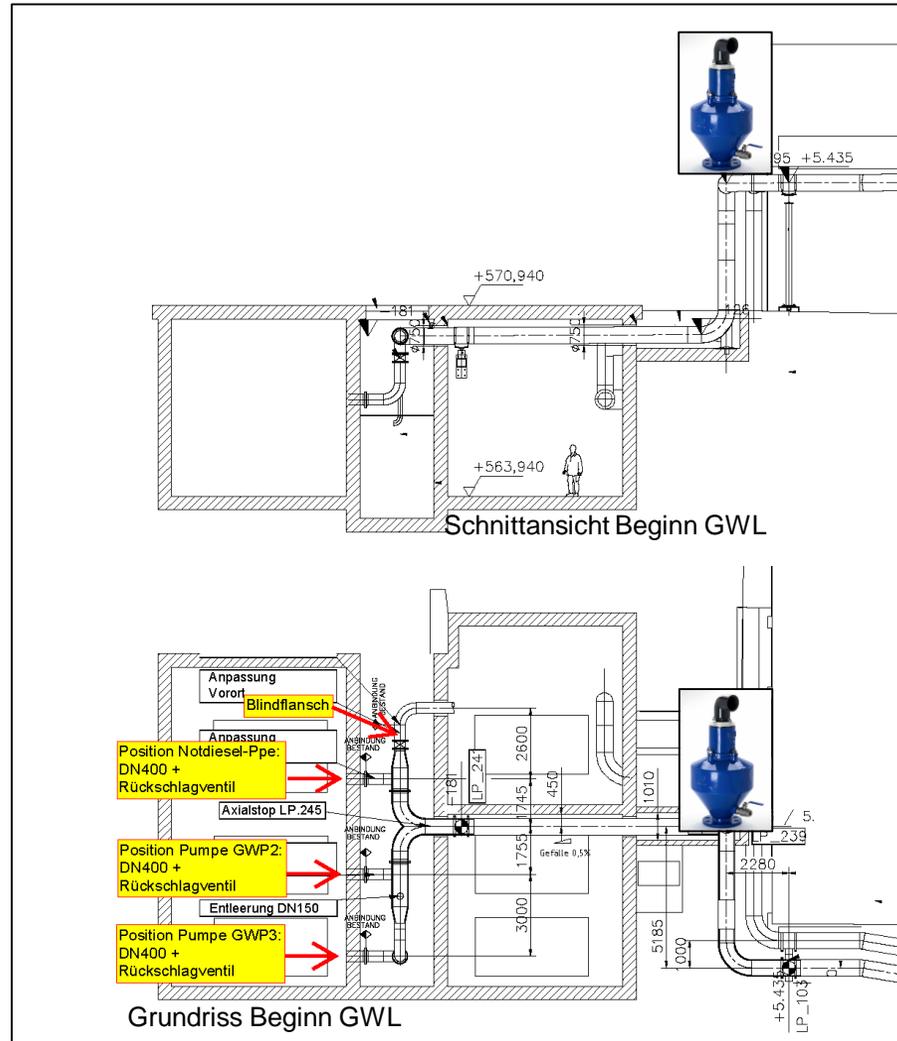


# Abstellen aus Betrieb mit zwei Pumpen: Kavitation in der Anlage!

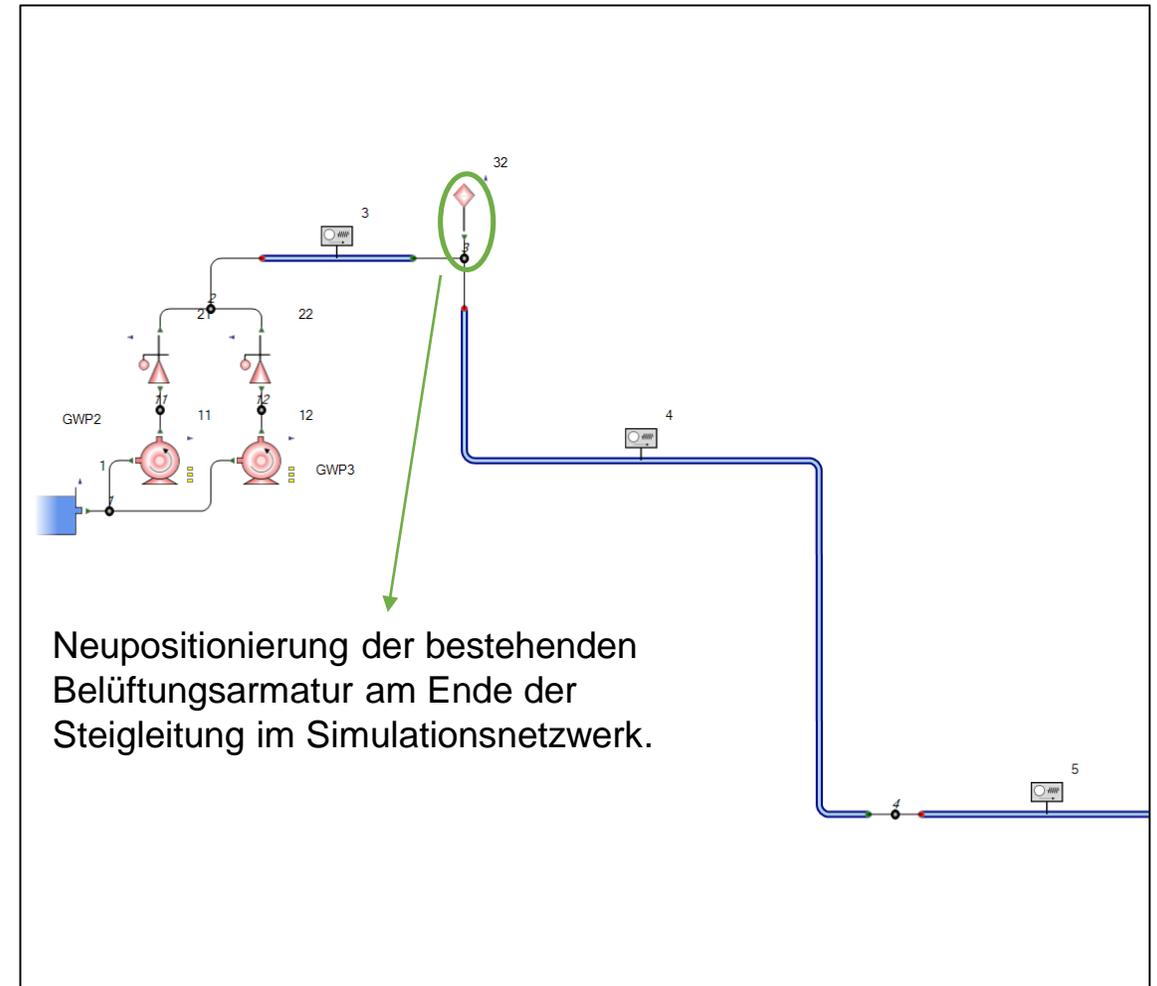
Belüftungsventil zur Druckstoßsicherung der gesamten Rohrleitung falsch positioniert.



# Beispiel 5: Druckstoßsicherung – Neupositionierung Belüftung



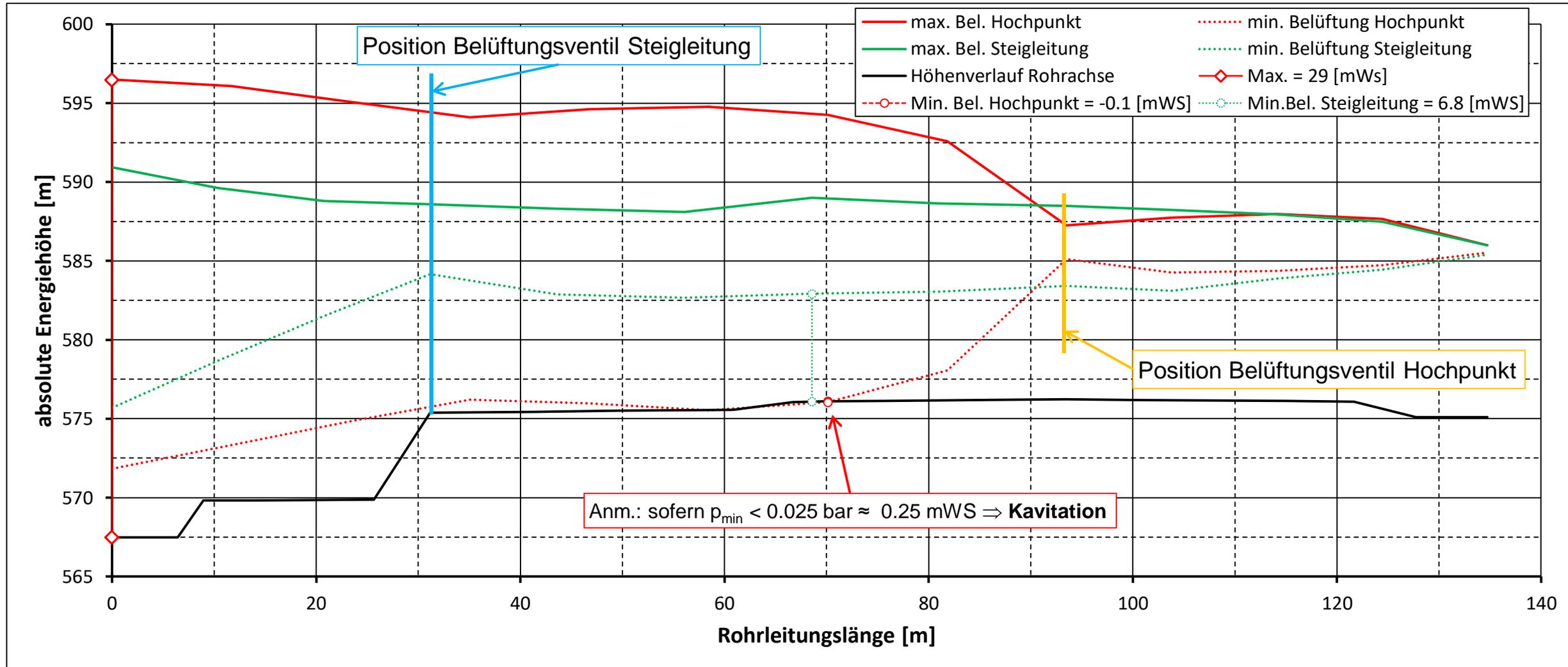
Belüftungsarmatur am Ende der Steigleitung



Neupositionierung der bestehenden Belüftungsarmatur am Ende der Steigleitung im Simulationsnetzwerk.

# Keine Kavitationsgefahr durch Neupositionierung Bel.-Ventil

Durch neue Position der Belüftungsarmatur am Ende der Steigleitung kann Kavitationsgefahr in der Anlage vermieden werden!



# Beispiel 6: Wasserversorgung Drahtwalzwerk

## Erweiterung einer bestehenden Wasserversorgung:

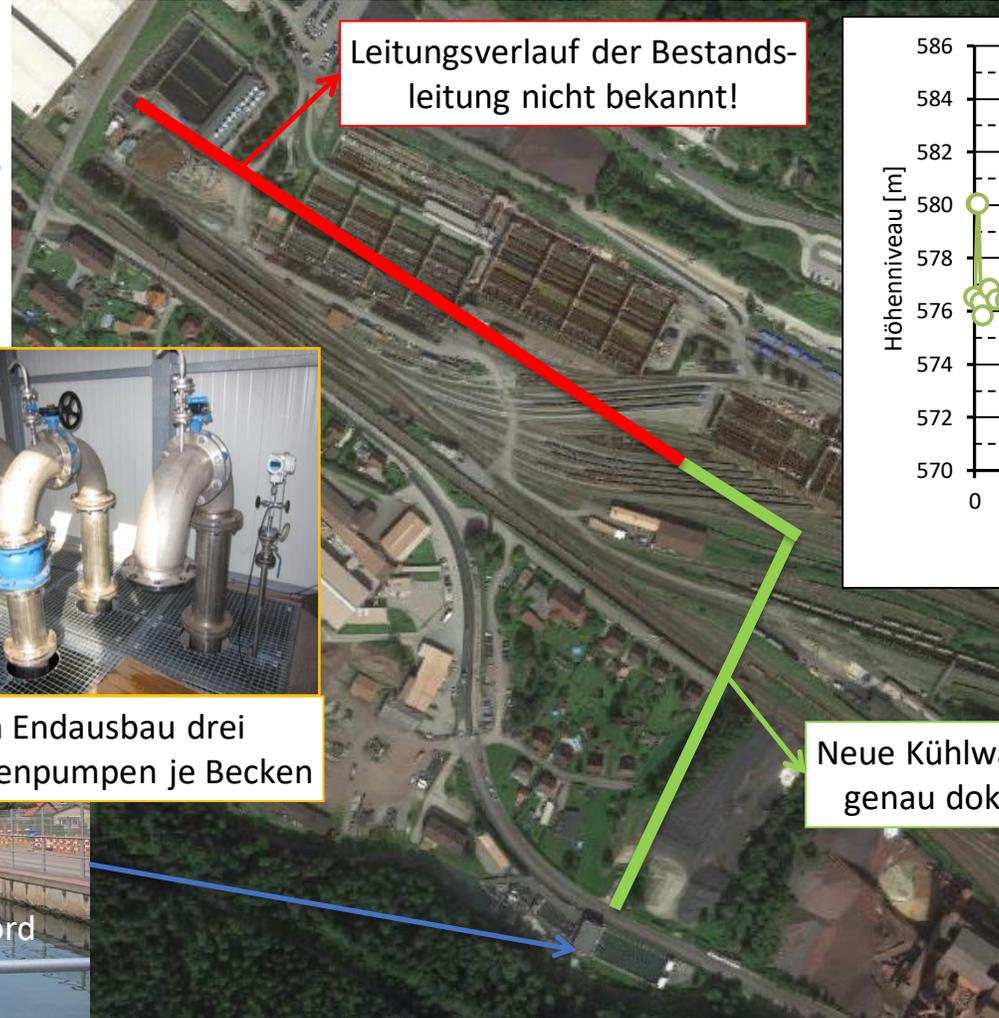
Wasserentnahme aus zwei Becken (Süd/Nord)

Je Becken 3 Pumpen parallel

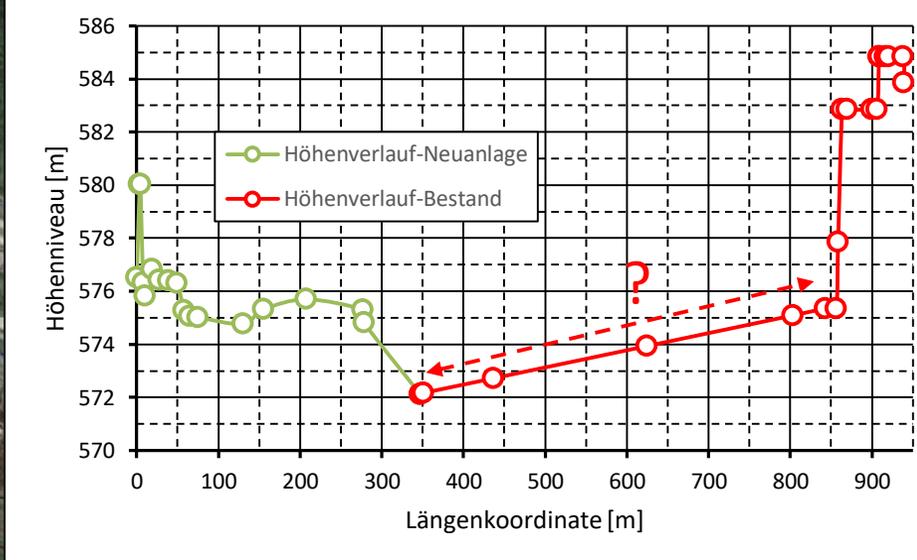
Bohrlochpumpen mit sehr geringem Trägheitsmoment

Leitungsführung teilweise unbekannt

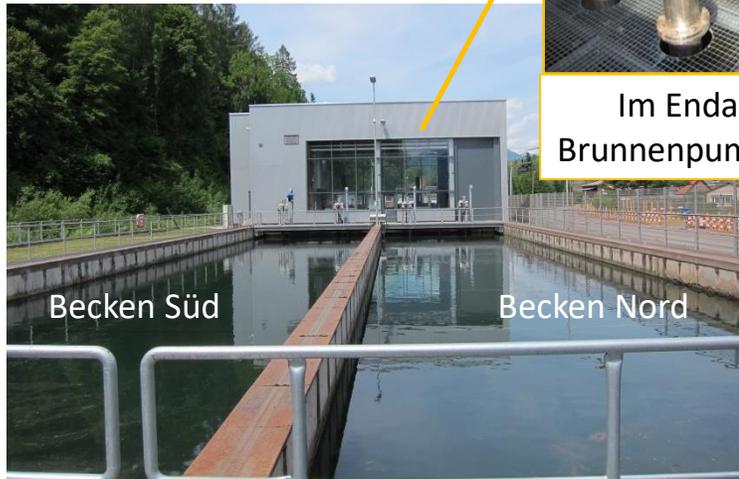
Keine Druckstoßsicherung geplant



Leitungsverlauf der Bestandsleitung nicht bekannt!



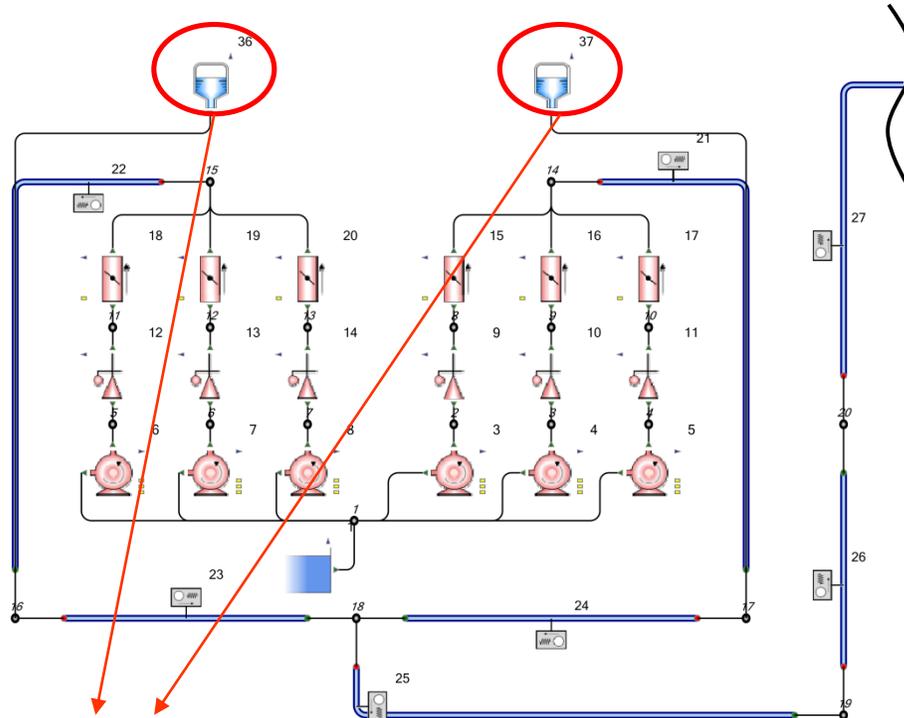
Im Endausbau drei Brunnenpumpen je Becken



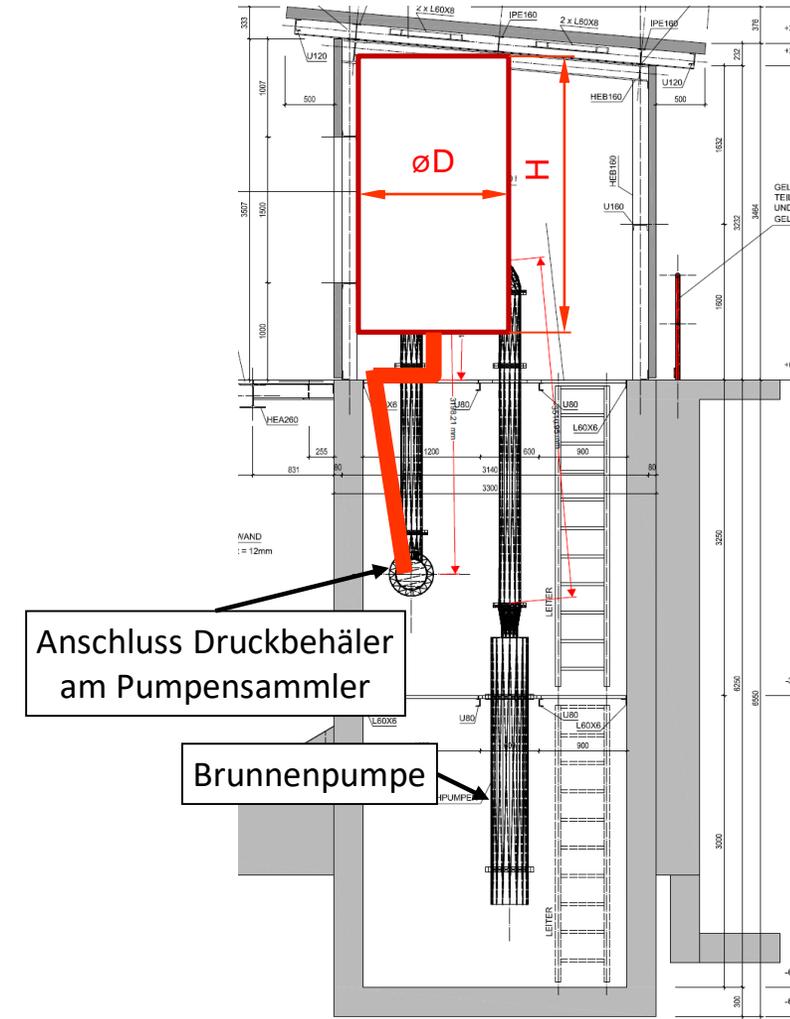
Neue Kühlwasserleitung genau dokumentiert



# Beispiel 6: Druckstoßsicherung im Vollbetrieb notwendig



- Einbau zweier Windkessel in der Anlage jeweils in den Gebäuden / Container der Pumpstationen.
- Sehr begrenzter Platzbedarf

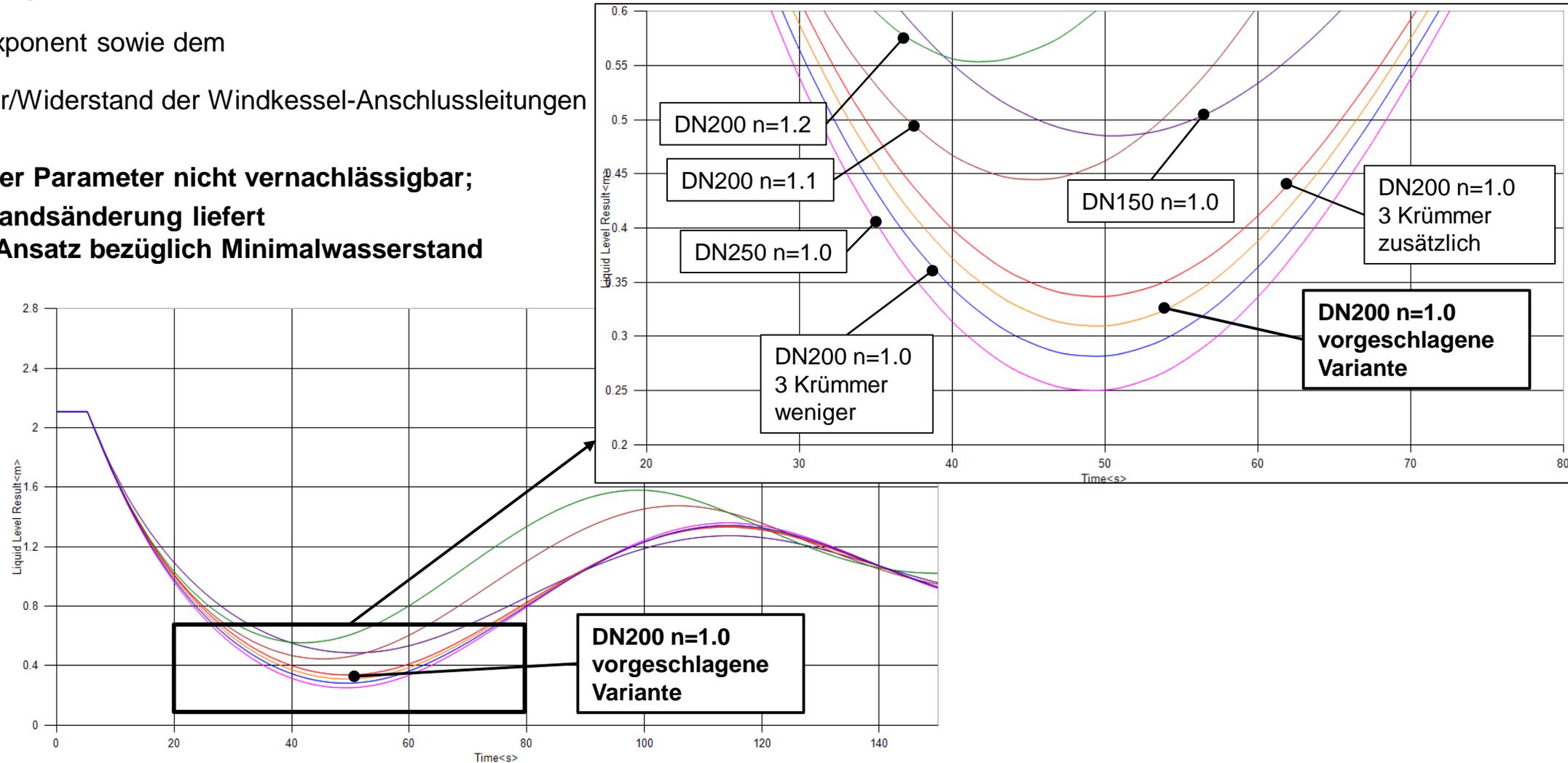


# Beispiel 6: Parameterstudie Windkessel-Anschluss

Darstellung der Ergebnisse für den Wasserstand im Windkessel bei einer Parameterstudie von

- Polytropenexponent sowie dem
- Durchmesser/Widerstand der Windkessel-Anschlussleitungen

→ Einfluss beider Parameter nicht vernachlässigbar;  
Isotherme Zustandsänderung liefert  
konservativen Ansatz bezüglich Minimalwasserstand



# Betrieb ohne Windkessel - Inbetriebnahmemessung

Betrieb der Anlage ohne Windkessel aufgrund Lieferproblemen

Betriebsgrenzen (maximale Kühlwassermenge) im Vorfeld aus Simulation ermittelt

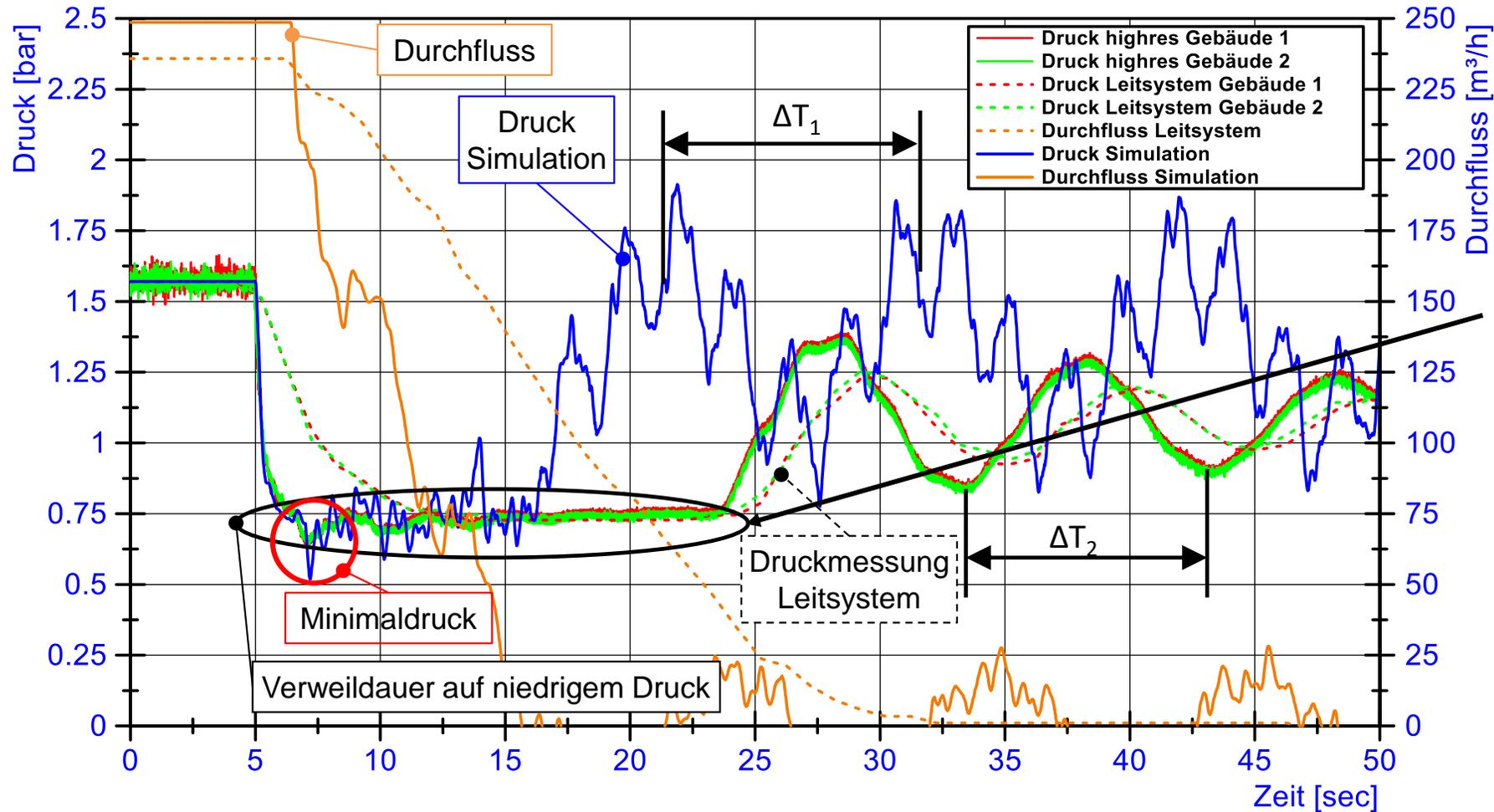
Inbetriebnahme-Messungen zur Überprüfung der für die Simulation notwendigen Annahmen



# Inbetriebnahmemessung – Vergleich mit Simulation

Messung und Simulation zeigen

- gute Übereinstimmung bezügl. Minimaldruck und Periodendauer
- schlechte Übereinstimmung betreffend erstem Druckanstieg



Luft einschuss in der Anlage bei der Messung als Ursache für Verweildauer auf niedrigem Druck bei der Druckmessung

