



Generalsanierung Außerfragant 1

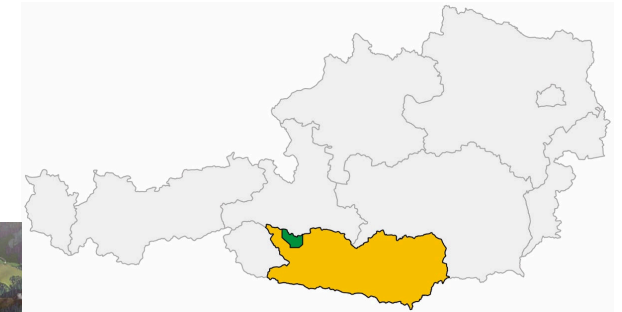
kelag

ALLGEMEINES

Kraftwerksgruppe Fragant

Kraftwerk Außerfragant

KRAFTWERKSGRUPPE FRAGANT



TURBINENLEISTUNG

463 MW

PUMPLEISTUNG

245 MW

JAHRESERZEUGUNG

790 GWh

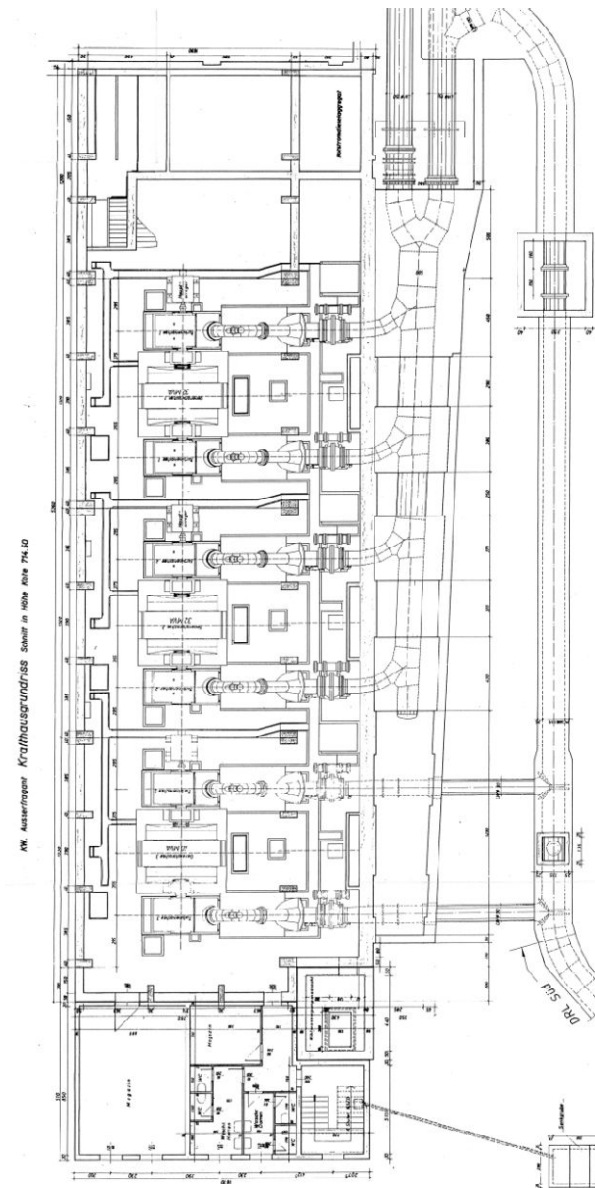
SPEICHER | EINZUGSGEBIET

15 | 186 km²

KW Außerfragant

Historie

- 1915: Erste Kraftwerk am Fragantbach (2 x 150 PS, H = 452 m)
- 1921 Studie „ausbauwürdige Wasserkräfte von Kärnten“
- Ende 1950er Jahre starker Anstieg der Nachfrage nach elektrischer Energie (20%)
- 1961 Beginn der Planungsarbeiten mit vielen Unbekannten
 - Gestaltung und Umsetzungszeitpunkt der Oberstufe
 - Speicherbecken Innerfragant
 - Erschließung Einzugsgebiet südlich der Möll (KW-Wölla)
- 1964 Baubeginn
- 1967 Inbetriebnahme Außerfragant 1
- 1968 Inbetriebnahme Außerfragant 2
- 1978 Inbetriebnahme Außerfragant 3 / Errichtung DRL Nord 2
- 1984 Inbetriebnahme Außerfragant 3 / Zuleitung Süd (Kreuzeckgruppe / KW-Wölla)
- 2012 - 2013 Generalsanierung Außerfragant 2
- 2023 - 2025 Generalsanierung Außerfragant 1



KW Außerfragant

Technische Daten

- Bruttofallhöhe H_B 479,8 bis 487,8 m
- Konsenswassermenge 24,1 m³/s
- Gesamtleistung 100 MW
- Regelarbeitsvermögen 234,7 GWh

Technische Daten des Maschinensatzes Außerfragant 1

- Jahr der Inbetriebnahme 1967
- Nenndrehzahl n_N 500 U/min
- Nennwassermenge Q_N 7,0 m³/s ⇒ **8,25 m³/s**
- Ausbauleistung P_A 31 MW ⇒ **35 MW**
- Generator-Nennscheinleistung 32,0 MVA ⇒ **36,0 MVA**



SANIERUNGS- ERNEUERUNGSMABNAHMEN

Sanierungsumfang

„Evolution“ der Maßnahmen

Vorplanung („Präprojekt“)

Generator	
Neu:	Stator
	Pole inkl. Wicklung
	Spannungsregler
	Wärmetauscher
Sanierung:	Lager, Hilfsbetriebe
Turbine	
Neu:	Laufgrad
	Hosenrohr
Sanierung:	Gehäuse
	Hilfsbetriebe
	Düsen
Kugelschieber	
Neu:	Kugelhahn

Maßnahmen 1

Generator	
Neu:	Stator
	Pole inkl. Wicklung
	Spannungsregler
	Wärmetauscher
Sanierung:	Lager, Hilfsbetriebe
Turbine	
Neu:	Laufgrad
	Hosenrohr
Sanierung:	Düsenzuleitung
	Düsen
	Hilfsbetriebe
Kugelschieber	
Neu:	Kugelhahn

Maßnahmen 2

Generator	
Neu:	Stator
	Pole inkl. Wicklung
	Spannungsregler
	Wärmetauscher
	Welle + Jochring
Sanierung:	Lager, Hilfsbetriebe
Turbine	
Neu:	Laufgrad
	Hosenrohr
	Düsenzuleitung
	Düsen
	Hydr. Turbinenregler
Sanierung:	Hilfsbetriebe
Kugelschieber	
Neu:	Kugelhahn

Maßnahmen 2

Generator	
Neu:	Stator
	Pole inkl. Wicklung
	Spannungsregler
	Wärmetauscher
	Welle + Jochring
Sanierung:	Lager, Hilfsbetriebe
Turbine	
Neu:	Laufgrad
	Hosenrohr
	Düsenzuleitung
	Düsen
	Hydr. Turbinenregler
	Dig. Turbinenregler
Sanierung:	Hilfsbetriebe
Kugelschieber	
Neu:	Kugelhahn

Sanierungsumfang

„Evolution“ der Maßnahmen - Begründung

Änderung der Instandhaltungsstrategie der Kelag

- Im Zeitraum zwischen Planung und Umsetzung kam es zu einem 180° Schwenk in der Instandhaltungsstrategie von „*alles was geht selber machen*“ zu „*Fremdvergabe*“
- Fragestellung hinsichtlich Verfügbarkeit und Wirtschaftlichkeit zwischen Sanieren und Neuanfertigung der Komponenten

➡ Düsenzuleitung neu

➡ Düsen neu

Neue Einkaufsbedingungen (Vertrag)

- Ausschreibung für den Stator ist 6 Monate in unserem Konzerneinkauf überarbeitet worden
- Zeit wurde genutzt, um mit potentiellen Lieferanten Gespräche zu führen – Hinweis von AH bezüglich der torsionskritische Drehzahl (die schon bei der Sanierung Außerfragant 2 aufgefallen ist)

➡ Neue Welle mit Jochring

Düsen Neu

- Änderung auf innengesteuerte Düsen (Effizienz)
- Vorhandener Reglerdruck mit 32 bar nicht ausreichend

➡ Neuer hydraulischer Regler

➡ neuer digitaler Regler

Kugelhahn

Kugelschieber Sanierung vs. Neuer Kugelhahn


- Kelag hat in jüngster Vergangenheit 11 Kugelschieber saniert
- Kosten für eine KS-Sanierung 350 bis 500 T€ (ohne Steuerung)
- Kosten für die Sanierung / Erneuerung der Steuerung (Wassersteuerung) im Schnitt ca. 40 - 50 T€
- Erfolgreiche Beispiele und Erfahrungen über den Einbau von Kugelhähne in vergleichbaren Anlagen
- Preisanfragen für entsprechende Kugelhähne haben gezeigt, dass neue KH günstiger sind als die Sanierung der Kugelschieber
- Entfall der aufwändigen Steuerung (Wassersteuerung)



Kugelhahn

Abwicklung

- Ausschreibung wurde an 4 potentielle Anbieter verschickt
- 3 Angebote wurden abgegeben
- Vergabe nach „Billigstbieterprinzip“ (detaillierte technische Spezifikation)

- Im Zuge der Projektumsetzung (kurz vor Abnahme des Drehkörpers) Konkurs des Auftragnehmers
- Kein direkter finanzieller Schaden da bis dato nur die Anzahlung getätigt wurde und diese durch eine Bankgarantie gesichert war
- Für eine neuerliche Ausschreibung / Vergabeprozess fehlte die Zeit → Vergabe an den Zweitbieter
 - interne Vergabebestimmungen
 - Die Gültigkeit des Angebotes war schon abgelaufen → neu zu verhandeln (Preissprünge) 

- Vergabe an TB HYDRO

Kugelhahn

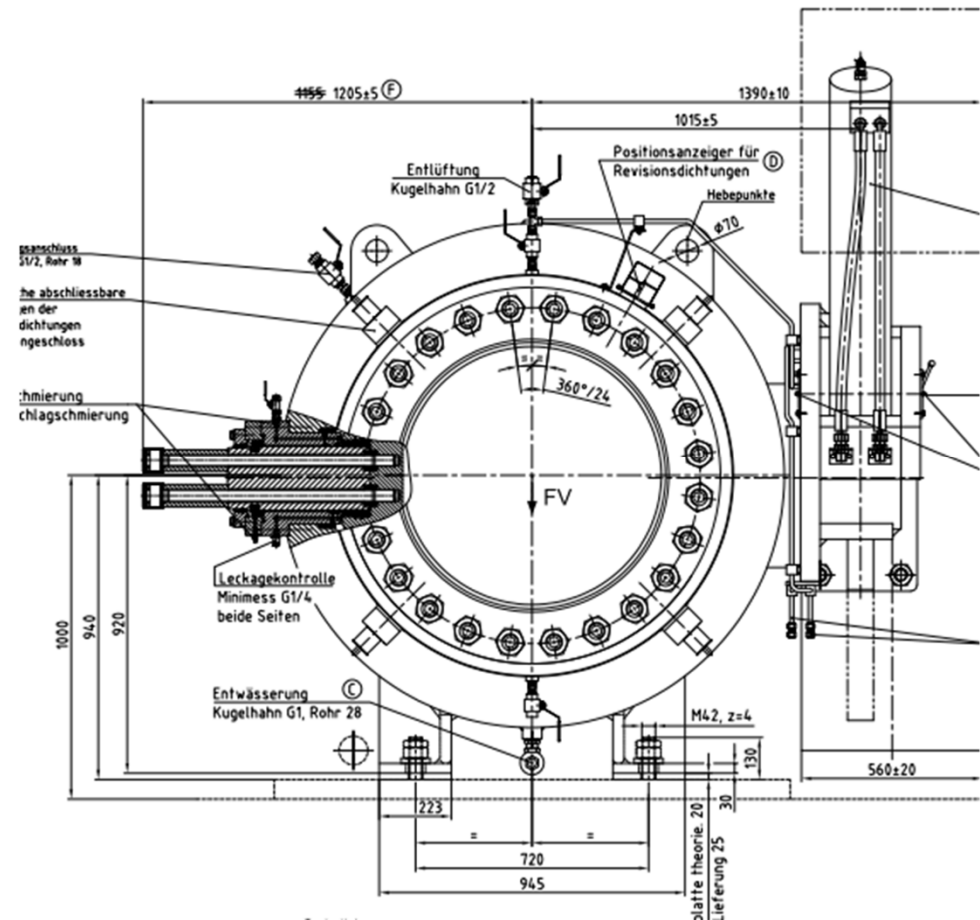
Konstruktion

Technische Daten:

- Nenndurchmesser DN 800 mm
- Konstruktionsdruck p_K 56 bar
- Nenndurchfluss QN 3,5 m³/s
- Notschlusswassermenge 7,0 m³/s

Konstruktive Besonderheiten

- Drehkörper aus rostbeständigem Stahl 1.4313
- Weichdichtende Hauptdichtung
- Metallisch dichtende Revisionsdichtung (Schiebering)
- Fettschmierbare Lagerstellen (Deva Buchsen)
- Alle Dichtflächen sind rostfrei gepanzert



Kugelhahn

Conclusio

Von Beginn an bestand die Fragestellung

- „Wegwerfprodukt“ billig, unter Umständen bestellt man einen Ersatz-KH gleich mit
 - „langfristige Konstruktion“
 - Wirtschaftliche Betrachtung hat kein eindeutiges Ergebnis erbracht
 - Entscheidung ist auf die „langfristige Konstruktion“ gefallen
-
- Leichte Leckage an der Betriebsdichtung – mangelnde Vorspannung (beim Schließen in Totwasser legt sich die Dichtung mit zu geringer Pressung an – wird die Zange entlastet → Durchbiegung des Drehkörpers – ist dieser absolut dicht)



Generator

Motivation

- Der „Treiber“ für die Sanierung des Maschinensatzes war der Stator / die Statorwicklung
- Sowohl die Messung des Wicklungswiderstandes als auch die periodisch durchgeführten TE Messungen zeigten eine stetige Verschlechterung der Isolationswerte der Statorwicklung
- ➔ Erneuerung des Stators
 - Gehäuse
 - Blechpaket
 - Wicklung



Generator

Abwicklung

Ausschreibung an drei mögliche Anbieter verschickt

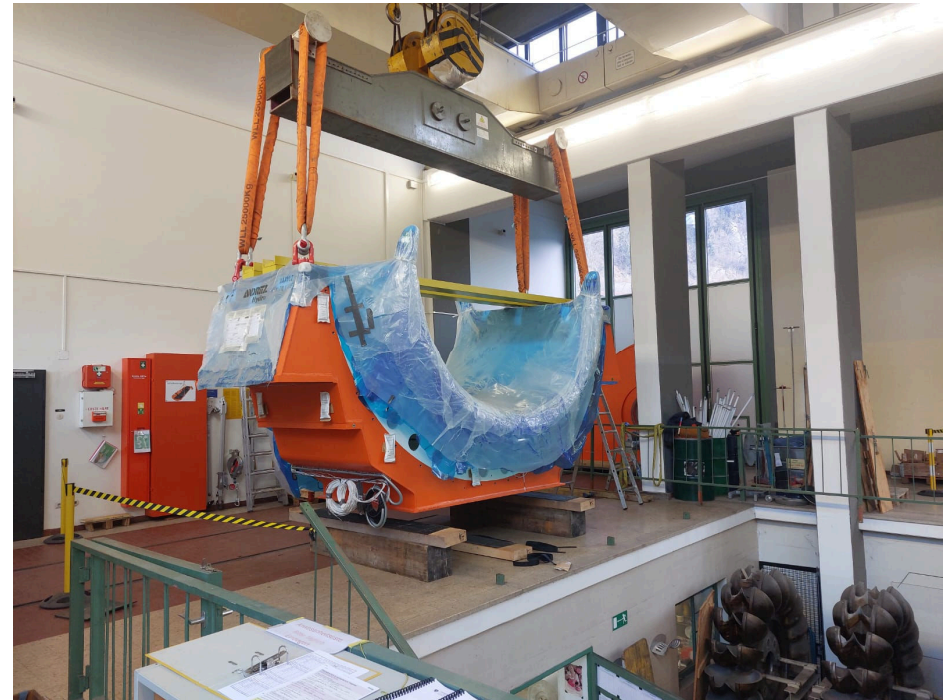
- Stator (Gehäuse, Blechpaket, Wicklung)
- Polkörper
- *Prüfung / Bearbeitung der Rotorwelle*
- Polwicklung
- Erneuerung der Erregung
- Kohlestaubabsaugung

- Erneuerung der Luft/Wasserwärmetauscher inkl. Verrohrung

- Sanierung der Erregermaschine

Zusatzbestellung

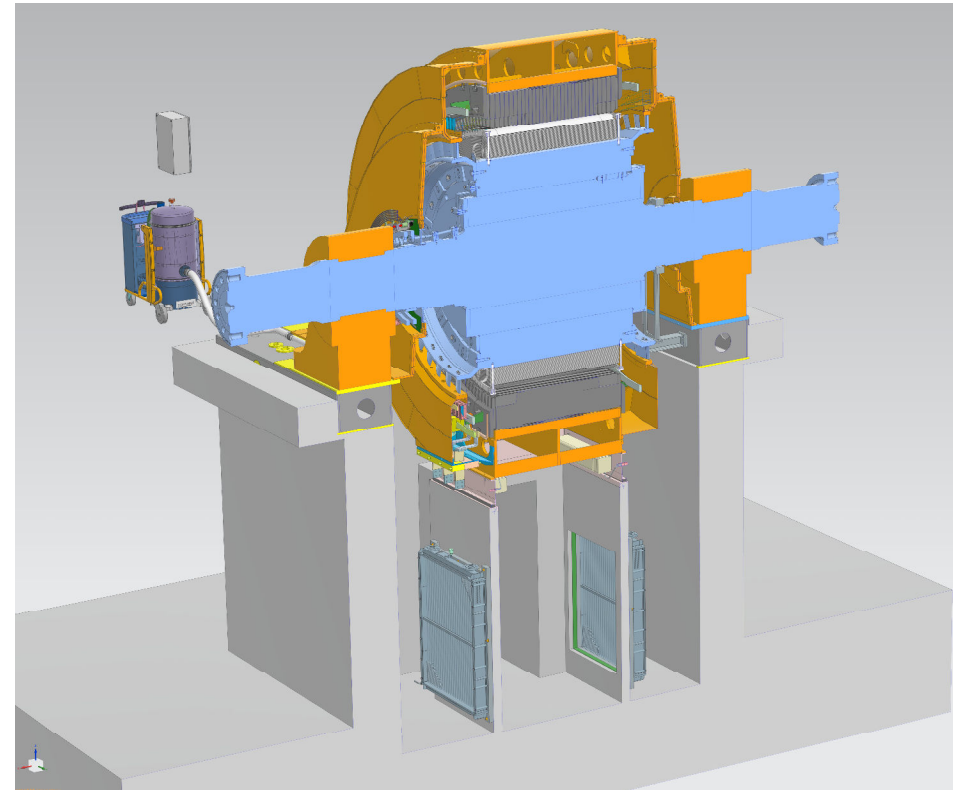
- Neuer Rotor, Welle + Jochring



Generator

Conclusio

- Bestätigte / gemessene Effizienzsteigerung um +0,35 % (100% Betriebspunkt)
- Erhöhung der Nennscheinleistung von 32 auf 36 MVA
- Keine wesentlichen Probleme bei Abnahmen und Qualität
- Immer wiederkehrende Fragestellung: Kleinteile sanieren und beibehalten oder erneuern
 - Beispiel: Luftführungsschilde
Adaption, Konservierung
Themenstellung: Bleifarbe → wesentlich längere Durchlaufzeit als geplant



Turbine

Motivation / Ziel

- Eine Sanierung der Zwillingspeltonturbine war nicht zwingend erforderlich → da aber am Stator (Treiber) Maßnahmen erforderlich waren und diese naturgemäß zum Stillstand des Maschinensatzes führen, wurde aus Synergiegründen auch die Sanierung der Turbinen beschlossen
- Ziel bzw. (wirtschaftliche) Voraussetzung für die Sanierung der Turbinen war eine deutliche Steigerung der Effizienz
- Unter Effizienz wurde in diesem Fall verstanden
 - Erhöhung der Ausbauleistung
 - Steigerung des Wirkungsgrades



Turbine

Technischen Daten (Neu)

Bruttofallhöhe	HB	479,8 bis 487,8		m
Nennfallhöhe	HN	470	480	m
Ausbauleistung	PA	31,2	35,6	MW
Nenndrehzahl	n_N	500		rpm
Düsenzahl	z	2 x 2		
Laufräder	i	2		
Ausbauwassermenge	QA	7,0	8,25	m ³ /s
Mundstückdurchmesser	D0	197	204	mm
Strahlkreisdurchmesser	D1	1.690	1.790	mm

Turbine

Abwicklung

- Ausschreibung erfolgte zu einem wesentlich späteren Zeitpunkt als die Statorausschreibung
- Es wurde ein Paket ausgeschrieben
 - Neue Laufräder
 - Neue Zange aus 1.4313
 - Neue Düsenzuleitung aus 1.4313
 - Innengesteuerte Düsen
- Angeschriebene Firmen 3 – erhaltene Angebote 2
- Vergabe nach Bestbieterprinzip
 - 50 Pkt. Angebotspreis
 - 30 Pkt. Wirkungsgrad
 - 20 Pkt. Qualität / Referenzen
- Vergabe an Andritz Hydro
- Geplante Durchlaufzeit bis Beginn Probebetrieb 58 Wochen
- Tatsächliche Durchlaufzeit $58 + 4 = 62$ Wochen

Turbine

Konstruktion Zange / Zuleitung

Erfahrung Sanierung Außerfragant 2:

- massive Korrosion (bis 5 mm Lochtiefe) im Bereich der Zange
- Korrosion war vor der Sanierung nicht erkennbar da visuell intakter Korrosionsschutz vorgefunden wurde
- Korrosion passiert unter (scheinbar) intakten bzw. vorhandenen Korrosionsschutz → bakterielle Korrosion
- Statischer und Ermüdungsnachweis ist erbracht worden

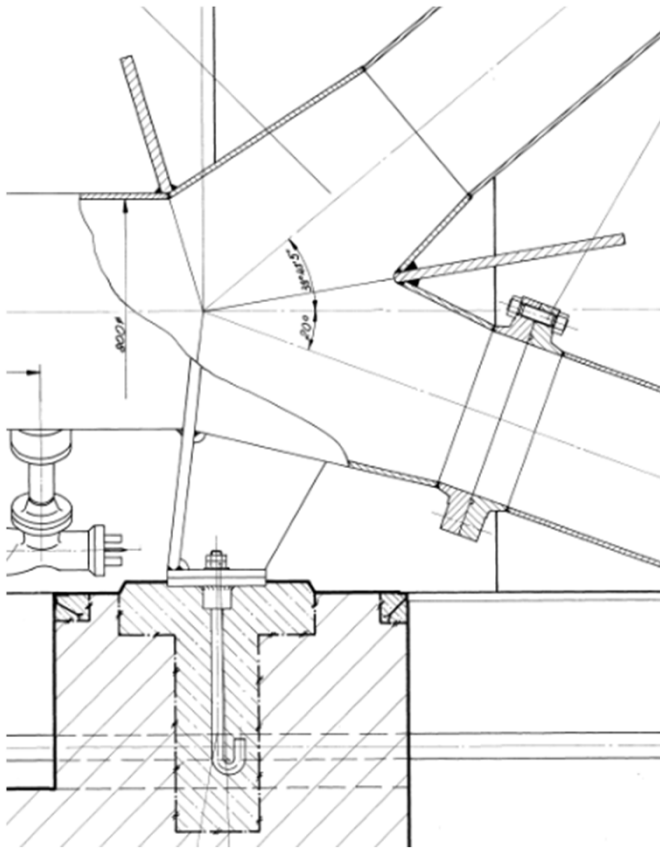
Folgerung für AF1:

- Sanierung erfolgt 12 Jahre später als AF2 → Korrosion weiter fortgeschritten → Nachweisführung kritisch
- Neue Zange aus 1.4313 um auch das Korrosionsschutzthema zu eliminieren
- Zustand der Zuleitungen sollte vergleichbar (schlecht) sein, Konservierung ist aufgrund des kleinen Innendurchmessers schwierig
- Neue Zuleitung aus 1.4313

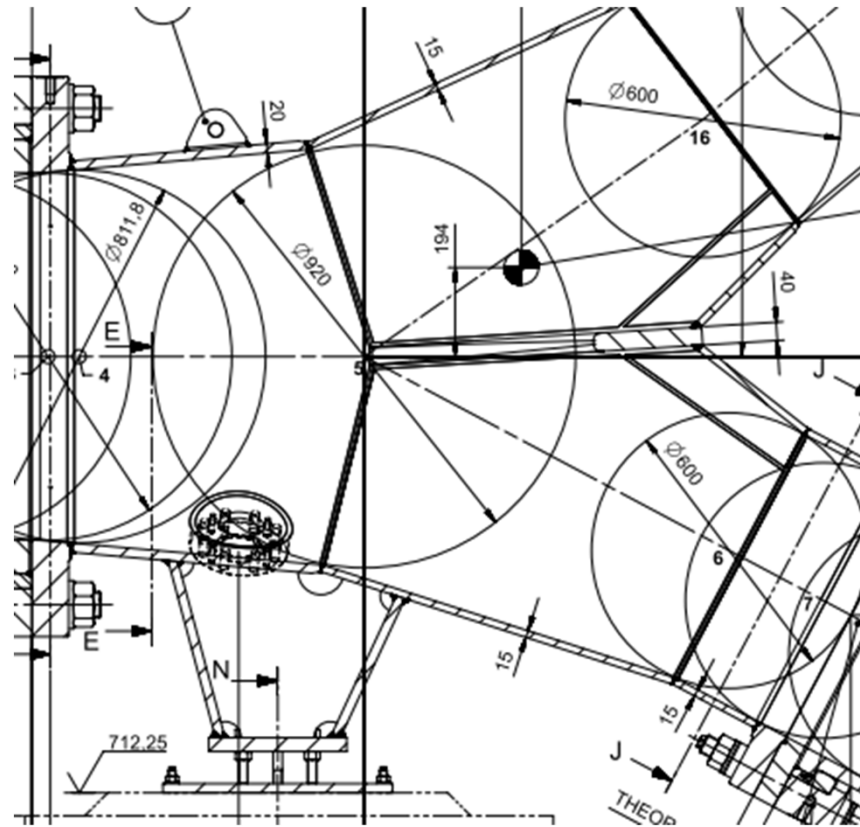


Turbine

Konstruktion Zange / Zuleitung



Ursprüngliche Ausführung der Zange



Umgesetzte Hydraulisch optimierte Zange

Turbine

Düse / Laufrad

Düse

- Innengesteuerte Düse → ca. 0,2 % Wirkungsgradsteigerung
- Torpedokörper und alle wasserbenetzten Bauteile aus rostbeständigem Werkstoff
- Vergrößerung des Mundstückdurchmessers um 7 mm auf 204 mm (Erhöhung der Ausbauwassermenge von 7 auf 8,25 m³/s)

Laufrad

- Vergrößerung / Optimierung des Strahlkreisdurchmessers um 100 mm auf 1.790 mm (unterschied in der Konstruktionsfallhöhe)
- „Fully Forged“ Laufrad
- Dynamisch gewuchtet (Wuchtgüte < G2,5)
- Neueste (effizienteste) Laufradhydraulik (Alpha-Becher)

Umbau Strahlableiter

- Einschwenken mit Federkraft (da keine Wassersteuerung)



Turbine

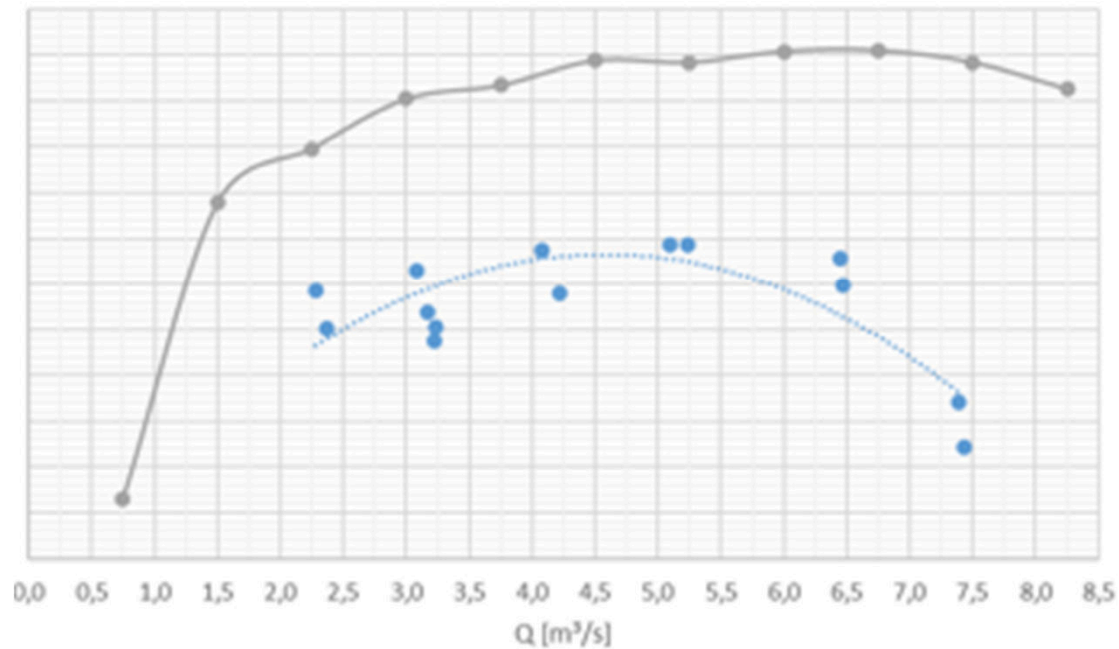
Effizienzsteigerung

Garantierter Spitzenwirkungsgrad **+2,2%** (89,3% → 91,57%)

Gewichteter Wirkungsgrad **+2,9%**

Wirkungsgrad bei QA **+3,9%** (QA neu ist um 1,25 m³/s größer)

KW Af1 - Turbinenwirkungsgrad



Turbine

Conclusio

- Themenstellung Sanierung vs. Neue Bauteile bzw. neue Turbine
- Aufwand für Komponenten (Kleinteile), die nicht bei Andritz bestellt waren, war hoch → Problem einen Auftragnehmer zu finden
- Konservierung des Turbinengehäuses: Vervierfachung der Kosten für die Konservierung gegenüber AF 2 (gleicher Schichtaufbau mit gleichen Materialien)
- Qualität und Abnahmen sehr zufriedenstellend
- Garantierte Wirkungsgrade und Ausbauleistung erbracht

TORSIONSKRITISCHE DREHZAHL

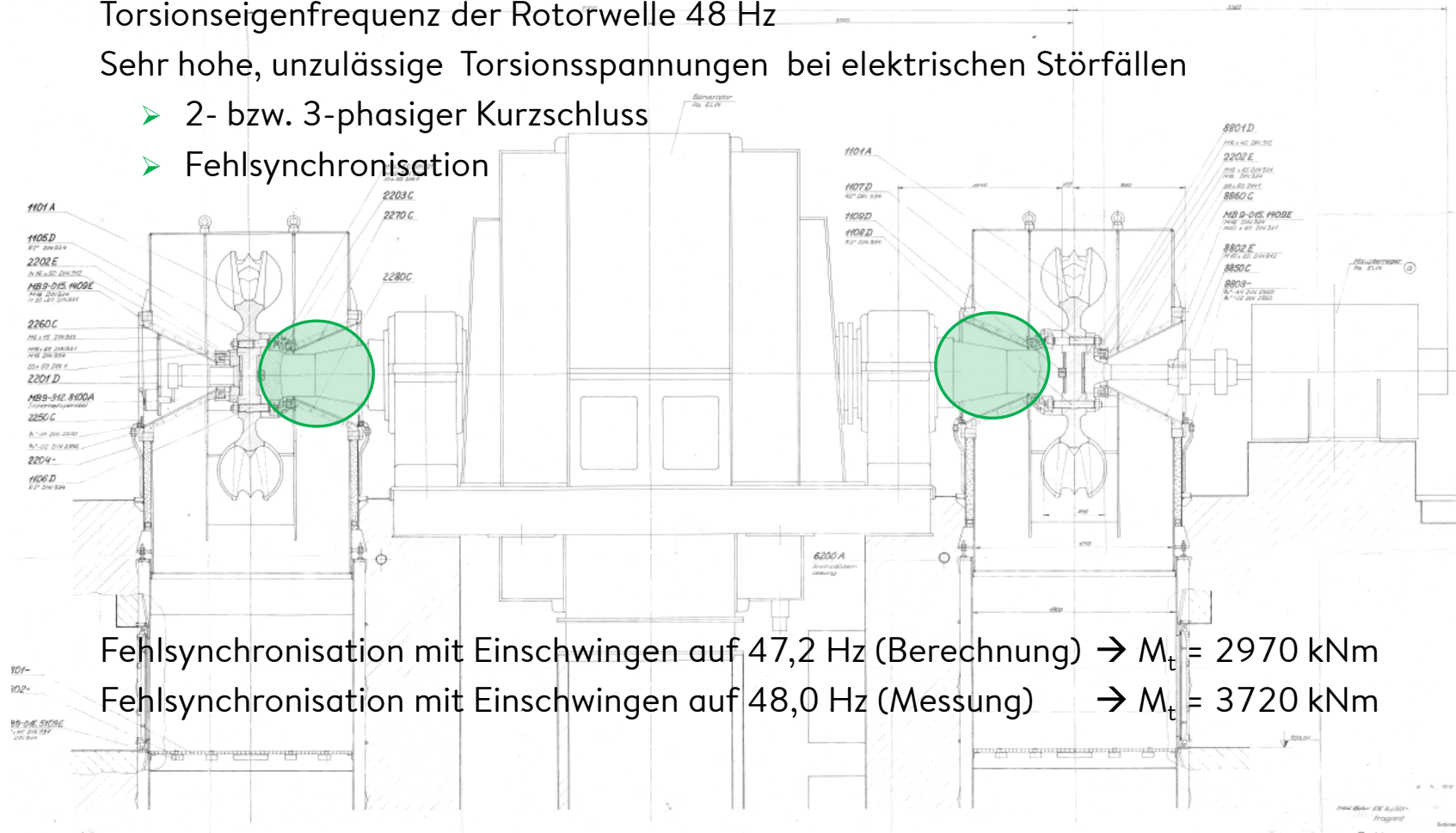
VIEL LÄRM UM (VIELLEICHT) NICHTS

Problemstellung

Torsionseigenfrequenz der Rotorwelle 48 Hz

Sehr hohe, unzulässige Torsionsspannungen bei elektrischen Störfällen

- 2- bzw. 3-phasiger Kurzschluss
- Fehlsynchronisation

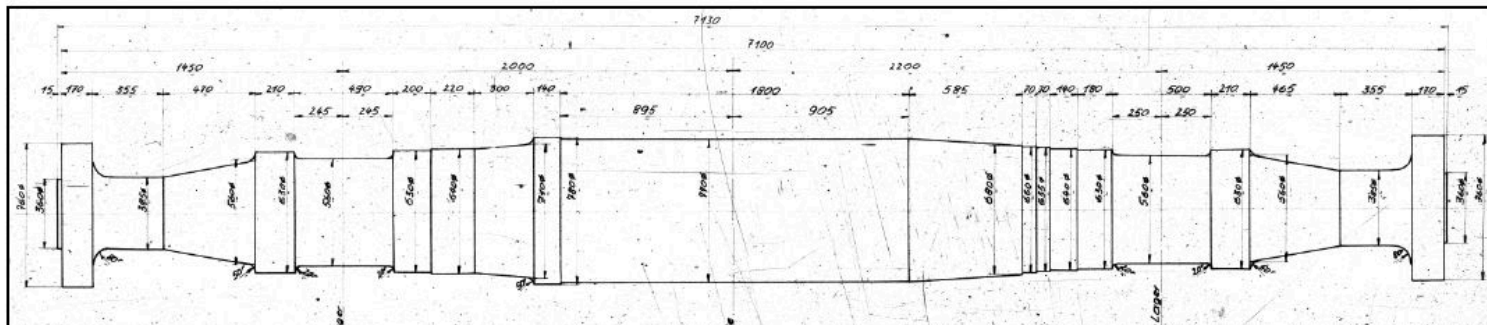


Fehlsynchronisation mit Einschwingen auf 47,2 Hz (Berechnung) → $M_t = 2970 \text{ kNm}$

Fehlsynchronisation mit Einschwingen auf 48,0 Hz (Messung) → $M_t = 3720 \text{ kNm}$

Turbinen- Generatorwelle

- Zeichnung / Konstruktion 1965 → Werkstoffkennwerte nach SEW 550
- CK 35 (Durchmesserbereich 250 – 500 mm)
- Rm 490 – 640 MPa
- Rp_{0,2} 275 Mpa
- A_{5,min} 21 / 18 / 14 % (L / T / Q)



Die Welle ist nach den angegebenen Maßen vorgeschruppt zu liefern!

Werkstoff: Ck 35 gut durchgeschmiedelt!

Gewicht der vorgeschruppten Welle: ~ 18,3 t

Die FreimäBtoleranzen (zulässige Abweichungen) nach Ö-Norm M 1365 Punkt 1, 3 (grob 1) sind einzuhalten.

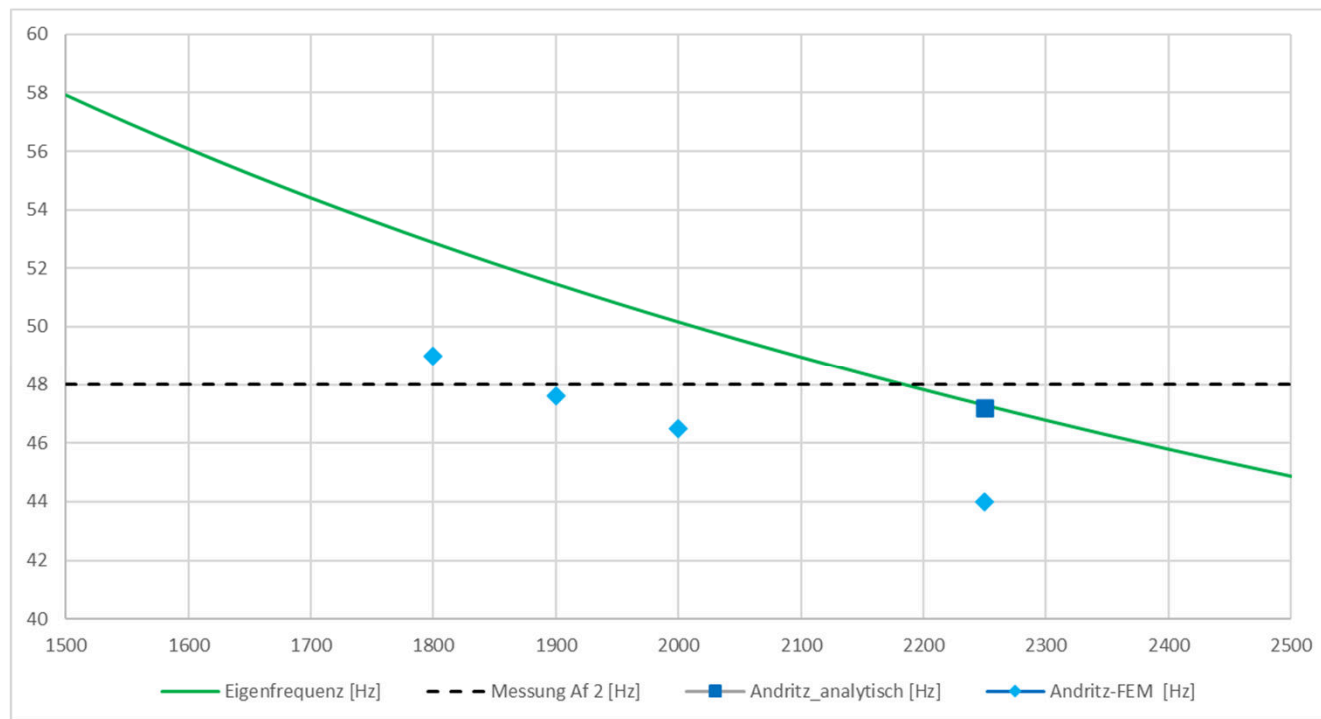
1	Welle	1	CK 35 DIN 17200	18300		
Stückzahl	Benennung	Zchg Nr Lager Nr Modell Nr.	Werkstoff	Rohmaße	Wertel Bed kg/Stück	Anm
1965	Gez	Gez	Norm	Ges	Oberfläche	
Tag	5.4	27.1			FreimäBtol	
Name	Fabschitz					
MäBstab	Benennung	Sv 285/12-195				
110	Welle B.Z.					
Ähnl Zchg	Ers. für	Ers. durch				
				Stückz. Ikd.	einm.	
				ELIN	Fabrik Weiz	
				5-346758		

Torsionseigenfrequenz

$$\text{Torsionseigenfrequenz} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{\text{Torsionssteifigkeit}}{\text{Trägheit}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_\varphi}{I_m}} \text{ mit } c_\varphi = \frac{1}{\sum \frac{l}{G \cdot I_t}}$$

Das Massenträgheitsmoment des Laufrades hat einen großen Einfluss auf die Torsionseigenfrequenz

→ Vorsicht bei Laufradtausch!



Torsionseigenfrequenz

- Überschlüssig ist die Torsionseigenfrequenz rasch ermittelbar → verwundert, dass es diesbezüglich eine Themenstellung gibt
- Die „große Unsicherheit“ ist das Massenträgheitsmoment des Laufrades
- Der üblich vorgeschriebene Abstand der kritischen Eigenfrequenzen von den anregenden Frequenzen beträgt 10% → 5 Hz
- Im Fall von Außerfragant erfüllt man diese Forderung wenn das Laufradträgheitsmoment
 - > 2130 kgm²
 - < 1450 kgm²

Schubmodul G		81000						
Länge	Durchmesser	IP	ct	1/ct	ct_red	ct_red [N/m]		
170	860	5,3702E+10	2,5588E+13	3,90814E-14	1,98587E+11	198586504,7		
355	375	1941444435	4,4298E+11	2,25745E-12				
465	467,5	4689498003	8,1688E+11	1,22417E-12				
210	630	1,5465E+10	5,9652E+12	1,67638E-13				
500	560	9654993870	1,5641E+12	6,39342E-13				
180	630	1,5465E+10	6,9594E+12	1,4369E-13				
140	640	1,6471E+10	9,5296E+12	1,04936E-13				
70	655	1,807E+10	2,091E+13	4,78242E-14				
70	660	1,8628E+10	2,1556E+13	4,63914E-14				
585	670	1,9783E+10	2,7392E+12	3,65066E-13				
				5,03559E-12				

Im LR [kgm ²]	Eigenfrequenz [Hz]
1825	52,5
1850	52,1
1875	51,8
1900	51,5
1925	51,1
1950	50,8
1975	50,5
2000	50,2
2025	49,8
2050	49,5
2075	49,2
2100	48,9
2125	48,7
2150	48,4
2175	48,1
2200	47,8
2225	47,5
2250	47,3
2275	47,0
2300	46,8
2325	46,5
2350	46,3
2375	46,0

Berechnete Torsionsspannung

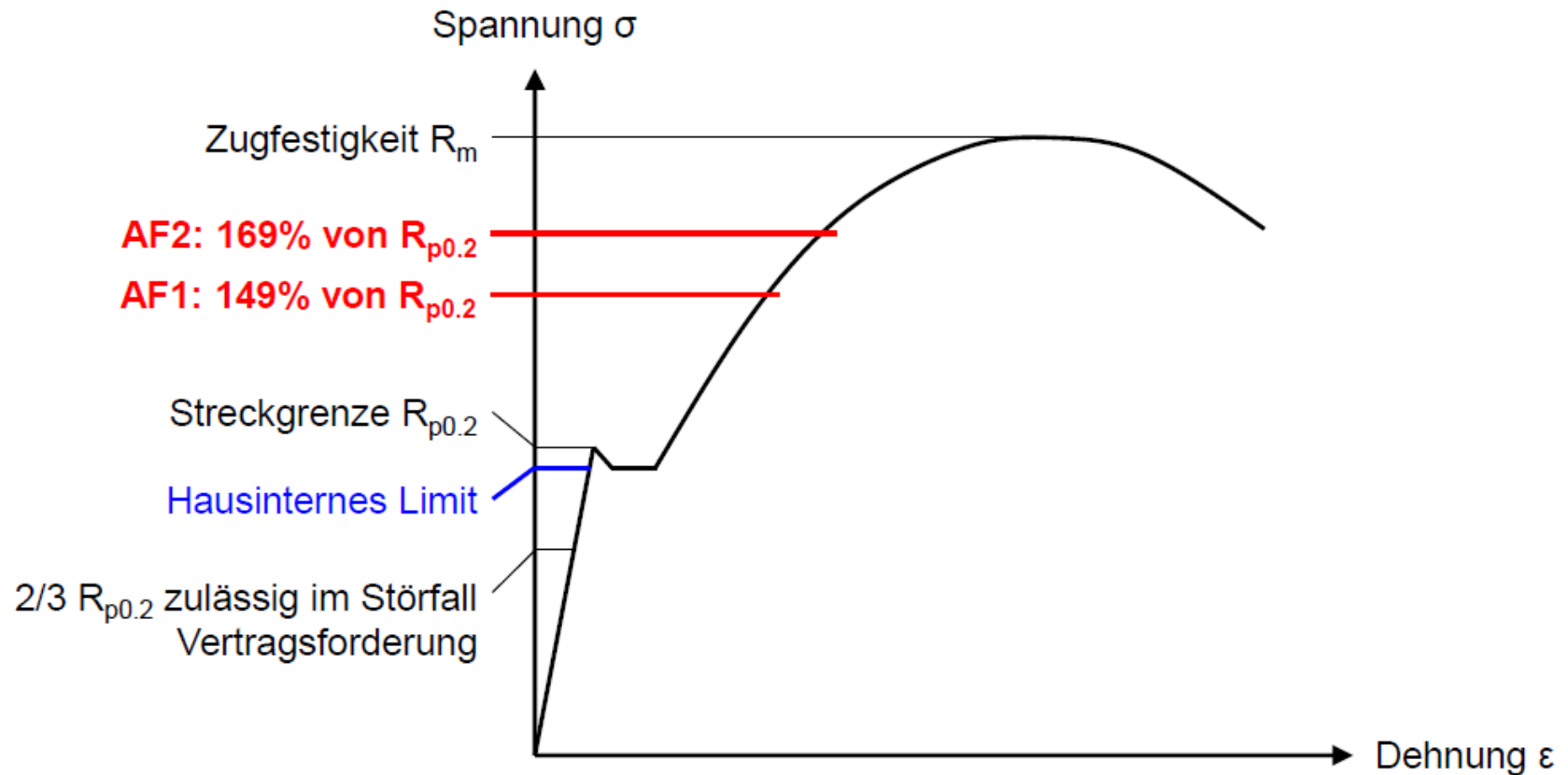
- Fehlsynchronisation mit Einschwingen auf 47,2 Hz → $M_t = 2970 \text{ kNm}$ → $T_T = 287 \text{ Mpa}$
- Fehlsynchronisation mit Einschwingen auf 48,0 Hz → $M_t = 3720 \text{ kNm}$ → $T_T = 360 \text{ Mpa}$
- 0,8 Hz näher an die anregende Frequenz ergibt um 25 % höhere Torsionsspannungen
- Laut Vorgaben (Hersteller) zulässige Torsionsspannung 140 MPa

- Statische Nachweise mit Nennspannungen und örtlichen Spannungen nach Regelwerken (z.B. FKM-RL 2020) ergeben Auslastungsgrade > 1 (selbst wenn keine Sicherheiten angesetzt werden)
- Ein Nachweis mit konventionellen Methoden kann somit nicht klären, ob der Werkstoff ohne katastrophales Versagen standhalten kann

- FEM Berechnung unter Berücksichtigung des Plastifizierungsverhalten des Werkstoffes soll klären, ob der Lastfall Fehlsynchronisation zum katastrophalen Versagen führen muss.

Berechnete Torsionsspannung

Spannungs-Dehnungsdiagramm Wellenwerkstoff



Dehnungen / plastifizierter Wellenbereich

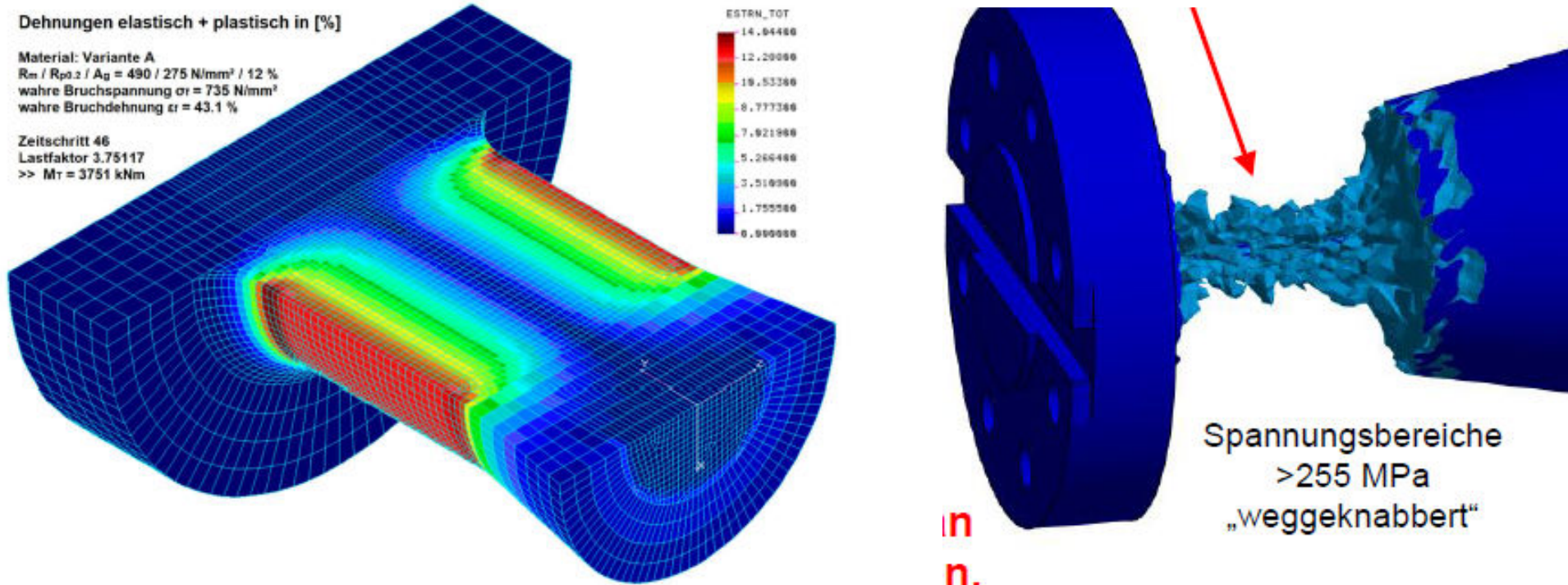


Bild 7: Dehnungsverteilung über den Wellenquerschnitt, Material Variante A
 Zeitschritt nahe 48 Hz Eigenfrequenz ($\cong M_T = 3720 \text{ kNm}$)

Beurteilung der Situation

Nach Vorschrift

- Nach den gängigen österreichischen Vorschriften im wasserkraftanlagenbau sind die auftretenden Spannungen und Dehnungen, auch im sogenannten Katastrophenlastfall, unzulässig
- Gemäß RWhM 2019 sind im Katastrophenlastfall örtliche Spannungen bis nahe an die Streckgrenze zulässig

Nach Berechnung Statisch

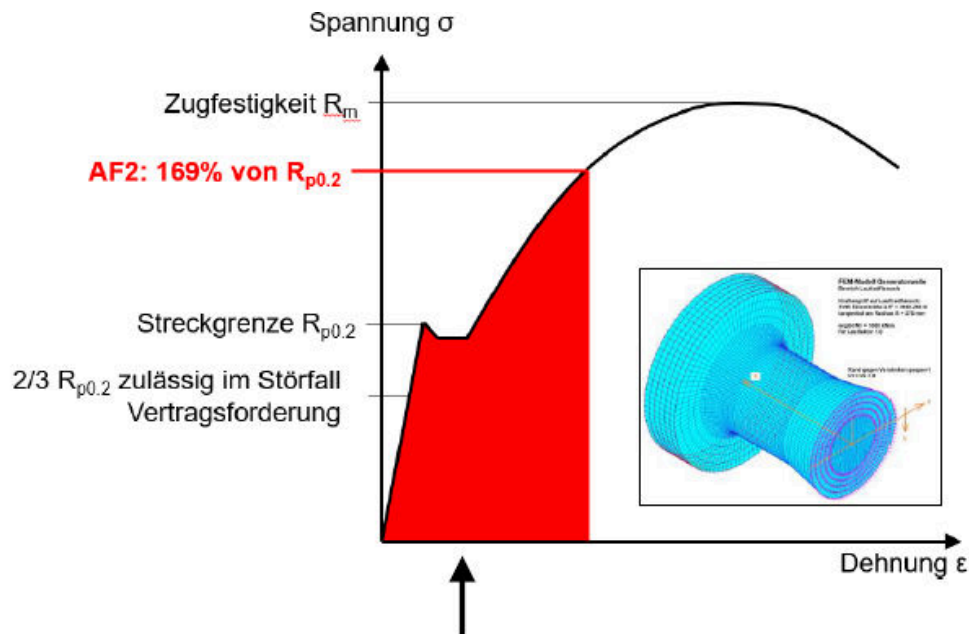
- Ein zwangsweises Versagen der Welle ist nicht zu prognostizieren
- Bei einmaliger Belastung ist lt. FKM-RL-2020 die ertragbare Dehnung für diesen Werkstoff 18,1 % (Ermittlung der plastischen Formzahl im Kap. 3)
- Mit zunehmenden Dehngeschwindigkeiten $d\varepsilon/dt$ im elastischen Bereich wird die Fließgrenze später, also bei höheren Werten erreicht
- Für den Plastifizierungsvorgang wirken sich höher Dehngeschwindigkeiten verzögernd aus; bei ausreichender Werkstoffzähigkeit (Kerbschlagbiegeversuch) sollten auch die auftretenden Dehngeschwindigkeiten ertragbar sein

Beurteilung der Situation

Nach Berechnung Ermüdung

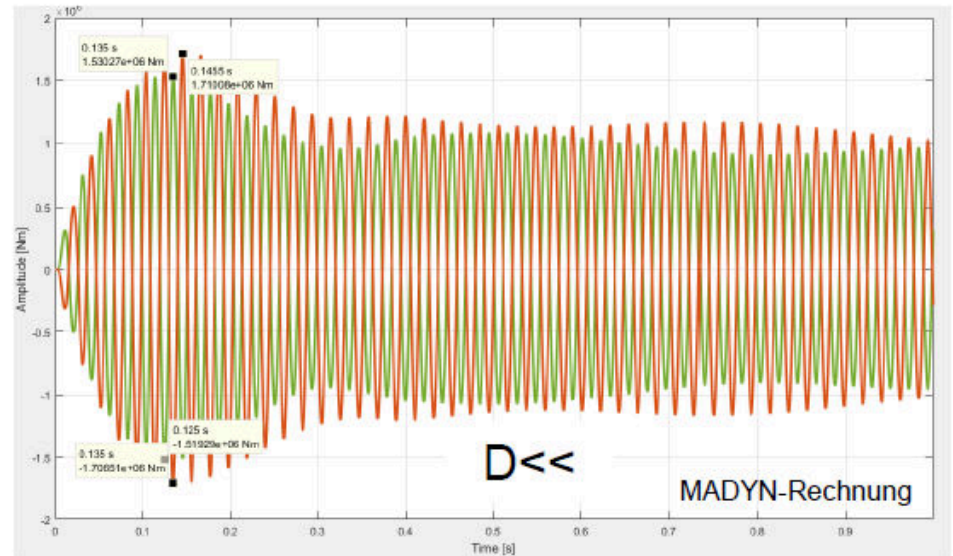
- Wellenmoment oszillierte um Nullpunkt → reine Schwingbeanspruchung
- Nach 0,25 s wird das maximale Torsionsmoment (2790 kNm) erreicht → nach 1 s ist noch immer $MT = 2390$ kNm wirksam
- Dauer des Schwingvorganges ist ungewiss; es ist anzunehmen, dass zumindest 1500 Lastzyklen (= 30s) wirken
- LCF Bereich → nicht durch Wöhlerlinie abgedeckt → abgeleitete Ermüdungskurve aus Literatur für ähnliche Werkstoffe
- Einige Lastzyklen wären demnach ertragbar (20 – 100)

Ergebnis der FEM- Betrachtung



Statischer Festigkeitsnachweis mittels FEM-
 Berechnung unter Berücksichtigung des
Plastifizierungsverhaltens des
 Wellenwerkstoffes → **Nachweis erfüllt.**

AF1: Drehmomentenverlauf im 2-poligen Kurzschluss



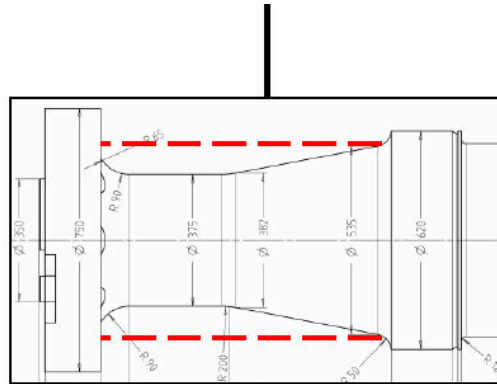
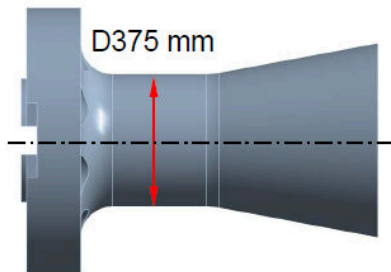
Etliche (wie viele?, Dämpfung?) Zyklen (da
 wechselnde Belastung mit 50 Hz)
„Ermüdungsnachweis“ nicht erfüllbar

Diskussion

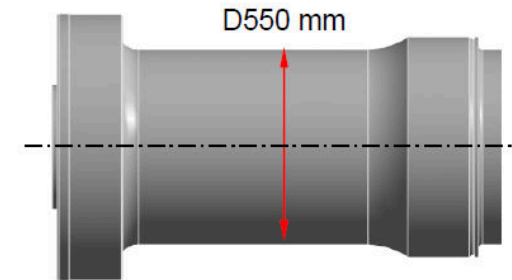
- Werkstoffgesetzmäßigkeiten gelten für quasistatische Kraft- Zeitverläufe (Zugversuch)
- Nach EN 6892-1 ist die Dehngeschwindigkeit im plastischen Bereich bei Zugversuch mit $d\epsilon/dt = 0,008 \text{ (m/m)/s}$ d.h. 0.8 \%/s
- Um 12% Dehnung (siehe Berechnung) zu erreichen sind folglich 15 Sekunden erforderlich
- In unserem Fall oszilliert die Kraft mit 50 Hz ($T = 0,02\text{s}$) → Höchstkraft nach $T = 0,02/4 = 0,005 \text{ s}$ → Gesamtdehnung 12 % → $0,12 / 0,005 = 24 \text{ (m/m)/s}$
- **Anwendung von Werkstoffkennwerten aus dem Zugversuch problematisch / plastische Verformung braucht Zeit! --> KEIN PROBLEM?**
- **Einfluss auf die Sprödbruchneigung**
- Temperatur → kein Problem
- Mehrachsigkeit → ist gering, maximale Dehnung findet an unbelasteter Werkstückoberfläche mit geringer Kerbwirkung statt
- Fließbehinderung infolge hoher Dehngeschwindigkeiten → relevant Kerbschlagarbeit → grobe Abschätzung der Dehngeschwindigkeit im Kerbgrund einer Kerbschlagbiegeprobe ergibt 1000 – 5000 (m/m)/s → geringe Gefahr wenn der Wellenwerkstoff der Norm entspricht und keine bruchmechanisch wirksamen Fehler vorliegen

Lösung neue Welle

Original



Neue Welle



	Original	Neu
Torsionsfrequenzen Internes Wellendynamikprogramm	46.7 / 48.4 Hz 1900 kgm ² je Laufrad Flanschsteifigkeit adaptiert, um bestmögliche Übereinstimmung mit FE- Frequenzen zu bekommen.	60.6 / 63.3 Hz 2250 kgm ² je Laufrad angenommen Neue Laufräder sollten geringere Trägheit als 2250 kgm ² haben.
Störfallsmoment	3160 kNm bei AF2	1170 kNm (37% von Original) bei AF1
Torsionsnennspannung	305 MPa (140 MPa intern zulässig)	36 MPa (12% von Original) (140 MPa intern zulässig)

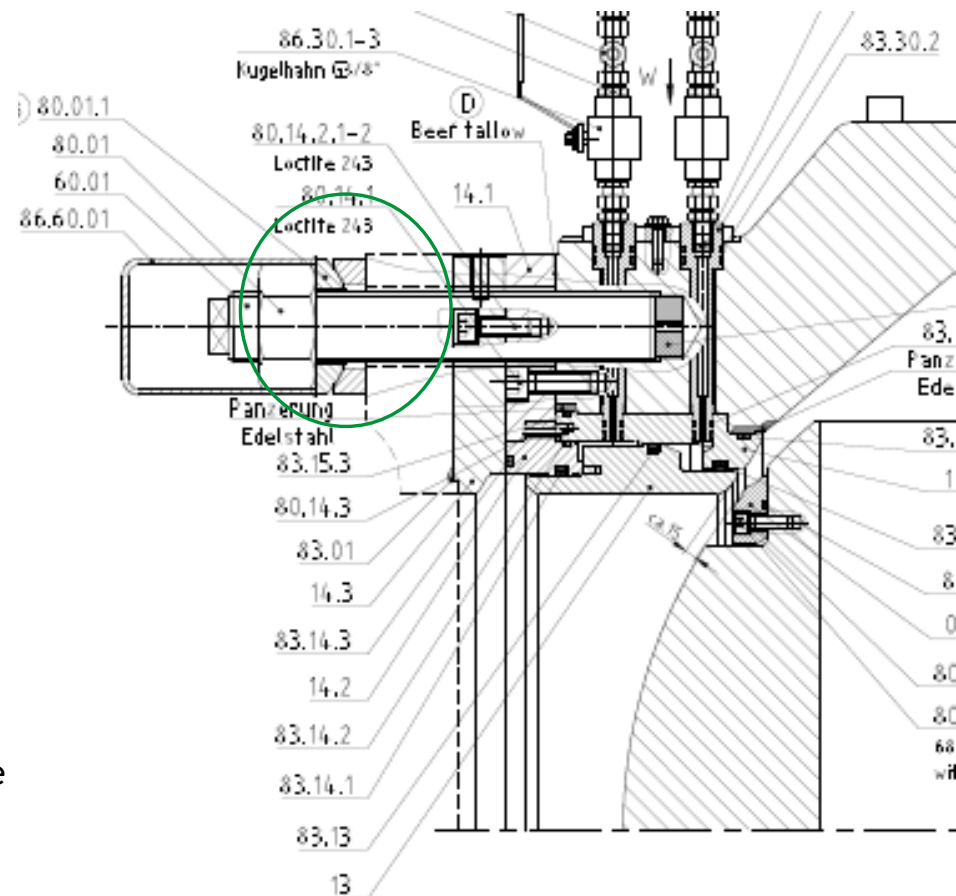
KLEINER BAUTEIL GROÙE WIRKUNG

Kegelpfannen

- Nach dem erstmaligen Füllen der Druckrohrleitung → erstmalige Belastung der Flanschverschraubung – wurde am folgenden Tag ein Teil (Hälfte) einer Kegelpfanne ca. 6 m vom Einbauort aufgefunden
- Die andere Hälfte lag direkt unter dem Kugelhahn
- Die betroffene Verschraubung ist der Anschlussflansch der Verteilrohrleitung zum Kugelhahn
- Folge: Krafthaus wurde wegen Gefahr in Verzug (Bedenken Kaskadenbruch) geräumt und Druckrohrleitung entleert

Unmittelbare Ursache:

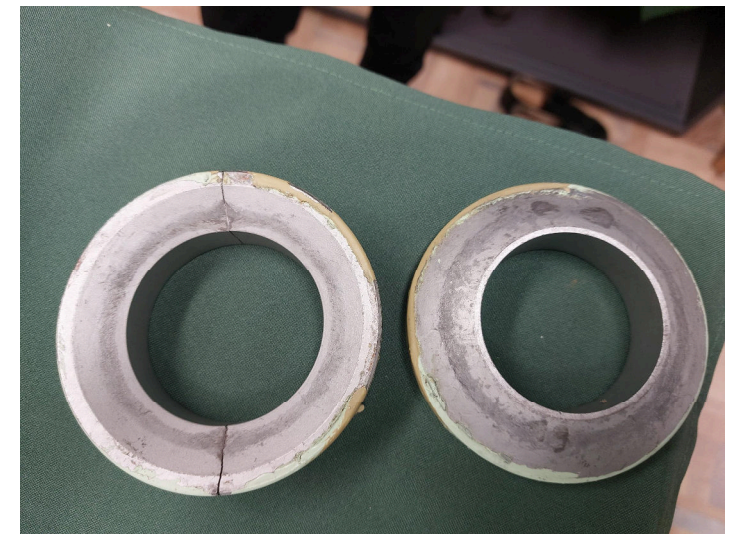
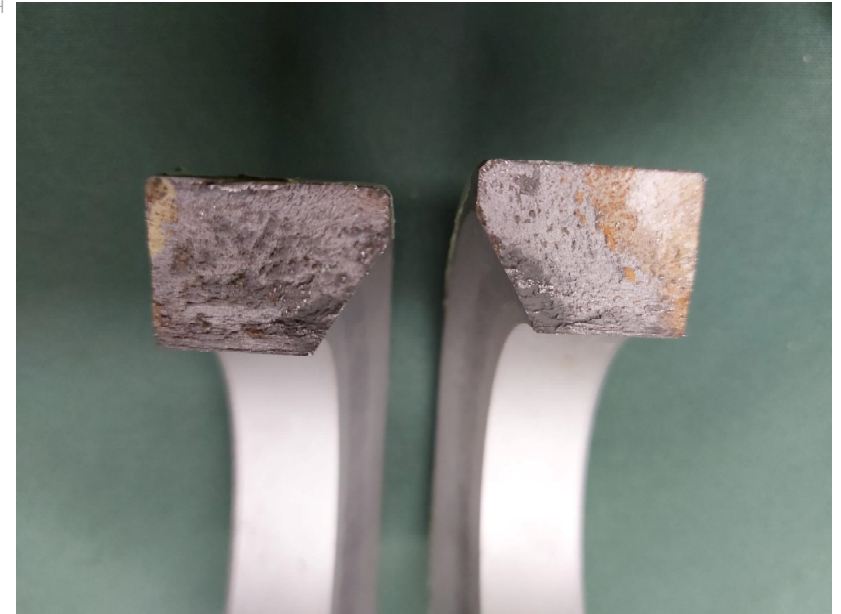
- Ungünstige Montagesituation – schräge Auflage auf einer nicht optimal verschliffenen Schweißnaht



Kegelpfannen

Falscher Werkstoff

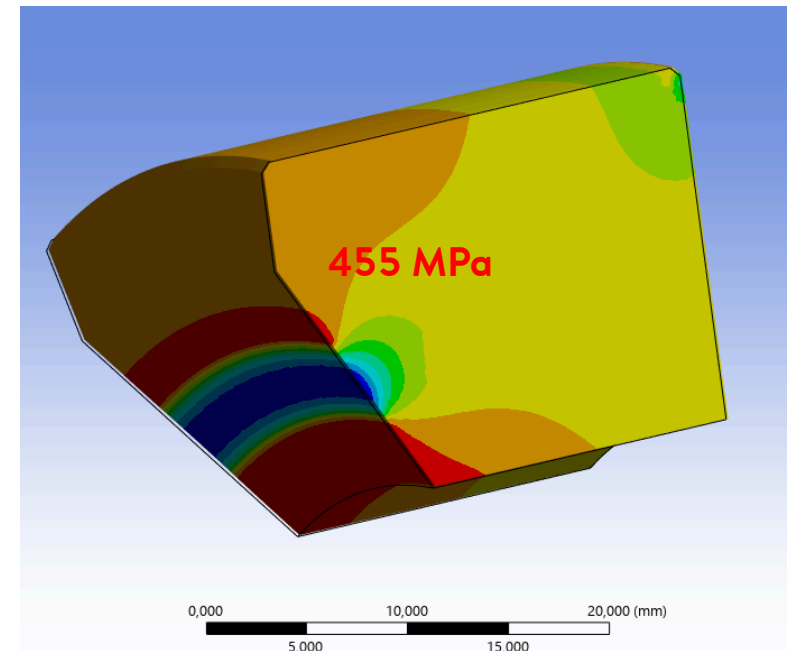
- Die gebrochenen Hälften der Kegelpfanne wurde an der TU Wien werkstofftechnisch untersucht
- Der Bruch ist ein fast vollständiger Korngrenzenbruch, d.h. sprödes Aufbrechen mit geringem duktilen Bruchanteil
- Kein Werkstofffehler in Bruchfläche
- Werkstoff
 - Ist ein angelassener Martensit
 - Keine Einsatzhärtungsschicht erkennbar
 - Gleichmäßig vergütet
 - Oberflächenhärte 550+100HV10
- Kein Einsatzstahl (DIN 6319) sondern Vergütungsstahl mit 500 bis 600 HV (Rm ca. 1800 MPa)
- Geringes Arbeitsvermögen, geringe Bruchdehnung, Neigung zum spröden Bruch



Kegelpfannen

Diskussion / Conclusio

- Kegelpfannen sind hoch beanspruchte Bauteile
- In einer perfekten Welt – plane Auflage, kein Winkelversatz, nach Vorschrift vorgespannte Schrauben - haben wir in unserem Fall eine Hauptnormalspannung von 455 MPa
- Keine vorgesehene Werkstoffprüfung
- Prüfung der Oberflächenhärte liefert kein hinreichendes Qualitätsmerkmal – in unserem Fall hat sie gepasst
- Auch schwierig für den Fertiger, der sich auf die Härtemessung bei der Eingangskontrolle verlässt
- Bei versagen können die Auswirkungen fatal sein



**GENUG DER WORTE
AUF IN DIE DISKUSSION**