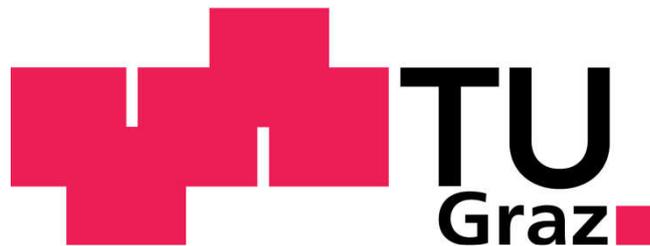


Dynamische Druckpulsationen in einer Pumpturbine

**Diplomarbeit
von**

Mark Guggenberger



Technische Universität Graz

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg

Graz, im März 2012

Vorwort

Im Juni 2011 bekam ich die Chance mein im Studium angeeignetes Wissen als Mitarbeiter für Messtechnik und Versuchswesen im Labor des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen anzuwenden und vor allem zu vertiefen. Im Zuge dieser Tätigkeit war es mir möglich diese Diplomarbeit durchzuführen und zu verfassen. Dafür, für die Betreuung dieser Arbeit und für die überaus freundliche Art mit welcher er mich in seinem Team aufgenommen hat, möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg an dieser Stelle ein herzliches Dankeschön aussprechen.

Weiters gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. (FH) Florian Senn, der mit seiner fortwährenden Unterstützung das Entstehen dieser Diplomarbeit maßgeblich voran trieb.

Bei Herrn Dipl.-Ing. Jürgen Schiffer möchte ich mich für die erhaltenen Anregungen sowie für die Revision dieser Arbeit nachdrücklich bedanken.

Besonderer Dank gilt auch Herrn Alfred Krisper, der mich mit seiner Erfahrung während den experimentellen Untersuchungen am Prüfstand unterstützte.

Bei allen hier nicht genannten Institutskollegen möchte ich mich für das äußerst freundliche und angenehme Arbeitsklima bedanken.

Ich freue mich, auch weiterhin ein Mitglied des Teams am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen sein zu dürfen, um meinen Bildungsweg in einem kompetenten Umfeld weiter zu gehen.

Ganz besonders großen Dank möchte ich auch meinen Eltern aussprechen, die es mir ermöglicht haben, ein komfortables Studentenleben auf der TU Graz zu genießen, mich immer unterstützten und mein Studium mit großem Interesse verfolgten.

Nicht zuletzt möchte ich aus ganzem Herzen auch meiner Freundin Sandra für Ihre liebenswerte Art danken, mit der sie jederzeit für mich da war und ist.

Mark Guggenberger
Graz, im März 2012

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojekts EcoVar, welches aktuell im Labor des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen in Zusammenarbeit mit der ANDRITZ Hydro GmbH durchgeführt wird. Gegenstand des von der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) unterstützen Projektes ist die Erforschung des Betriebsverhaltens einer Pumpturbine im Übergangsbereich von Turbinen- auf Pumpbetrieb. Zu diesem Zweck wurde der institutseigene Hauptprüfstand für die Visualisierung der Laufrad-Leitradinteraktion umgerüstet. Um neben den optischen und stationären Messgrößen auch instationäre Drücke messbar zu machen, wurden im Zuge dieser Arbeit hochdynamische Drucksensoren zur Erfassung von Druckpulsationen, welche durch die Wechselwirkung zwischen Lauf- und Leitrad entstehen, im Bereich des Pumpturbinenmodells integriert. Zusätzlich wurden einfachere Drucksensoren im Rohrleitungssystem des Vier-Quadranten Prüfstands installiert.

Nach einer Einleitung, welche die zukünftige Entwicklung der Wasserkraft zum Thema hat, wird in dieser Diplomarbeit die Pumpspeicherung im Allgemeinen betrachtet. Anschließend wird detaillierter auf die Pumpturbine und ihre Betriebsarten eingegangen. Danach werden die verwendeten stationären und instationären Messinstrumente beschrieben. Um die dynamische Drucksensorik in das bestehende elektronische Messsystem modular zu implementieren, wurde ein Messprogramm mittels des kommerziellen Softwarepakets LabVIEW erstellt. Nach der mechanischen und elektrischen Inbetriebnahme konnte die Funktion der Druckaufnehmer mit einer statischen und einer dynamischen Validierung kontrolliert werden. Um die Leistungsfähigkeit der Drucksensoren in Verbindung mit dem Messprogramm unter Beweis zu stellen, wurden Messungen in Betriebspunkten abseits des Optimums durchgeführt. Zur Festlegung der zu untersuchenden Messpunkte wurden Kennlinien in verschiedenen Betriebszuständen aufgezeichnet. Nach Auswahl dieser zeigten Auswertungen der erfassten Druckpulsationen instationäre Strömungsvorgänge wie Drehklänge, Wirbelstrukturen und rotating stall, welche durch eine Literaturrecherche gedeutet wurden.

Abstract

This diploma thesis was created in the course of the project EcoVar, which is actually carried out in the laboratory of the Institute for Hydraulic Fluidmachinery in cooperation with the ANDRITZ Hydro GmbH. The object of the Austrian Research Promotion Agency (FFG) supported project is the investigation of the off-design operating conditions in a pump-turbine when switching from generating to reverse pump mode. Therefore the Institute's inhouse pump-turbine test-rig was modified to visualize the rotor-stator-interaction. To make pressure fluctuations measureable dynamic pressure sensors had been integrated in the model of the pump-turbine as part of this work. Additionally simpler pressure sensors had been installed in the piping of the four-quadrant-test-rig.

After an introduction, that thematises the future trend of hydropower, pump storage in general has been considered in this diploma thesis. Subsequently the pump-turbine and its operation conditions had been observed in more detail. In the following the measurement systems were described within the text. To implement the dynamic sensors in the existing electronically measurement system a measurement program has been created with the commercial software-package LabVIEW. The mechanical and electrical start-up was realised and the function of the sensors was checked with a static and dynamic validation. In order to proof the performance of the sensors combined with the measurement program test measurements were executed in off-design operating conditions. Characteristic curves were measured to define the operating points. The analysis of the pressure fluctuations showed unsteady flow processes like the blade passing frequency, vortex formations and rotating stall, which were interpreted by the help of literature research.

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

(Unterschrift)

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Energiewirtschaftliche Betrachtung der gegenwärtigen Situation	1
1.2	Zukünftige Entwicklung der Wasserkraft und die Bedeutung der Speicher- und Pumpspeicherkraftwerke	6
1.3	Ausgangssituation.....	13
1.4	Aufgabenstellung und Zielsetzung	14
2	Allgemeine Grundlagen	15
2.1	Pumpspeicherung.....	15
2.1.1	Motivation	15
2.1.2	Maschinelle Ausführung und Betrieb von Pumpspeicherkraftwerken	16
2.1.3	Aktuelle Ausführungsbeispiele	19
2.2	Reversible Francis-Pumpturbine	23
2.2.1	Aufbau und Funktionsweise.....	23
2.2.2	Vier-Quadranten-Betrieb.....	25
2.2.3	Vorgänge beim Betriebsartenwechsel.....	27
2.2.4	Drehzahlvariables Prinzip	28
3	Prüfstands Aufbau und eingesetzte Messtechnik	31
3.1	Beschreibung des Prüfstandes	31
3.2	Beschreibung des Pump turbinen-Modells.....	33
3.3	Stationäre Messgrößen und deren Zusammenhänge	34
3.3.1	Konstanten und Stoffdaten	34
3.3.2	Dimensionsbehaftete Messgrößen.....	35
3.3.3	Dimensionslose Kennzahlen	37
3.4	Messinstrumente der stationären Messgrößen.....	38
3.4.1	Absolutdruckaufnehmer	38
3.4.2	Differenzdruckaufnehmer	39
3.4.3	Durchflussmessgerät	39
3.4.4	Drehmoment/Drehzahl-Aufnehmer.....	40
3.4.5	Temperatursensor	40
3.4.6	Drehwinkelgeber	40
3.5	Messinstrumente der instationären Messgrößen.....	41
3.5.1	Einbaupositionen der Keller-Sensoren.....	41
3.5.2	Einbaupositionen der Kistler-Sensoren	42
3.5.3	Grundlagen zur eingesetzten, instationären Messtechnik	42
3.5.4	Keller-Sensoren 21 Y	46

3.5.5	Kistler-Sensoren 7031	47
3.6	Messsystem.....	48
3.6.1	Hardwareseitige Datenerfassung.....	49
3.6.2	Bestehende, softwareseitige, stationäre Datenerfassung.....	52
4	Erstellung eines Messprogrammes mittels LabVIEW	53
4.1	Bedienung von LabVIEW	53
4.1.1	Grundlagen der Programmierung in LabVIEW	53
4.1.2	Verwendete Entwurfsmuster	55
4.2	Beschreibung der bestehenden Messsoftware	56
4.3	Vorbereitende Maßnahmen	58
4.3.1	Anforderungen an das Messprogramm	58
4.3.2	Entwurf der Programmstruktur	58
4.4	Realisierung des Messprogrammes	60
4.4.1	Erzeugung der Messdaten	60
4.4.2	Aufzeichnung, Visualisierung und Ausgabe der Messdaten.....	66
4.5	Einbindung in die bestehende Messsoftware.....	68
5	Montage, Inbetriebnahme und Validierung der instationären Drucksensorik	70
5.1	Mechanische und elektrische Montage.....	70
5.1.1	Montage der Keller-Sensorik	70
5.1.2	Montage der Kistler-Sensorik	71
5.2	Inbetriebnahme	72
5.3	Validierung der instationären Drucksensorik	72
5.3.1	Plausibilitätskontrolle der Keller-Sensoren.....	72
5.3.2	Plausibilitätskontrolle der Kistler-Sensoren.....	76
6	Durchgeführte Messungen und Messergebnisse	82
6.1	Kennfeldmessungen und Festlegung der Messpunkte für weitere Untersuchungen. 82	
6.1.1	Turbinenkennfeld	82
6.1.2	Pumpenkennfeld.....	85
6.2	Rotor-Stator-Interaktionen und daraus entstehende Druckpulsationen.....	87
6.2.1	Messungen im Bereich des „S-Schlages“ der Kcm1(Ku1)-Kennlinie.....	90
6.3	Umlaufende Ablösungen - rotating stall.....	95
6.3.1	Messungen im Bereich der Kennlinieninstabilität im Pumpbetrieb.....	97
6.3.2	Messungen bei großer Leitschaufelöffnung im 3. Quadranten	100
7	Zusammenfassung und Ausblick	104
	Literaturverzeichnis.....	105

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1-1: Weltenergieverbrauch und Erdbevölkerung zwischen 1965 und 2005	2
Abb. 1-2: Entwicklung des globalen Primärenergieverbrauchs	4
Abb. 1-3: Primärenergieerzeugung der Europäischen Union, 2007	5
Abb. 1-4: Beispielhafte Ganglinie.....	7
Abb. 1-5: Ganglinie eines durchschnittlichen Frühlingstages	8
Abb. 1-6: Beispielhafte Energiedeckung einer Ganglinie.....	11
Abb. 1-7: Pumpturbinenprüfstand.....	13
Abb. 1-8: National Instruments Messsystem	13
Abb. 2-1: Verschiedene Aggregatanordnungen von Pumpspeicherkraftwerken	16
Abb. 2-2: Beispielhafter Tagesbetrieb eines PSKW der Schluchseewerk AG	18
Abb. 2-3: Aufriss der Kraftwerkskaverne von Kops II.....	19
Abb. 2-4: Beispiel für den Betrieb im hydraulischen Kurzschluss	20
Abb. 2-5: Schnitt durch einen Maschinensatz von Limberg II und 3D-CAD Modell einer der Pumpturbinen	21
Abb. 2-6: Schnitt durch das Krafthaus Goldisthal	22
Abb. 2-7: Aufbau einer Pumpturbine	23
Abb. 2-8: Vier-Quadranten Kennfeld	25
Abb. 2-9: Umschaltzeiten einer Pumpturbine von Turbinen- auf Pumpenbetrieb.....	27
Abb. 2-10: Vergleich des Turbinen Wirkungsgrades.....	28
Abb. 2-11: Vergleich der Turbinen Leistungen	29
Abb. 2-12: Vergleich der Pumpen Leistungen.....	29
Abb. 3-1: Aufriss des Prüfstands und Bezifferung der wichtigsten Komponenten	32
Abb. 3-2: Grundriss des Prüfstands und Bezifferung der wichtigsten Komponenten	32
Abb. 3-3: Schematische Darstellung der Modell-Pumpturbine und deren Bauteile	33
Abb. 3-4: Schematische Darstellung der Druckmessstellen nach IEC60193	35
Abb. 3-5: Positionen der stationären Messinstrumente.....	38
Abb. 3-6: Einbaupositionen der Keller-Sensoren	41
Abb. 3-7: Einbaupositionen der Kistler-Sensoren.....	42
Abb. 3-8: Schnitt durch einen piezoresistiven Druckaufnehmer	43
Abb. 3-9: Prinzipieller Aufbau eines piezoelektrischen Aufnehmers	44
Abb. 3-10: Ersatzschaltbild eines piezoelektrischen Aufnehmers	44
Abb. 3-11: Piezoelektrischer Aufnehmer mit Ladungsverstärker.....	45
Abb. 3-12: Sprungantwort des mit der Kraft G belasteten Aufnehmers	46
Abb. 3-13: Anschlusschema der eingesetzten Sensorik	51
Abb. 3-14: Grafische Benutzeroberfläche der vorhandenen Messsoftware.....	52
Abb. 4-1: Beispielhaftes Frontpanel.....	53
Abb. 4-2: Frontpanel und dazugehöriges Blockdiagramm	54
Abb. 4-3: Mögliche Programmstrukturen	55
Abb. 4-4: Programmstruktur des bestehenden Messsystems	57
Abb. 4-5: Schematischer Programmablauf	59
Abb. 4-6: Schleife zur Erzeugung der Messdaten	61
Abb. 4-7: Sub-VI zum Generieren der Tasks.....	62

Abb. 4-8: Grafische Benutzeroberfläche zum Definieren der Messkanäle.....	62
Abb. 4-9: Auswirkung unterschiedlicher Sample-Raten.....	63
Abb. 4-10: Case zum Einlesen und Konditionieren der Signale.....	65
Abb. 4-11: Schleife zur Aufzeichnung und Visualisierung der Messdaten	66
Abb. 4-12: Sub-VI zur Steuerung der Zwischenspeicherung	67
Abb. 4-13: Grafische Benutzeroberfläche des Druckmessprogrammes	68
Abb. 5-1: Druckmessstellen nach IEC60193	70
Abb. 5-2: Einbausituation der Kistler-Sensoren	71
Abb. 5-3: Höhenkoten der Keller-Sensoren.....	73
Abb. 5-4: Gemessener Druckanstieg der Keller-Sensoren.....	75
Abb. 5-5: Gemessener relativer Druckanstieg beider Sensortypen.....	77
Abb. 5-6: Vergleich der Zeitkonstanten-Einstellungen.....	77
Abb. 5-7: Gemessener relativer Druckanstieg der Kistler-Sensoren	78
Abb. 5-8: Gewichtung eines Sinus-Signals durch Fensterfunktion	79
Abb. 5-9: Detektierte Eigenfrequenz des Prüfstandes bei maximalem Füllstand.....	79
Abb. 5-10: Detektierter Drehklang über eine Umdrehung.....	80
Abb. 5-11: Frequenzspektrum des gemessenen Drehklangs.....	81
Abb. 6-1: Druckziffer über der Durchflussziffer im turbinenbetrieb.....	83
Abb. 6-2: Hydraulischer Wirkungsgrad über der Durchflussziffer im Turbinenbetrieb.....	83
Abb. 6-3: Kcm1(Ku1) – Kennlinien der Modellpumpturbine	84
Abb. 6-4: Detaillierte Darstellung des Kcm1(Ku1)-Verlaufs bei 10° Leitschaufelstellung	85
Abb. 6-5: Druckziffer über der Durchflussziffer im Pumpbetrieb.....	85
Abb. 6-6: Hydraulischer Wirkungsgrad über der Durchflussziffer im Pumpbetrieb.....	86
Abb. 6-7: Detaildarstellung der Kennlinieninstabilität im Pumpbetrieb.....	87
Abb. 6-8: Schematische Darstellung des Drehklanges im absoluten System	88
Abb. 6-9: Frequenzspektren der Messpunkte im Bereich des „S-Schlages“	91
Abb. 6-10: Frequenzspektrum der Keller-Sensoren in MP1	92
Abb. 6-11: Frequenzspektrum der Keller-Sensoren in MP2 mit Detaildarstellung.....	93
Abb. 6-12: Druckverläufe über der Zeit in MP4 bei einem Leitschaufelwinkel von 10°	94
Abb. 6-13: Druckverläufe über der Zeit bei einer Leitschaufelöffnung von 20°	95
Abb. 6-14: Entstehungsmechanismus rotierendes Ablösen	96
Abb. 6-15: Spektren der Druckpulsationen in den 4 Messpunkten von Kistler-Sensor 1	98
Abb. 6-16: Zeitlicher Verlauf der Druckpulsationen über 20 Umdrehungen	99
Abb. 6-17: Druckverläufe beim Durchfahren der Kennlinien-Instabilität.....	100
Abb. 6-18: Spektren der Druckpulsationen in den 4 Messpunkten von Kistler-Sensor 1	101
Abb. 6-19: Zeitliche Verläufe der Druckpulsationen zeigen rotierendes Abreißen.....	102
Abb. 6-20: Detail aus dem Frequenzspektrums der Betrachtung des Umfelds.....	102

Tabellenverzeichnis

Tab. 1-1: Gesamtenergieverbrauch und Pro-Kopf-Verbrauch	1
Tab. 1-2: Verfügbarkeit von fossilen Energieträgern nach BGR 2010	3
Tab. 2-1: Schaltzeiten der Aggregatanordnungen von Pumpspeicherkraftwerken	17
Tab. 2-2: Technische Daten des PSKW Kops II	20
Tab. 2-3: Technische Daten des PSKW Limberg II	21
Tab. 2-4: Technische Daten des PSKW Goldisthal	22
Tab. 3-1: Parameter des Vier-Quadranten Prüfstandes	31
Tab. 3-2: Eckdaten der Modell-Pumpturbine	33
Tab. 3-3: Technische Daten Absolutdruckaufnehmer	38
Tab. 3-4: Technische Daten Differenzdruckaufnehmer	39
Tab. 3-5: Technische Daten Durchflussmessgerät	39
Tab. 3-6: Technische Daten Drehmoment-/Drehzahlaufnehmer	40
Tab. 3-7: Technische Daten Temperatursensor	40
Tab. 3-8: Technische Daten Keller-Sensoren	47
Tab. 3-9: Technische Daten Kistler-Sensoren	47
Tab. 3-10: Empfindlichkeiten der eingesetzten Kistler-Sensoren	48
Tab. 3-11: Technische Daten Ladungsverstärker	48
Tab. 3-12: Technische Daten der verwendeten Module	49
Tab. 5-1: Höhendifferenz der Keller-Sensoren bezogen auf den Absolutdruckaufnehmer	73
Tab. 5-2: Messwerte und relative Abweichung bei ca. 1 bar Absolutdruck	73
Tab. 5-3: Messwerte und relative Abweichung bei ca. 2 bar Absolutdruck	74
Tab. 5-4: Messwerte und relative Abweichung bei ca. 2,5 bar Absolutdruck	74
Tab. 5-5: Ansprechverhalten der Keller-Sensoren	75
Tab. 5-6: Winkelversatz der Kistler-Sensoren	80

Formelzeichen und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

A	[m ²]	Strömungsquerschnitt
a	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
C	[F]	Kapazität
c_m	[m/s]	mittlere Strömungsgeschwindigkeit
D	[m]	Durchmesser
D_{1a}	[m]	Bezugsdurchmesser am Laufrad
E	[m ² /s ²]	Spezifische hydraulische Energie
F	[N]	Kraft
f	[s ⁻¹]	Frequenz
f_n	[s ⁻¹]	Nennfrequenz
g	[m/s ²]	örtliche Fallbeschleunigung
H	[m]	Fall-/Förderhöhe
I	[A]	elektrische Stromstärke
Ku_1	[-]	Speed factor
Kcm_1	[-]	Discharge factor
l	[m]	Länge
m	[-]	Ordnung
n	[min ⁻¹]	Betriebsdrehzahl
n_{ED}	[-]	Speed factor
NPSE	[-]	Net positive suction specific energy
n_q	[min ⁻¹]	Schnellläufigkeit
P	[W]	Leistung
p	[bar, Pa]	Druck
\tilde{p}	[Pa]	Druckpulsation
\tilde{p}_E	[-]	Druckpulsationskoeffizient
p_{va}	[Pa]	Dampfdruck des Wassers
Q	[m ³ /s]	Durchsatz
Q_{ED}	[-]	Discharge factor
Q_{opt}	[-]	Durchfluss im Wirkungsgradoptimum
q^*	[-]	Durchflussfaktor
r	[m]	Radius
S	[m]	Wandstärke
t	[s]	Zeit
t	[°C]	Temperatur
T_m	[Nm]	Drehmoment
T_{Lm}	[Nm]	Reibmoment
U	[V]	elektrische Spannung
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
v	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
z	[m]	Geodätische Höhe

Griechische Formelzeichen

Δ	[-]	Differenz
η	[-]	Wirkungsgrad
λ	[-]	Leistungsziffer
ν	[m ² /s]	kinematische Zähigkeit, kinematische Viskosität
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[-]	Thoma Zahl
θ	[°C]	Temperatur
φ	[-]	Durchflussziffer
ψ	[-]	Druckziffer
ω	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

Weitere Indices und Abkürzungen

1	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 1
2	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2
A	Anwurf turbine
abs	Absolut
cos φ	Leistungsfaktor
DN	Nenndruck
DZ	Drehzahl
FFT	Fast Fourier Transformation
Gtoe	Gigatonne in Öleinheiten
h	Hydraulisch
IEC	International Electrotechnical Commission
IIR	Infinite Impulse Response
konst	konstant
m	Mechanisch
MG	Motorgenerator
MP	Messpunkt
n	Nennpunkt
NI	National Instruments
norm	Normiert
opt	Optimum
P	Pumpe
PN	Nenndurchmesser
PS(K)W	Pumpspeicher(kraft)werk
PT	Pumpturbine
R	Rohrleitung
S	Samples
T	Turbine
va	Dampf
W	Wasser, Wandler
ZK	Zahnkupplung

1 Einleitung

Aus heutiger Sicht steht die Notwendigkeit den Einsatz von fossilen Energieträgern zu reduzieren außer Frage. Sei es einerseits aufgrund des proportional zur Bevölkerung wachsenden Energieverbrauchs, der mit zunehmender Verknappung der Ressourcen die Kosten für die Energiebereitstellung enorm ansteigen lassen wird, oder andererseits durch die irreversiblen Umweltauswirkungen, die der Einsatz von Erdöl, Erdgas und Kohle mit sich bringt.

1.1 Energiewirtschaftliche Betrachtung der gegenwärtigen Situation

Am Beginn jeglicher Umwandlung von Energie steht die Primärenergie, welche an Energieträger gebunden ist und in die drei folgenden Gruppen unterteilt werden kann:

- Nicht erneuerbare, fossile Energieträger (Erdöl, Erdgas, Kohle)
- Erneuerbare Energieträger (Wasserkraft, Sonnenstrahlung, Wind, Biomasse, etc.)
- Kernenergieträger (Uran, Thorium, Deuterium, etc.)

Um eine Aussage über die Verfügbarkeit von Energieträgern treffen zu können, muss sowohl der gegenwärtige, als auch der zukünftige Verbrauch dieser in Abhängigkeit dazu gesehen werden [36]. Folgende Tabelle stellt den weltweiten Gesamtenergieverbrauch und Pro-Kopf-Verbrauch gegenüber dem österreichweiten Bedarf dar.

Tab. 1-1: Gesamtenergieverbrauch und Pro-Kopf-Verbrauch [40], [55], [57]

	Gesamtenergieverbrauch	Pro-Kopf-Verbrauch
Welt (2010)	502,7 EJ/a	72,7 GJ/a
OECD/EU	233,22 EJ/a	
Nicht OECD	269,48 EJ/a	
Österreich (2009)	1,354 EJ/a	162 GJ/a

Vergleicht man den Pro-Kopf-Verbrauch zwischen Österreich und dem weltweiten Durchschnitt zeigt sich ein erheblicher Aufholbedarf eines großen Teils der Erdbevölkerung von weit mehr als 100 Prozent. Dies ist ein wichtiger Indikator für den zu erwartenden, proportional zur Erdbevölkerung ansteigenden Primärenergieverbrauch. Veranschaulicht wird

der erwähnte Verlauf in folgender Abbildung, welche die Erdbevölkerung und den Energieverbrauch über der Zeit darstellt.

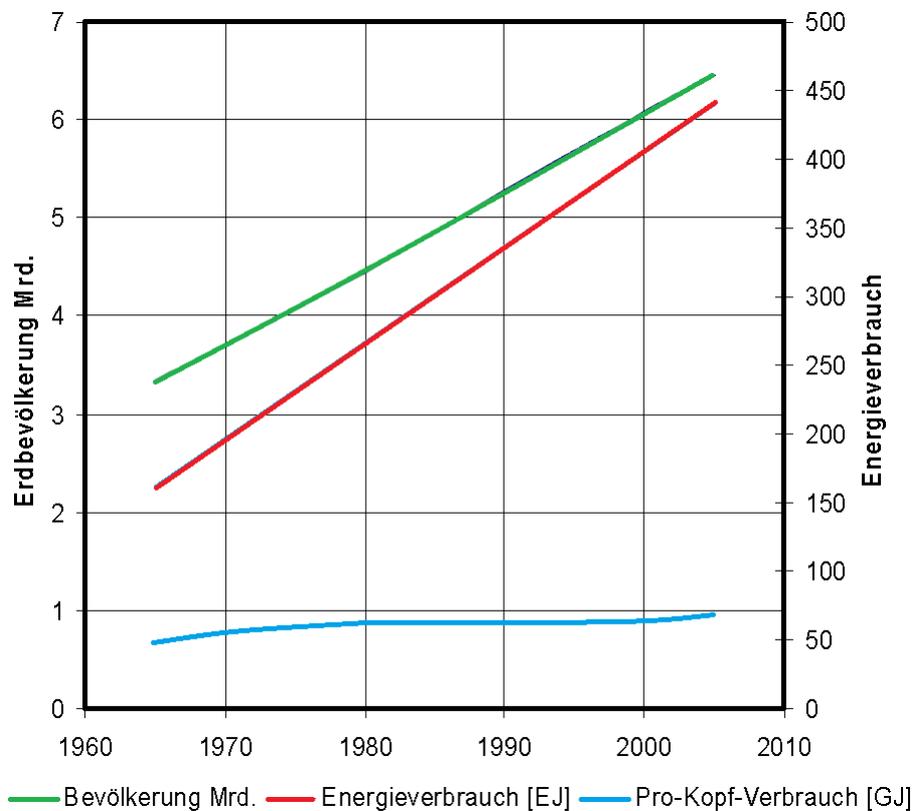


Abb. 1-1: Weltenergieverbrauch und Erdbevölkerung zwischen 1965 und 2005 [40], [48]

Ein üblicher Prognosezeitraum beläuft sich auf 20 Jahre. Ex-ante-Prognosen gehen aber mit Hilfe von veränderlichen Parametern davon aus, dass der weitere Verlauf stark ansteigen wird, laut einer Studie des Weltenergieates [58] müsste sich die globale Energieversorgung bis 2050 sogar verdoppeln.

Die verfügbaren Energieträgermengen – unterteilt in Erneuerbare und nicht Erneuerbare – müssen mit der bisherigen und mit der prognostizierten Entwicklung in Verbindung gebracht werden um die Reichweite der Verfügbarkeit vorhersagen zu können. Anzumerken ist, dass eine gewisse Unsicherheit aufgrund der Streuung der Angaben zur Verfügbarkeit stets gegeben ist. Nachfolgende Daten sind einer Kurzstudie der Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (BGR) aus dem Jahr 2010 entnommen [6]. Die Zahlen für die Verfügbarkeit haben das Jahr 2009 als Basis.

Die Verfügbarkeit wird laut BGR in Reserven und Ressourcen unterteilt:

Reserven: Sind nachgewiesene, zu heutigen Preisen und mit heutiger Technik wirtschaftlich gewinnbare Energierohstoffmengen.

Ressourcen: Sind nachgewiesene, aber derzeit technisch und/oder wirtschaftlich nicht gewinnbare sowie nicht nachgewiesene, aber geologisch mögliche, künftig gewinnbare Energierohstoffmengen.

Der nachstehenden Tabelle sind die Reserven und Ressourcen nicht erneuerbarer Energierohstoffe zu entnehmen. Zusätzlich wurde die statische Reichweite in Jahren berechnet, indem der gegenwärtige Verbrauch zu Grunde gelegt wurde.

Tab. 1-2: Verfügbarkeit von fossilen Energieträgern nach BGR 2010 [6]

Energieträger	Menge [EJ]		Statische Reichweite [a]	
	Reserven	Ressourcen	Reserven	Ressourcen
Erdöl	6731	4152	41	26
Kohle	17906	425886	124	2941
Erdgas	7291	9142	65	81

Im Vergleich der fossilen Energieträger ist Kohle mit Abstand der Rohstoff, welcher den absehbaren Bedarf noch viele Jahrzehnte decken kann. Die 6731 EJ bzw. 161 Gt an Erdölreserven entsprechen jener Menge, die seit Beginn der industriellen Erdölförderung weltweit gefördert wurde. Damit wurde also so viel Erdöl verbraucht, wie heute noch an Erdölreserven vorhanden ist. So ist davon auszugehen, dass Erdöl trotz einer Steigerung der Förderung bis 2035 der einzige Energierohstoff ist, dessen Nachfrage schon in den nächsten Jahrzehnten nicht mehr gedeckt werden kann. Dieser Zeitraum ist zusätzlich zu relativieren, wenn anstelle der statischen die dynamische Reichweite betrachtet wird. Dabei beeinflusst nicht der gegenwärtige Verbrauch, sondern die prognostizierte, zukünftige Entwicklung des Energieträgereinsatzes die Verfügbarkeitszahlen. Die in Abb. 1-2 ersichtliche Lücke führt lange vor der eigentlichen Verknappung zu Engpässen und damit zu einem erheblichen Anstieg der Bereitstellungskosten durch höheren Gewinnungsaufwand.

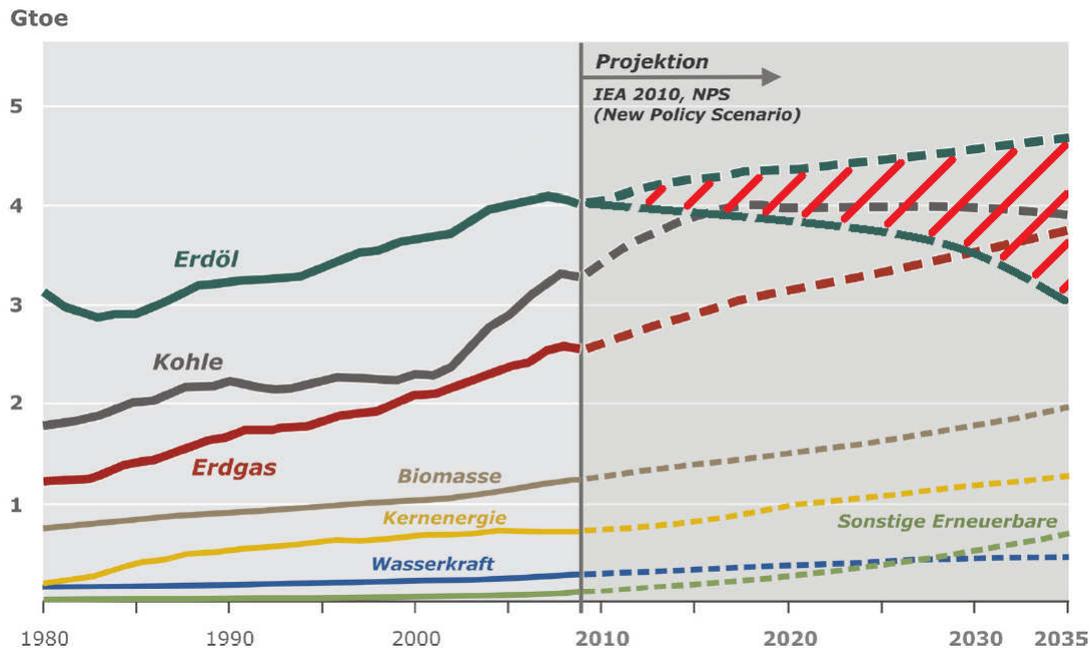


Abb. 1-2: Entwicklung des globalen Primärenergieverbrauchs [6], [48]

Einen weiteren Grund die Zahlen für die Reichweite von fossilen Brennstoffen zu relativieren sind die unvermeidbaren Auswirkungen, welche mit deren Verwendung einher gehen. Seien es Landschaftseingriffe durch den Verhieb von Kohle, Energieträgerleckagen wie zum Beispiel im Golf von Mexiko oder klimawirksame Schadstoffemissionen. Die Notwendigkeit der Reduktion fossiler Energieträger zeigt sich durch die Betrachtung des Kyoto-Protokolls und der damit verabschiedeten Reduktionsziele, welche bis zum Jahr 2012 erreicht werden sollen, besonders deutlich. So hätte weltweit der Ausstoß von Treibhausgasen um 6 Prozent, innerhalb der Europäischen Union um 8 Prozent und in Österreich um 13 Prozent verringert werden sollen. Fakt ist jedoch, dass vermutlich kein Zielwert eingehalten werden kann.

Zu diesen Einflüssen kommt der Einsatz von Erdöl und Erdgas für nichtenergetische Zwecke hinzu. Zusammen führen diese Entwicklungen zu der Prämisse, dass bereits in 20 bis 30 Jahren die Verwendung von fossilen Energierohstoffen markant zurückgehen muss [36].

So gilt es einerseits den stark wachsenden Primärenergieverbrauch auch zukünftig zu decken, gleichzeitig aber die Nutzung nicht erneuerbarer Energieträger zu reduzieren. Eine große Aufgabe für die Energiewirtschaft, die es zu bewältigen gilt. Eine Aufgabe, die verlangt den Fokus auf die optimierte Nutzung von nichtfossilen Energieträgern zu legen. Noch größer wurde diese Herausforderung durch die Unfallserie im Atomkraftwerk Fukushima im März 2011, welche zur Folge hatte, dass die immerwährende Debatte über die Nutzung von Nuklearenergie erneut entflammte. Europaweit wurden „Stresstests“ für Kernkraftwerke angeordnet, in Deutschland wurden die 7 ältesten AKWs und das Kraftwerk Krümmel sofort

vom Netz genommen und zwischen den Jahren 2015 bis 2022 sollen die neun verbleibenden deutschen Atomkraftwerke stillgelegt werden.

Um jedoch weiterhin Energiedienstleistungen bedarfsdeckend zu Verfügung stellen zu können und die Versorgungssicherheit zu gewährleisten wird der Ausbau von großer Wasserkraft, kleiner Wasserkraft, Windkraft (onshore und offshore), Biomasse- und Geothermiekraftwerken stark gesteigert werden müssen [41]. Ersichtlich wird dies in Abb. 1-3, welche die Verteilung der Primärenergieerzeugung in der Europäischen Union im Jahr 2007 zeigt.

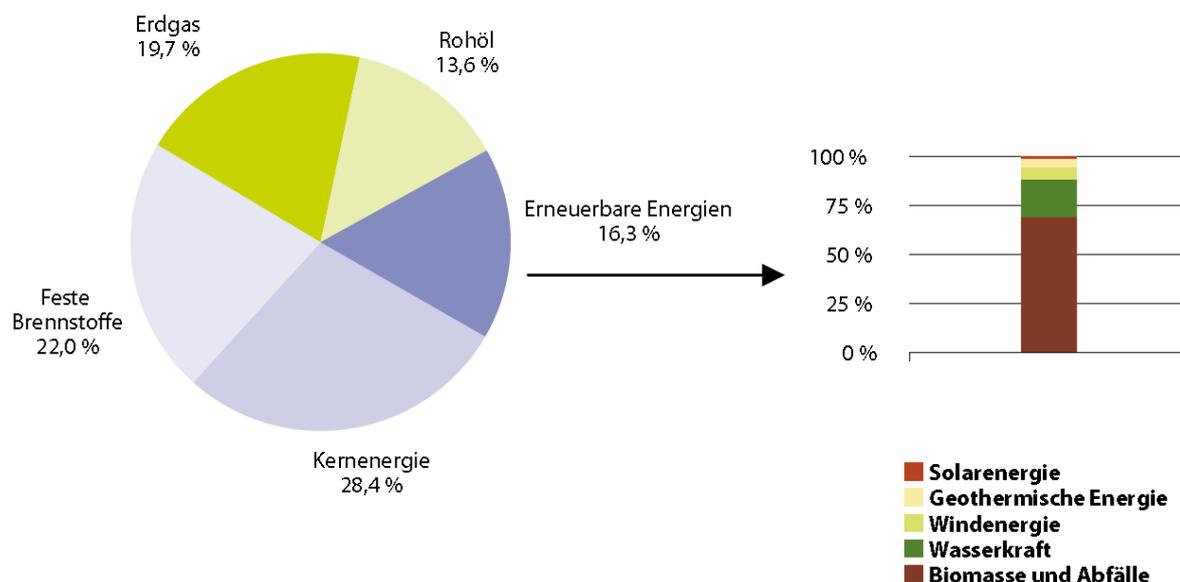


Abb. 1-3: Primärenergieerzeugung der Europäischen Union, 2007 [45]

Der Anteil der Kernenergie, der sich in den nächsten Jahren verringern wird, muss durch die anderen Energieträger kompensiert werden. Hauptsächlich werden dies die im Detail angeführten erneuerbaren Energien sein.

Doch bringt die Integration der „Erneuerbaren“ im großen Stil auch Schwierigkeiten mit sich. So sind die Windkraft und die Solarenergie stets von temporären Bedingungen - dem Wetter - abhängig und natürlich an die Tageszeit gebunden. Als Gegenpol dazu muss die Möglichkeit der Speicherung von Energie ausgebaut werden.

Folgende Möglichkeiten zur Speicherung der Endenergieträger sind gegeben [36]:

- Flüssige Brennstoffe: Unter- und überirdische Behälter
- Feste Brennstoffe: Überdachte Lager, Halden
- Gasförmige Brennstoffe: Hochdruckspeicher (auch verflüssigt), unterirdische Gaslager, Gasometer
- Elektrischer Strom: indirekte mechanische Speicher (Stauseen), Batterien (sehr beschränkte Kapazität), elektrolytisch erzeugter und gespeicherter Wasserstoff
- Fernwärme: Warmwasserbehälter und Verteilungsnetze (beschränkte Kapazität)

In dieser Aufzählung sind die Speicherkraftwerke die einzige wirtschaftliche, großtechnische Form zur Energiespeicherung. Dabei wird elektrische Energie in Form von potentieller Energie gespeichert und kann kurzfristig, zu bestimmaren Zeitpunkten wieder zur Verfügung gestellt werden. Die daraus resultierende große Bedeutung der Wasserkraft – insbesondere der Pumpspeicherkraftwerke – soll im folgenden Kapitel näher betrachtet werden.

1.2 Zukünftige Entwicklung der Wasserkraft und die Bedeutung der Speicher- und Pumpspeicherkraftwerke

Als Basis für die in diesem Kapitel beschriebenen Überlegungen sollen die Grundbegriffe: Ganglinie, Spitzen-, Mittel- und Grundlast erklärt werden.

Der zeitliche Verlauf der elektrischen Energie als leitungsgebundener Energieträger wird bestimmt durch den variierenden Bedarf. Dieser ist von verschiedenen Gegebenheiten abhängig, wie klimatische Verhältnisse, Gepflogenheiten des täglichen Lebens, energietechnische Eigenschaften von Anlagen und Gebäuden, Anforderungen von Produktionsprozessen, der allgemeinen Wirtschaftslage und unterliegt jahreszeitlichen, wöchentlichen, täglichen und noch kurzzeitigeren periodischen und aperiodischen Veränderungen [36]. Um diesen Bedarf zu beschreiben bedient man sich der folgenden Darstellung, welche die in Anspruch genommene Leistung über der Zeit zeigt und als Ganglinie bezeichnet wird.

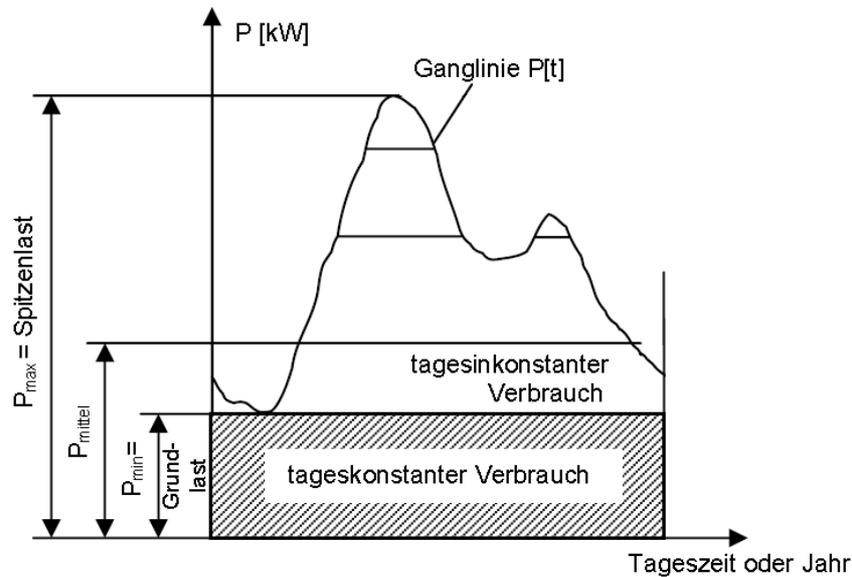


Abb. 1-4: Beispielhafte Ganglinie [36]

Die Fläche unter der Kurve entspricht der benötigten Arbeit und kann in 3 Bereiche unterteilt werden:

- Grundlast: Ist jene Energiemenge, welche zeitlich konstant über die Dauer eines Tages nachgefragt wird. Sie wird von Kraftwerken zur Verfügung gestellt, die aus wirtschaftlichen und technischen Gründen unter Volllast betrieben werden. Dies sind z. B.: Kernkraftwerke, Braunkohlekraftwerke, Laufkraftwerke an großen Flüssen. Auch Windkraftwerke werden – abhängig von der Wetterlage – als Grundlastkraftwerke eingesetzt.
- Mittellast: Zusätzlich zur Grundlast nachgefragte Energie, die periodisch schwankend auftritt und von Mittellastkraftwerken (z. B.: Steinkohlekraftwerk) abgedeckt werden kann.
- Spitzenlast: Jene Energiemenge, welche darüber hinaus benötigt wird und kurzfristig gedeckt werden muss. Starke Lastanstiege werden meist mit thermischen Kraftwerken sowie mit rasch einsetzbaren Speicher- und Pumpspeicherkraftwerken, welche gut regulierbar sind, abgedeckt. Diese dienen auch zum Stützen der Netzfrequenz bei Lastschwankungen.

Die Ganglinie eines durchschnittlichen Frühlingstages ist in Abb. 1-5 zu sehen. Dabei fällt der stark schwankende Lastverlauf über den gesamten Tag auf. Darin eingezeichnet ist auch ein beispielhafter Marktpreis.

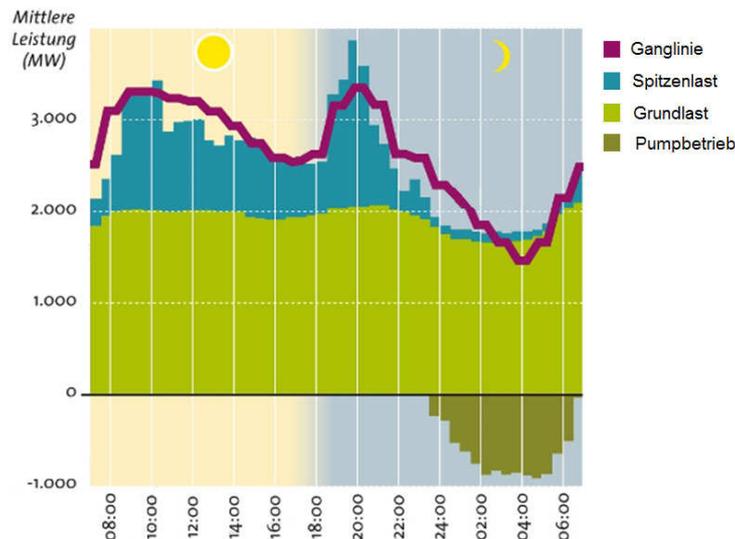


Abb. 1-5: Ganglinie eines durchschnittlichen Frühlingstages [9]

In der Zeit zwischen 06:00 Uhr früh und 22:00 Uhr abends ist der Lastbedarf besonders hoch mit Lastspitzen am Vormittag zwischen 08:00 und 10:00 Uhr und am Abend zwischen 19:00 und 21:00 Uhr. Zwischen Mitternacht und 06:00 Uhr früh sinkt der Bedarf sogar unter die Grundlast.

Den Fokus auf die Wasserkraft gerichtet sind darin die Einsatzbereiche von Pumpspeicherkraftwerken und Laufkraftwerken zu erkennen. Während die Grundlast mit großen Flusskraftwerken bereit gestellt wird werden Speicher- bzw. Pumpspeicherkraftwerke zur Deckung der Spitzenlast eingesetzt. Je nach Situation auch um fehlende Einspeisungen aus Windenergie oder Solarenergie auszugleichen. Tagsüber, wenn beispielsweise wenig Wind auftritt, muss viel Energie erzeugt werden. Bei großer Nachfrage ist dementsprechend auch der Marktpreis hoch. Entgegengesetzt ist der Marktpreis nachts bei beispielsweise stärkerem Wind und wenig Nachfrage niedrig und die Staubecken können dadurch preiswert gefüllt werden. Somit ergibt sich durch den Einsatz von Pumpspeicherkraftwerken die Möglichkeit die Ganglinie zu glätten, also die Lasttäler mit gezieltem Energieverbrauch aufzufüllen.

Die Leistungskurve über den Tag lässt sich abhängig von der jeweiligen Jahreszeit sehr gut voraussagen. Diese Prognosen sind die Grundlage für die von den Kraftwerksbetreibern erstellten Fahrpläne, welche das Ziel haben die Abgabe und den Bezug von elektrischer Energie im Gleichgewicht zu halten. Ohne den abgestimmten Einsatz von

Kraftwerksgruppen unterschiedlicher Betreiber würde ein Ungleichgewicht im Verteilernetz zu einer Änderung der Netzfrequenz führen, was Stromausfälle zur Folge hätte. Bereits Abweichungen von mehr als zwei Prozent der Netzfrequenz führen zu Lastabwürfen in Kraftwerken oder im Stromnetz. Weicht die Netzfrequenz um mehr als 5 % vom Sollwert ab, kann das Netz nicht mehr stabil betrieben werden [44].

Erschwert werden die Prognosen durch unvorhersehbare Schwankungen wie Ausfälle in Kraftwerken, im Stromnetz oder bei großen Verbrauchern. Auch die unstetige Einspeisung durch die Windkraft führt zu starken Prognoseabweichungen auf die kurzfristig reagiert werden muss.

Neben der Abweichung von der Prognose ist auch der Leistungsgradient – also die Änderung der eingespeisten Leistung pro Zeit – zu berücksichtigen. Besonders im Hinblick auf Solarenergieanlagen, die starke Lastgradienten aufweisen, muss die Möglichkeit der Kompensation der Leistungsänderung mit Spitzenlastkraftwerken gegeben sein.

Wie bereits erwähnt müssen auch bei Ausfällen von Kraftwerken in kurzer Zeit hohe Leistungsreserven abgerufen werden können. Treten andererseits Ausfälle auf der Verbraucherseite auf (z.B.: durch den Ausfall eines Großverbrauchers oder einen Schaden im Verteilernetz) muss gegengleich verfahren werden. Rasch müssen Kraftwerke heruntergefahren werden, was je nach Tageszeit und eingesetzten Kraftwerkstypen lange dauern kann. Dann müssen beispielsweise schnell reagierende Pumpspeicherkraftwerke als Zusatzverbraucher ans Netz geschaltet werden. Diese können ihre Leistung um mindestens zwei Prozent bezogen auf die Nennleistung pro Minute verändern.

Eine besondere Bedeutung kommt dabei den Pumpspeicherkraftwerken zu, die eine drehzahlvariable Pumpturbine einsetzen und somit extrem schnelle Leistungsänderungsgeschwindigkeiten ermöglichen [4]. Näher erläutert wird diese Technologie im Kapitel 2.2.4.

Der rapide Einsatz und die wirtschaftliche Regelbarkeit über einen weiten Wirkungsgradbereich sind besonders wichtig, da der Bedarf an Regelenergie durch die nur einseitig regelbaren erneuerbaren Energien stark ansteigt. Diese Entwicklung wird nur wenig gedämpft durch mögliche Zusammenschlüsse von Regelenergiemärkten die eine Verringerung der Nachfrage zur Folge hätten.

Grundsätzlich unterscheidet man in einer Regelzone drei verschiedene Regelungstufen. Nach den Konventionen der Union for Coordination of Transmission of Electricity (UCTE), dem europäischen Verbundnetz mit 24 Mitgliedsländern sind das [53]:

- die Primärregelung, bei welcher die Leistung innerhalb von 30 Sekunden zur Verfügung gestellt werden muss
- die Sekundärregelung, die ebenfalls das Gleichgewicht zwischen Erzeugung und Verbrauch wieder herstellt, allerdings erst nach 30 Sekunden und bis zu 15 Minuten
- die Minutenreserve, welche nach 15 Minuten die Sekundärregelung ablöst

Besonders der Bedarf an negativer Regelleistung, also die Absorption von Erzeugungsspitzen aus der Wind- und Solarenergie, erhöht sich. Durch das Erneuerbare-Energien-Gesetz wird ein Verringern der Einspeisung an der Quelle verhindert. Auch bei Windspitzen und daraus folgender Überproduktion muss die Energie eingespeist und vergütet werden. Dieses Szenario kann in Kombination mit einer geringen Nachfrage auch zu negativen Preisen auf dem Spotmarkt führen.

Der European Energy Exchange-Spotmarkt ist Bestandteil der größten Energiebörse Europas. Dort wird zwischen Deutschland, Frankreich, Österreich und der Schweiz Handel mit Energie betrieben. Dabei unterscheidet man zwischen folgenden Handelsmodellen [43]:

Intraday-Handel: Die gehandelten Stromkontrakte werden am selben oder folgenden Tag geliefert. Die Börsenteilnehmer kaufen zusätzliche Energiemengen ein oder veräußern überschüssige Mengen. So ist es möglich, noch kurzfristig Prognoseabweichungen zu berücksichtigen und Fahrplanabweichungen zu vermeiden. Dadurch werden die Regelennergiekosten minimiert. Im Intraday-Markt können die Börsenteilnehmer die Einzelstunden des laufenden Tages bis 45 Minuten vor Lieferbeginn handeln; an jedem Tag des Jahres rund um die Uhr.

Auktionshandel: Am Day-ahead-Markt wird der Strom für den nächsten Tag gehandelt. Die Handelsteilnehmer nutzen den Day-ahead-Markt, um Beschaffung und Verkauf von Strommengen kurzfristig zu optimieren. Die Gebote der Stundenauktion ermöglichen die simultane Platzierung von unterschiedlichen Kauf- und Verkaufsmengen zu jeweils verschiedenen Preisen in der Auktion. Die ausgeführte Menge richtet sich dann nach dem ermittelten Auktionspreis. Die zustande gekommenen Geschäfte werden am Folgetag in den deutschen Regelzonen sowie in der österreichischen Regelzone beliefert.

Neben dem EEX-Spotmarkt gibt es auch noch einen Terminmarkt. Dort werden Geschäfte mit einer Laufzeit von bis zu sechs Jahren getätigt. Dadurch können die Teilnehmer eine sichere Grundversorgung über einen längeren Zeitraum hinweg gewährleisten.

Um der bereits erwähnten Ganglinie über den Tag gerecht zu werden, müssen sich die gehandelten Energiemengen zeitlich unterscheiden. So kann mittels Energieblöcken die Fläche unter der Kurve gedeckt werden – dargestellt in folgender Abbildung.

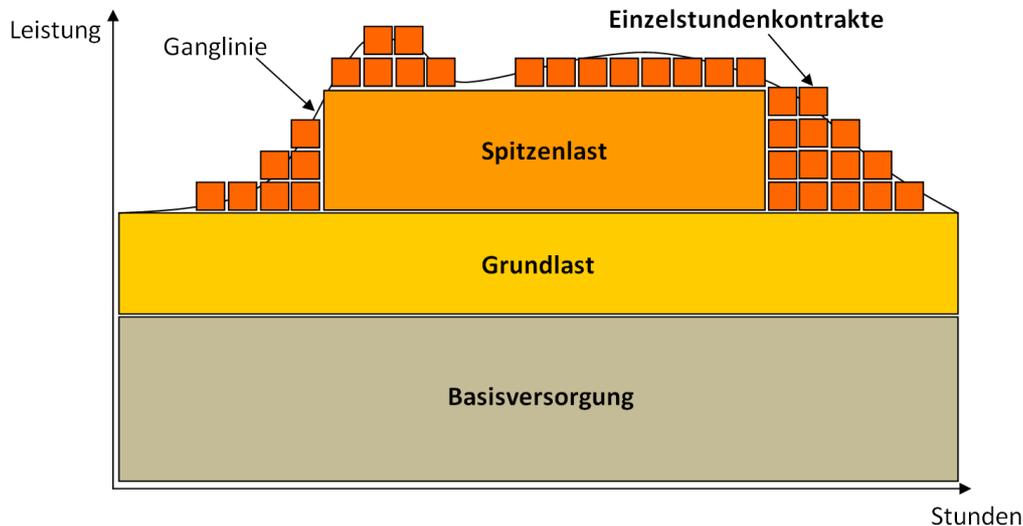


Abb. 1-6: Beispielhafte Energiedeckung einer Ganglinie

Die Basis der Energieversorgung liefern dabei langfristige Geschäftsabschlüsse am Terminmarkt. Darauf aufgesetzt sind Stromkontrakte, welche in Ganztages- oder Halbtages-Blöcke zusammengefasst werden. Um die noch nicht abgedeckte Nachfrage decken zu können, werden zusätzlich Einzelstundenkontrakte am Intraday-Markt gehandelt. Diese werden je nach Tageszeit als Off-Peak bzw. Peak-Blöcke bezeichnet und unterscheiden sich durch den jeweils erzielbaren Preis. Der Intraday-Handel besitzt durch die notwendige Ausregelung der Wind- und Photovoltaikanlagen eine stark wachsenden Bedeutung. Im Unterschied zur Regenergie besteht die Möglichkeit der aktiven Reaktion auf Preisveränderungen durch die sehr kurzen Vorlaufzeiten.

Trotzdem kommt es zu Situationen, bei denen die Differenz zwischen Peak- und Off-Peak-Preis negativ wird. Beispielsweise um die Mittagszeit, wenn starke solare Einstrahlung zu einer Leistungsspitze der Solarstromeinspeisung führt und die Nachfrage nach Regenergie aus Spitzenlastkraftwerken dämpft.

Dann kann der Marktpreis, wie beschrieben, ins Negative absinken, und es kommt zur befremdlichen Situation, dass Kraftwerksbetreiber die Abnahme von überschüssiger Energie vergütet bekommen. Idealerweise wird diese Energie in potentielle Energie übergeführt, um bei Bedarf wieder abgerufen werden zu können [43].

Die Rolle der Wasserkraft erweitert sich durch diese Gegebenheiten von der erneuerbaren Energiegewinnung zur Sicherstellung der Systemsicherheit, wirtschaftlichen Speicherung der

Energie und raschen Verfügbarkeit sowie Regelbarkeit in einem weiten Leistungsbereich. Desweiteren bieten große Pumpspeicherkraftwerke, insbesondere durch Nutzung von drehzahlvariablen Pumpturbinen, durch ihre hochdynamischen Eigenschaften wesentliche Vorteile für den stabilen Betrieb eines Verteilernetzes.

Die instabilen Eigenschaften von Energiequellen wie der Windenergie machen die Pumpspeicherkraft unverzichtbar. Nach G. Frizberg besteht eine Notwendigkeit der Pumpspeicherkraftwerke für die Integration der volatilen, also spontan und schwer planbar auftretenden, Erneuerbaren in das Stromnetz. Durch den steigenden Ausbau der erneuerbaren Energien in den Regionen, in denen die Ressourcen vorhanden sind, nämlich der Windkraft in Nordeuropa und der Solarenergie in Südeuropa, besteht eine große Chance für Österreich den Alpenspeicher als „grüne Batterie“ für Europa auszubauen [9].

Besondere Priorität hat hierbei die Nutzung bestehender Infrastrukturen die durch den Ausbau in Pumpspeicher einen hohen Zusatznutzen aufweisen würden.

Trotz aktuell niedriger Terminmarktpreise und geringem „Peak/Offpeak-Spread“ sind Entscheidungen für Investitionen in Pumpspeicherkraftwerke nicht von der gegenwärtigen Situation abhängig zu machen. Vielmehr müssen die grundlegenden Entwicklungen, wie der zukünftige Speicherbedarf, berücksichtigt werden. Mit dem Ausbau der erneuerbaren Energien und dem Rückgang an konventioneller (also fossiler und nuklearer) Erzeugung wächst dieser immens an. Substitutionstechnologien, die eine Alternative zu Pumpspeicherung darstellen, sind zurzeit nicht in Sicht [24].

Aktuelle Studien beschäftigen sich mit der Ausdehnung des UCTE-Gebietes, mit dem Ziel das größte Verbundnetz der Welt zu schaffen. Eine der größten Herausforderung dabei wird der Erhalt der Versorgungssicherheit und der Netzstabilität sein. Die Pumpspeicherkraft wird daher umso mehr ein wichtiger Stabilitätsfaktor in der Zukunft sein [2].

Mit dieser Arbeit wird die Untersuchung des Betriebs einer Modellpumpturbine abseits des Optimums auf Druckpulsationen ermöglicht werden. Die dahinterstehende Motivation soll durch die beschriebenen zukünftigen Entwicklungen und die große Bedeutung, die den Pumpspeicherkraftwerken und insbesondere den Pumpturbinen zukommt, unterstrichen werden.

1.3 Ausgangssituation

Im Labor des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz wird in Zusammenarbeit mit der ANDRITZ Hydro GmbH ein Projekt zur Untersuchung der Instabilität von Pumpturbinen beim Synchronisieren durchgeführt. Zu diesem Zweck wurde in den institutseigenen Großprüfstand ein Modul zur experimentellen Untersuchung von Pumpturbinen nach IEC 60193:1991 integriert (s. Abb. 1-7). Der bestehende Vier-Quadranten Prüfstand mit seinen Komponenten wird in Kapitel 3 näher erläutert.



Abb. 1-7: Pumpturbinenprüfstand

Desweiteren wurde im Vorfeld zu diesem Projekt von Herrn Dipl.-Ing. (FH) Senn ein neues elektronisches Messsystem (s. Abb. 1-8) zur Erfassung von physikalischen Messgrößen eingeführt. Dieses basiert auf der Software LabVIEW und den dazugehörigen Hardwarekomponenten des Herstellers National Instruments.



Abb. 1-8: National Instruments Messsystem

Mit Hilfe dieses Prüfstandes und den Messinstrumenten wurden fünf unterschiedliche Varianten von Laufrädern mit stets gleichem Leitschaufelapparat gemessen. Diese Messungen umfassten alle wichtigen Charakteristiken einer Pumpturbine. In einem weiteren Schritt wird der Prüfstand für die Visualisierung der Laufrad-Leitradinteraktion modifiziert. Die Erforschung des Betriebsverhaltens außerhalb des Designbereichs, im Speziellen im Übergangsbereich von Turbinen- auf Pumpbetrieb, soll den häufig vermuteten Zusammenhang zwischen dem so genannten „S-Schlag“ der Kennlinie und der vorhandenen Instabilität analysieren [21].

1.4 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Um neben den stationären physikalischen Messgrößen auch instationäre Drücke messbar zu machen, sollen dynamische Drucksensoren in den Vier-Quadranten Prüfstand implementiert werden. Diese sollen die dynamischen Druckschwankungen, welche auf der Rotor-Stator-Interaktion basieren, erfassen.

Die hochdynamischen Drucksensoren erfassen an bereits vorgesehenen Positionen im Bereich des Modells die Druckpulsationen, welche durch die Wechselwirkung der Strömung zwischen Lauf- und Leitrad entstehen. Einfachere Drucksensoren im Saugrohr und im Rohrleitungssystem sollen Informationen über die Eigencharakteristik des Prüfstandes und dessen Einfluss auf das Modell liefern.

Ziel dieser Arbeit ist das Erstellen eines Messprogrammes für die dynamische Drucksensorik mittels LabVIEW sowie das modulare Einbinden dieses in das bestehende Messsystem; desweiteren die Inbetriebnahme und Validation der Sensoren und das Durchführen von Versuchsmessungen in verschiedenen Betriebszuständen.

Durch die experimentellen Untersuchungen soll die Leistungsfähigkeit der Sensoren in Verbindung mit der Messsoftware aufgezeigt werden. Der Aufbau des Messprogrammes soll zukünftigen Messaufgaben – vor allem in Verbindung mit der Strömungsvisualisierung – gerecht werden und es einem mit der Software nicht vertrauten Anwender ermöglichen, nach kurzer Einarbeitungszeit, Messungen durchzuführen.

2 Allgemeine Grundlagen

2.1 Pumpspeicherung

Das Prinzip eines Pumpspeicherkraftwerkes und dessen energiewirtschaftliche Bedeutung wurden bereits in Kapitel 1 dargelegt. Im weiteren Textverlauf wird näher auf die maschinelle Ausführung und den Betrieb eingegangen. Außerdem werden exemplarische Beispiele aufgezeigt.

2.1.1 Motivation

Die Zielsetzung der hydraulischen Pumpspeicherung lässt sich mit folgenden technischen und ökonomischen Gesichtspunkten umrahmen [11]:

- Umwandlung von Schwachlastenergie in Spitzenenergie (Energieveredelung)
- Verwertung überschüssiger Energie aus Grundlastkraftwerken
- Rasche Deckung von Spitzenbedarf im Versorgungsnetz
- Bereitstellung von augenblicklich einsetzbaren Leistungsreserven und schnelle Aufnahme von Überschussleistung bei unerwartetem Ausfall großer Verbraucher
- Phasenausgleichsbetrieb zur Spannungsregulierung

Weitere Aufgaben, die sich mit Pumpspeicherkraftwerken im Netzverbund bewältigen lassen:

- Ausgleich von Ungleichgewichten zwischen Leistungsangebot und -nachfrage im europäischen Verbundnetz (Primärregelung und Sekundärregelung)
- Frequenzhaltung der 50 Hz Netzfrequenz mit einer maximalen Toleranz von $\pm 0,05$ Hz
- Schwarzstart zum Wiederaufbau des Versorgungsnetzes nach einem flächendeckenden Stromausfall

Einer der wesentlichen Vorteile von Speicher- bzw. Pumpspeicherkraftwerken ist die Inbetriebnahme mit sehr geringer zeitlicher Verzögerung. Je nach Ausführung der Anlage und abhängig vom Turbinentyp beträgt diese ein bis drei Minuten bis die installierte Leistung genutzt werden kann – sofern der Generator synchronisiert ist. Auch die geringen Umschaltzeiten vom Pump- in den Turbinenbetrieb sind durch den steigenden Bedarf von Betriebsartenwechseln besonders wichtig. Dieser Anforderung, welche durch die wachsende Einspeisung von regenerativen Energien induziert wird, sind drehzahlvariable Pumpturbinen besonders gewachsen [2]. Für detailliertere Ausführungen zu diesem Thema wird auf Kapitel 2.2.4 verwiesen.

2.1.2 Maschinelle Ausführung und Betrieb von Pumpspeicherkraftwerken

Unterschiede gibt es hinsichtlich der Lage der Welle, sowie bei der Anordnung der Maschinensätze. Horizontal verbaute Wellen haben zwar den Vorteil der besseren Zugänglichkeit und sind damit wartungsfreundlicher, jedoch fällt bei vertikaler Aufstellung die Wellendurchbiegung weg, was wesentliche Vorzüge für den Zusammenbau und den Betrieb bedeutet. Bei einer stehenden Welle liegt die Pumpe stets unter der Turbine, dies ist aufgrund der höheren Kavitationsempfindlichkeit der Pumpe notwendig. Turbine und Generator können genauso wie Pumpe und Motor getrennt angeordnet sein; gleichfalls ist eine vereinigte Anordnung als Pumpturbine und als Motorgenerator möglich. Aufgrund der geforderten hohen Anzahl von Betriebswechseln ist besonders auf die Belastbarkeit der einzelnen Komponenten großes Augenmerk zu legen [30].

Grundsätzlich unterscheidet man 2 Hauptgruppen; eine Tandemanordnung und eine Bauweise als Zweimaschinensatz. Bei erstgenanntem sind die Turbine und die Pumpe voneinander getrennt aufgebaut und beispielsweise über hydraulische Wandler oder Kupplungen verbunden. Anders ist der Einsatz von Freistrahlturbinen gar nicht möglich. Vorteile sind höhere Wirkungsgrade und kürzere Umschaltzeiten. Beim Zweimaschinensatz wird eine hydraulische Umkehrmaschine direkt mit dem Motorgenerator gekoppelt, was eine erhebliche Kosteneinsparung im baulichen und maschinellen Bereich bringt. So können Rohrumpfturbinen bei mittleren und kleinen Fallhöhen eingesetzt werden, für größere Fallhöhen bis zu 800 Metern werden Francis-Pumpturbinen verbaut. Mehrstufige Ausführungen, durch welche sich der Laufraddurchmesser verringert, sind genauso möglich wie mehrflutige, werden allerdings äußerst selten ausgeführt. Untenstehende Darstellung zeigt verschiedene Möglichkeiten der Aggregatanordnung. (P...Pumpe, MG...Motorgenerator, T...Turbine, ZK...Zahnkupplung, A...Anwurfmaschine, W...Wandler)

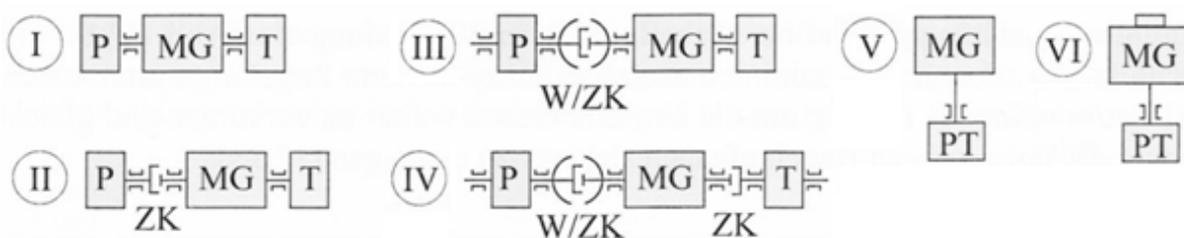


Abb. 2-1: Verschiedene Aggregatanordnungen von Pumpspeicherkraftwerken [11]

Anordnung 5 ist die heute gängigste Bauweise für Pumpspeicherkraftwerke [11]. Diese Anordnung in Kombination mit einem drehzahlvariablen Betrieb durch Verwendung eines Frequenzumrichters ergibt ein hochdynamisches und in einem Bereich von bis zu 10 % der Nenndrehzahl regelbares Betriebsverhalten mit geringen Betriebsübergangszeiten. Damit sind diese Maschinensätze besonders für Primär- und Sekundärregelungsaufgaben geeignet. Auf die besonderen Vorteile dieser Technologie wird in Kapitel 2.1.3.3 am Beispiel des PSW Goldisthal näher eingegangen. Für die in Abb. 2-1 dargestellten Bauweisen von Maschinengruppen sind die Zeitspannen der Schaltzeiten in folgender Tabelle angeführt.

Tab. 2-1: Schaltzeiten der Aggregatanordnungen von Pumpspeicherkraftwerken [11]

Anordnung	Schaltzeit in Sekunden			
	Stillstand bis Turbinenbetrieb	Pumpbetrieb bis Turbinenbetrieb	Stillstand bis Pumpbetrieb	Turbinen- bis Pumpbetrieb
I	80-110	50-70	90-120	50-70
II	60-90	120-180	90-120	360-480
III	60-90	40-50	80-110	30-40
IV	60-90	40-50	80-110	30-40
V	60-100	90-120	160-240	-
VI	60-100	90-120	300-480	540-720

Die Ausführungen 1 bis 4 werden bei Gleichdruckturbinen sowohl mit liegender als auch mit stehender Welle eingesetzt. Bei der Variante 6 wird motorseitig ein starr gekoppelter Anwurfmotor verwendet. Dies führt zu sehr hohen Schaltzeiten vom Stillstand in den Pumpbetrieb und vermindert dadurch deren Bedeutung.

Die Schaltzeiten von Stillstand zu Pump- oder Turbinenbetrieb und die jeweiligen Betriebsumkehrzeiten sind bei Verwendung eines Synchronisierwandlers, wie bei den Varianten 3 und 4, am Geringsten. Dabei wird die gefüllte Pumpe an den bereits umlaufenden Motor gekoppelt. In Anordnung 3 läuft die Turbine während des Pumpbetriebes ausgeblasen mit. Hingegen kann bei Variante 4 diese noch zusätzlich abgekuppelt werden, was zu höchsten Wirkungsgraden im Pumpbetrieb führt. Der immense Nachteil dieser Bauweisen gegenüber den reversiblen Pumpturbinen ist die zusätzliche hydraulische Einheit mit Rohrleitung, Absperrorgan und benötigtem Bauvolumen. Dabei darf aber nicht auf die Betriebsdauer und den damit verbundenen Verschleiß vergessen werden. Pumpturbinen werden doppelt so stark beansprucht wie getrennte Maschinensätze [30].

Die Zahl der Betriebsartenwechsel bei Pumpspeicherkraftwerken liegt im Durchschnitt bei ungefähr 2.000 pro Jahr und kann in Grenzfällen auf bis zu über 4.000 Wechsel zwischen Turbinen- und Pumpbetrieb in einem Jahr ansteigen. So erreichte eine Einzelmaschine des Kraftwerks Wehr der Schluchseewerk AG im Jahr 2007 4.580 Betriebswechsel [11]. Dies wird verdeutlicht durch folgende Darstellung die einen exemplarischen Tagesbetrieb eines Pumpspeicherwerkes mit vier Maschinensätzen zeigt.

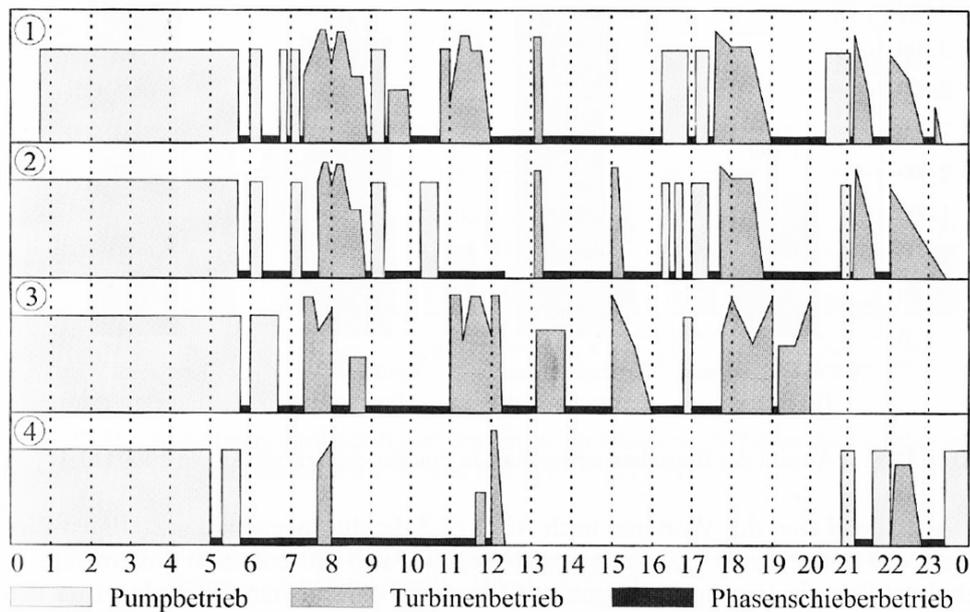


Abb. 2-2: Beispielhafter Tagesbetrieb eines PSKW der Schluchseewerk AG [11]

Wie in der Abb. 2-2 zu erkennen, wird hauptsächlich zu Nachtzeiten gepumpt und tagsüber turbiniert. Durch die stattgefunden Liberalisierung des Strommarktes kommt es häufig zu sehr geringen Betriebszeiten im jeweiligen Betriebsmodus. Das rasche Wechseln zwischen Pump- und Turbinenbetrieb wird auch als Pumpentakten bezeichnet.

Neben den bereits erwähnten Betriebsarten kommt noch ein spezieller Fall des Pumpbetriebes zum Aufgabenportfolio eines Pumpspeicherwerkes hinzu – der hydraulische Kurzschluss. Dabei wird die geförderte Wassermenge beispielsweise in zwei Teilmengen abgezweigt, wobei ein Teil weiterhin in das Oberbecken gepumpt wird, während der andere Teil über die Turbine abgebaut und zurück in das System geleitet wird. Dazu wird auf Abb. 2-4 in Kapitel 2.1.3. verwiesen. Dieser spezielle Betriebsfall ist nur bei getrennten Pump- und Turbinenlaufrädern möglich. Er ermöglicht einen unbegrenzten Primär- und Sekundärregelbetrieb [11]. Diese Regelbetriebsform wird beispielsweise im Kraftwerk Kops II der Vorarlberger Illwerke eingesetzt und erlaubt eine Ausnutzung des kompletten Leistungsspektrums von -100 bis +100 Prozent. Diese und weitere aktuelle Ausführungen von Anlagen sollen im folgenden Unterkapitel beispielhaft angeführt werden.

2.1.3 Aktuelle Ausführungsbeispiele

2.1.3.1 Kopswerk II

Als größtes Kavernenkraftwerk der Welt ging es betrieben durch die Vorarlberger Illwerke AG Ende 2008 ans Netz. Es befindet sich im Montafon und bezieht sein Wasser aus der Silvretta-Gebirgsgruppe. Jeder der drei Maschinensätze besteht aus einer Pelton turbine, einem Motorgenerator und einer durch einen hydraulischen Wandler abkuppelbaren Pumpe. In Anlehnung an Abb. 2-1 des vorigen Kapitels ist es wie Variante 3 konzipiert, allerdings mit vertikaler Welle. Folgende Abbildung zeigt einen Schnitt durch die Kraftwerkskaverne.

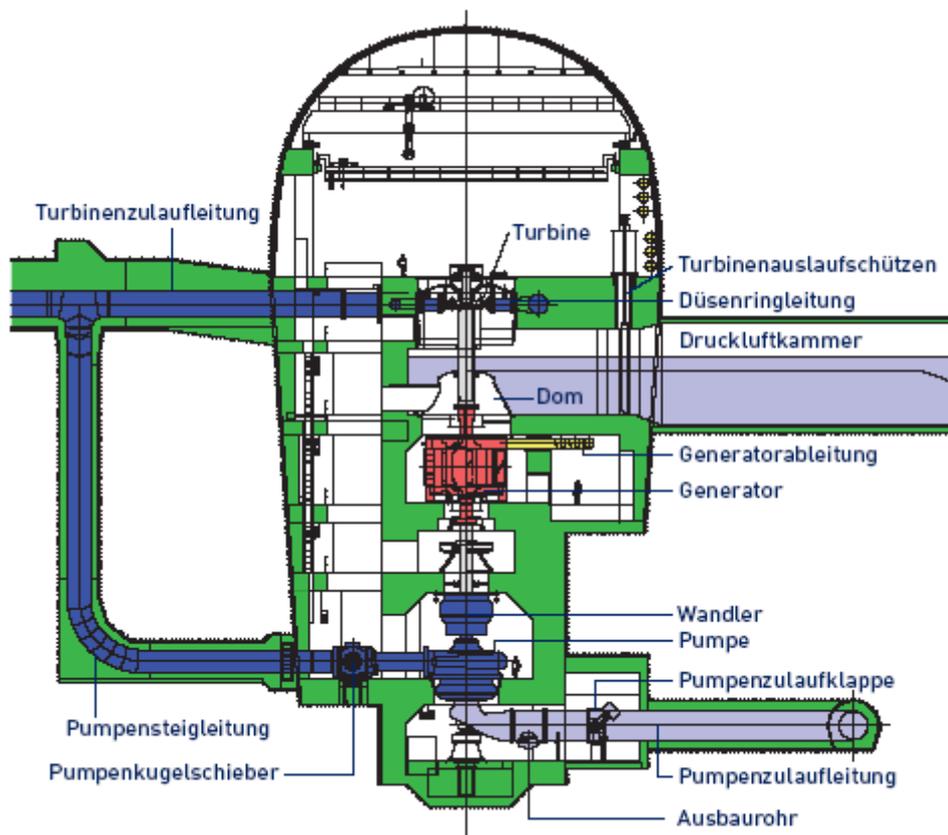


Abb. 2-3: Aufriss der Kraftwerkskaverne von Kops II [38]

Das hydraulische Konzept erlaubt wie bereits erwähnt eine Regelfähigkeit von ± 100 Prozent. Dies wird durch den Betrieb im hydraulischen Kurzschluss ermöglicht. Besondere Aufmerksamkeit musste dem der Pumpe zulaufenden Wasser gewidmet werden. Dieses muss um Kavitation und Wirkungsgradverluste zu vermeiden luftblasenfrei sein. Erreicht wurde diese Anforderung durch Platzieren eines Druckluftwasserschlosses in der jeweiligen Unterwasserführung der Turbine. Die Einbautiefe konnte damit verringert werden und die Betriebssicherheit gewährleistet werden.

Das besondere Konzept dieses Kraftwerks ermöglicht es, in gerade 20 Sekunden von Pumpenbetrieb mit 450 MW Gesamtleistung und einem Durchsatz von 80 m³/s auf Turbinenbetrieb mit 540 MW umzuschalten [47].

Die mit dem Betrieb im hydraulischen Kurzschluss verbundenen schnellen Stellzeiten verlangen die Beherrschung der hydraulisch dynamischen Druckschwankungen. Auch dieser Forderung wurde durch ein entsprechend groß dimensioniertes Wasserschloss, das zusätzlich mit Drosseln versehen ist nachgekommen.

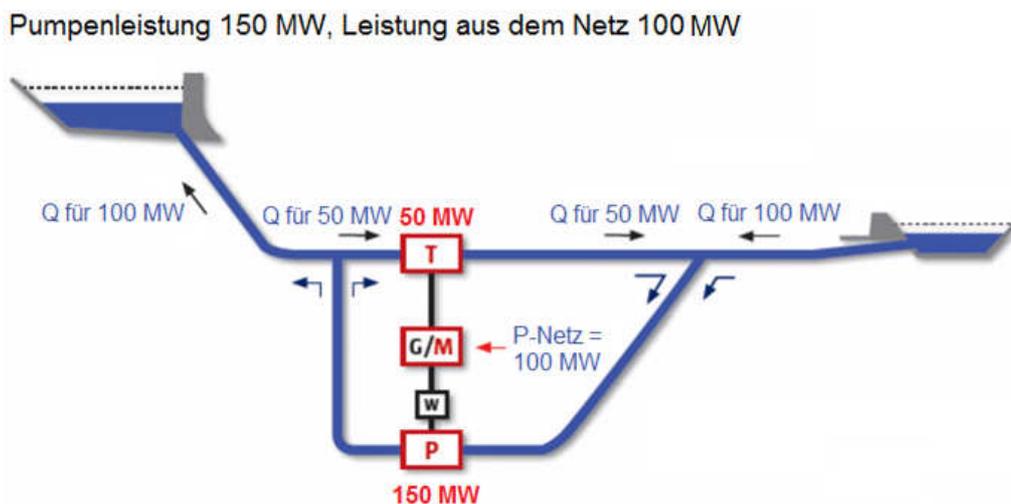


Abb. 2-4: Beispiel für den Betrieb im hydraulischen Kurzschluss [38]

Obige Abbildung zeigt schematisch den Betrieb im hydraulischen Kurzschluss. Die technischen Parameter des Kraftwerks sind in folgender Tabelle angeführt:

Tab. 2-2: Technische Daten des PSKW Kops II [2], [38]

Turbinentyp	6-düsige Freistrahlturbine, vertikale Welle, 500 min ⁻¹
Nennleistung Turbinenbetrieb	3 x 180 MW
Fallhöhe	808 m
Nenndurchfluss Turbinenbetrieb	3 x 25,3 m ³ /s
Pumpentyp	3-stufig
Nennleistung Pumpbetrieb	3 x 150 MW
Nennförderstrom Pumpbetrieb	3 x 18,4 m ³ /s
Regelungsband	± 100 %
Elektrotechnische Ausrüstung	3 x Synchronmotor/-generator

2.1.3.2 PSKW Limberg II

Das Kraftwerk Limberg II der Verbund AG in Kaprun ist mit 480 MW das größte Pumpspeicherkraftwerk in Österreich, bei dem seit der Inbetriebnahme 2011 eine Pumpturbine ihren Betrieb verrichtet. Es nutzt die Höhendifferenz zwischen den Jahresspeichern Mooserboden und Wasserfallboden. Vollständig unterirdisch in Kavernen gebaut besitzt es 2 Maschinensätze die exakt wie in Anordnung 5 der Abbildung des vorigen Kapitels verbaut wurden. Die beiden Pumpturbinen haben einen Laufraddurchmesser von 3,9 m.

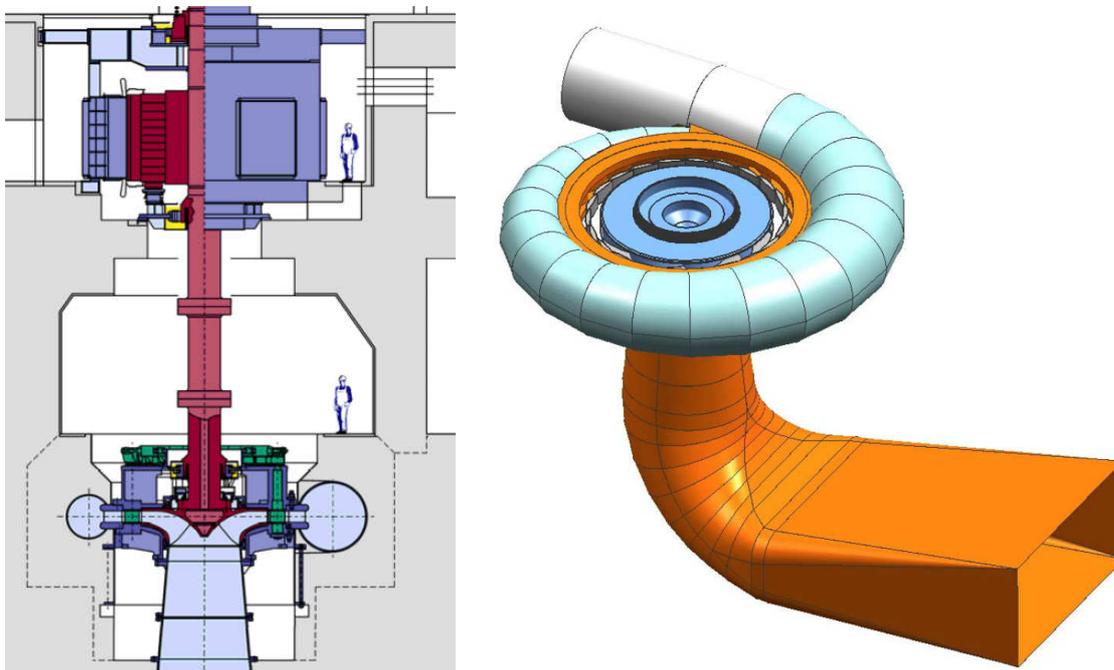


Abb. 2-5: Schnitt durch einen Maschinensatz von Limberg II und 3D-CAD Modell einer der Pumpturbinen [26], [37]

Die obige Abbildung zeigt einen Schnitt des Maschinensatzes und ein dreidimensionales CAD-Modell einer Pumpturbine mitsamt Spirale, Stütz- und Leitschaufeln sowie Saugrohr. Die technischen Parameter des Kraftwerks sind in nachstehender Tabelle angeführt:

Tab. 2-3: Technische Daten des PSKW Limberg II [26], [37]

Turbinentyp	Reversible Francis Pumpturbine, vertikale Welle, 428 min^{-1}
Installierte Leistung Pumpturbine	2 x 240 MW in Pump- und Turbinenbetrieb
Fallhöhe	365 m
Nenndurchfluss Turbinenbetrieb	2 x $72 \text{ m}^3/\text{s}$
Nennförderstrom Pumpbetrieb	2 x $68 \text{ m}^3/\text{s}$
Elektrotechnische Ausrüstung	2 x Synchronmotor/-generator, bürstenlos

2.1.3.3 PSKW Goldisthal

Erstmals in Europa wurde im Kraftwerk Goldisthal der Vattenfall Europe Generation AG im großen Maßstab eine drehzahlvariable Pumpturbine integriert. Der große Vorteil gegenüber klassischen Pumpspeicherkraftwerken mit synchronen Motorgeneratoren, die mit konstanter Synchrondrehzahl rotieren, ist die Verstellmöglichkeit der Drehzahl in einem begrenzten Bereich. Die 4 Maschinensätze (s. Abb. 2-6), je 2 Pumpspeichersätze mit Asynchron-Motorgeneratoren und 2 Pumpspeichersätze mit Synchron-Motorgeneratoren, wurden im Jahr 2004 in Betrieb genommen.

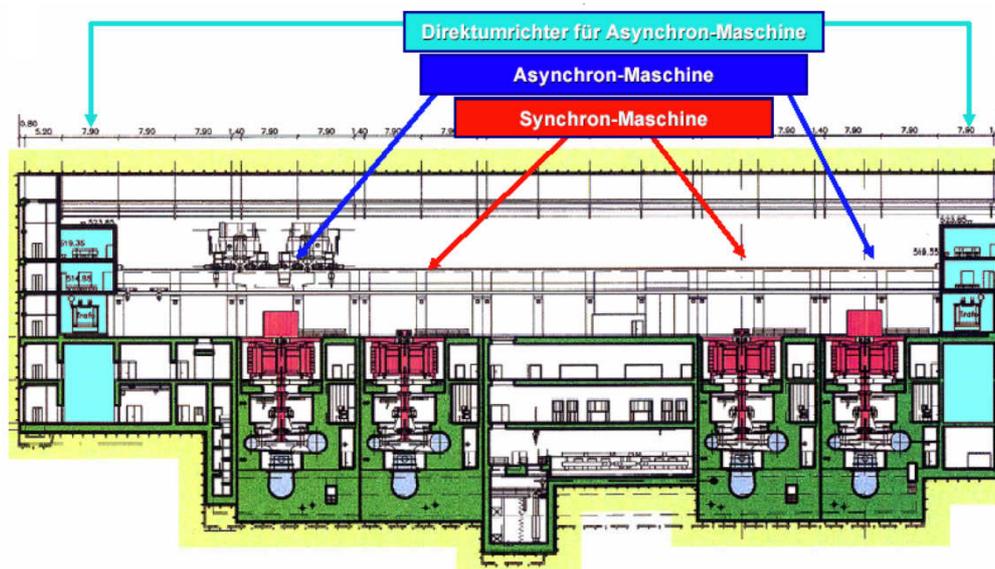


Abb. 2-6: Schnitt durch das Krafthaus Goldisthal [10]

Alle vier Pumpturbinen haben einen Laufraddurchmesser von ca. 4,6 m. Das im Thüringer Schiefergebirge gelegene Pumpspeicherwerk ist das größte Wasserkraftwerk Deutschlands. Die technische Besonderheit der drehzahlvariablen Pumpturbine wird in Kapitel 2.2.4 näher erläutert. Folgende Tabelle listet die technischen Eckdaten des Kraftwerks auf:

Tab. 2-4: Technische Daten des PSKW Goldisthal [4], [51]

Turbinentyp	Reversible Francis Pumpturbine, vertikale Welle, 333 bzw. 300-346 min ⁻¹
Installierte Leistung Turbine	2 x 261 MW (synchron), 2 x 300 MW (asynchron)
Fallhöhe	ca. 300 m
Nenndurchfluss Turbinenbetrieb	4 x 100 m ³ /s
Nennförderstrom Pumpbetrieb	4 x 80 m ³ /s
Regelungsband	90 – 104 %
Elektrotechnische Ausrüstung	2 x Synchronmotorgenerator, 2 x Asynchron-Motorgeneratoren

2.2 Reversible Francis-Pumpturbine

Diese besondere Strömungsmaschine erfüllt zwei Funktionen mit nur einem Laufrad. Sie ermöglicht in kompakter Bauform sowohl als Turbine, wie auch als Pumpe zu arbeiten. Dabei ändert sich die Drehrichtung des Laufrades und die Strömung kehrt sich völlig um. Dieser Vorgang dauert allerdings länger als bei getrennten Aggregaten, außerdem werden für das Anfahren in den Pumpbetrieb zusätzliche Einrichtungen benötigt. Bereits in Betrieb genommene Pumpspeicherwerke leisten bis zu 2.400 MW, wie die Anlage Guangzhou im Südosten Chinas oder erreichen Pumpenförderhöhen von bis zu 780 m, wie die Anlage Kazunogawa in Japan [11].

2.2.1 Aufbau und Funktionsweise

Pumpturbinen ähneln in ihrem Aufbau eher radialen Francis Turbinen als Pumpen [23]. Die folgende Darstellung zeigt einen Schnitt durch einen Teil des Maschinensatzes der Anlage Goldisthal mit ihren hydraulischen Komponenten.

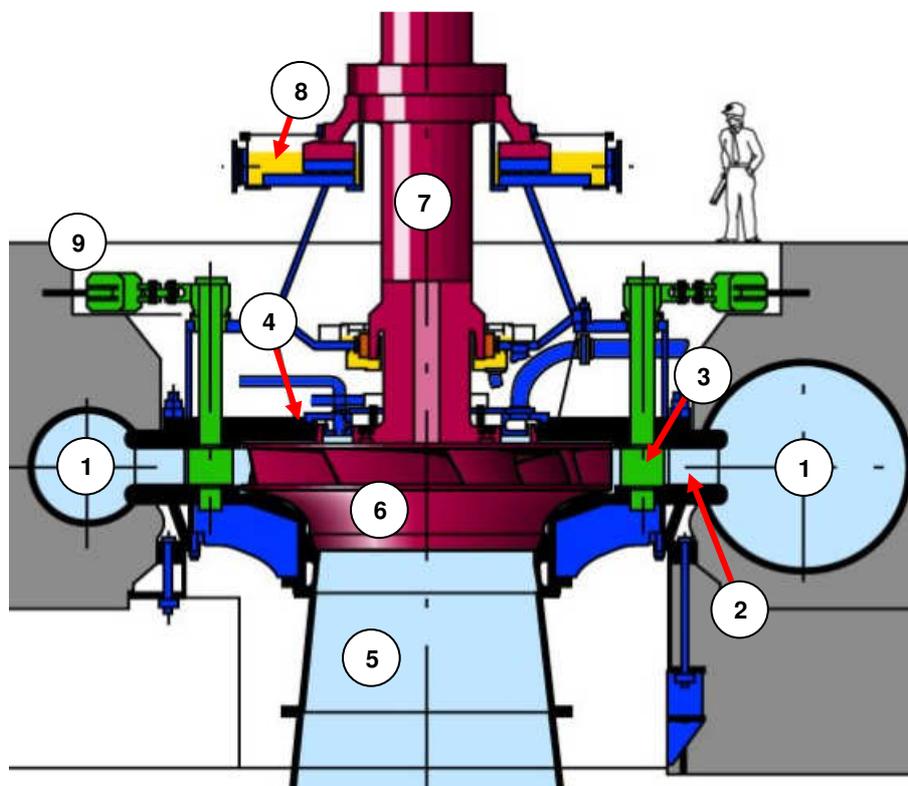


Abb. 2-7: Aufbau einer Pumpturbine

Die Abbildung zeigt die Komponenten einer Pumpturbine: 1 Spiralgehäuse, 2 Stützschaufel, 3 Leitschaufel, 4 oberer Turbinendeckel, 5 Saugrohr, 6 Laufrad, 7 Welle, 8 Führungslager, 9 Servomotor zur Leitschaufelverstellung

Im Turbinenbetrieb wird das druckbeaufschlagte Wasser durch die Spirale dem Laufrad über die Leitschaufeln zugeführt. Die Spirale, welche mit einem Rechteck-, Trapez- oder Kreisringquerschnitt ausgeführt werden kann, dient zum Aufbau des Dralls und zum rotationssymmetrischen Zuführen der Strömung. Am Übergang zwischen Spiralgehäuse und Turbinengehäuse ist aus statischen Gründen ein Stützschaukelring angeordnet, dessen Schaufeln die Strömung möglichst verlustarm zu den Leitschaufeln hinführen. Der dann folgende Leitschaukelring hat die Aufgabe den Anströmwinkel zu den Laufradschaufeln zu definieren. Der Winkel der Leitschaufeln kann synchron über einen verbundenen Reguliererring oder einzeln über Servomotoren gesteuert werden. Die hohe kinetische Energie und der statische Druck der Strömung werden in den konvergenten Kanälen des Laufrades durch Abbau des Dralls, welcher in der Spirale und den Leitschaufeln erzeugt wurde in Wellenarbeit umgewandelt. Am Austritt der Turbine ist die Strömung somit möglichst drallfrei und hat einen geringen Druck. Je nach Lage kann mit dem angeschlossenen Saugrohr der Höhenunterschied zwischen Laufradaustritt und Unterwasserspiegel ausgenutzt werden. Weiters bietet es die Möglichkeit der Rückgewinnung der in der austretenden Strömung verbleibenden Geschwindigkeitshöhe [11], [17].

Im Pumpbetrieb kehrt sich die Drehrichtung des Laufrades um. Der Energiefluss geschieht vom Laufrad an das Fördermedium. Dieses baut über die nun divergenten Kanäle den Drall auf. Der Leitapparat und die Spirale wirken als Diffusor und wandeln die kinetische Energie in Druck um. Da es in Pumpenrichtung zu einer Verzögerung der Strömung kommt, spielen Grenzschicht- und Zähigkeitseffekte eine wichtige Rolle. Somit muss für die unterschiedlichen Anforderungen der beiden Betriebsarten ein guter Kompromiss gefunden werden. So wird beispielsweise die Krümmung der Laufschaufel eher für den Pumpbetrieb ausgelegt, da sonst die Strömung der Kontur nicht ablösungsfrei folgen könnte und der Laufraddurchmesser einer Pumpe ist ebenfalls größer als bei gesondert ausgeführten Maschinensätzen. Durch den Einsatz von polumschaltbaren Maschinen, welche den Betrieb mit jeweils optimaler Drehzahl durch Variieren der Polpaarzahlen ermöglichen, oder Frequenzumrichtern mit Asynchronmotorgeneratoren können diese Nachteile verringert werden [30].

2.2.2 Vier-Quadranten-Betrieb

Durch die Drehrichtungsumkehr der reversiblen Pumpturbine ergeben sich neben dem regulären Pump- bzw. Turbinenbetrieb auch noch weitere Betriebsarten. Diese sollen anhand des Vier-Quadranten Kennfeldes nach IEC 60193 [16] erläutert werden.

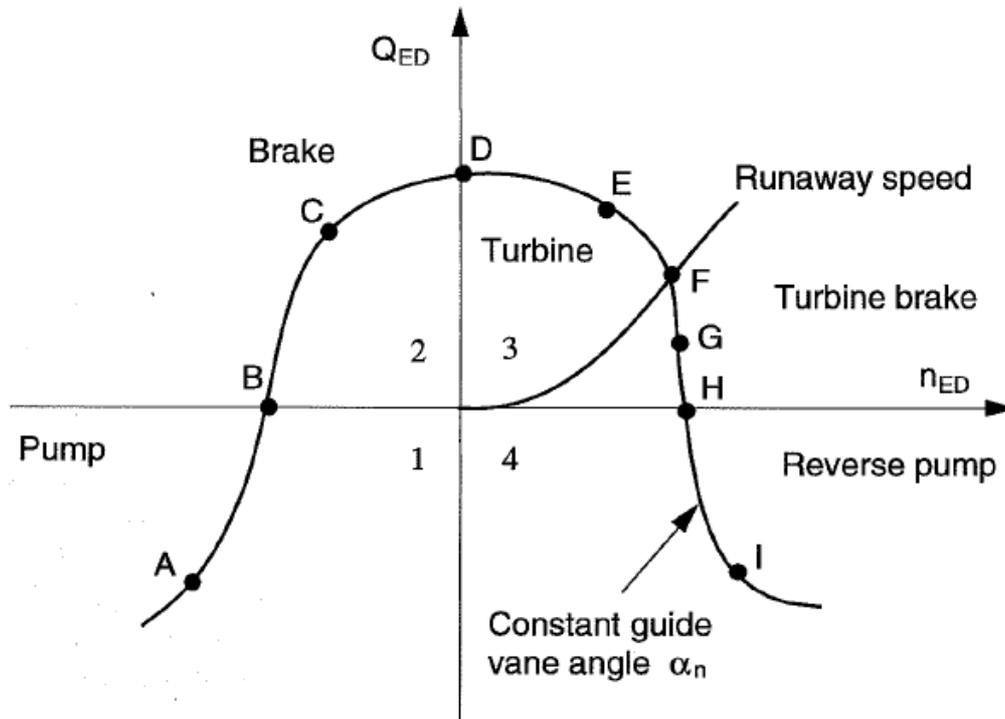


Abb. 2-8: Vier-Quadranten Kennfeld [16]

Auf der Ordinate ist der Discharge factor Q_{ED} aufgetragen, der sich folgend berechnet,

$$Q_{ED} = \frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}} [-] \quad (2.1)$$

und eine dimensionslose Größe ist. Er setzt sich zusammen aus dem gemessenen Durchfluss $Q_1 [\frac{m^3}{s}]$, dem Laufraddurchmesser $D [m]$ und der spezifischen hydraulischen Energie, die sich folgendermaßen definiert:

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2) \cdot g \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \quad (2.2)$$

Der erste Term ist dabei die statische, der zweite Term die kinetische Druckhöhendifferenz und der Dritte gibt die geodätische Höhendifferenz multipliziert mit $g [\frac{m}{s^2}]$ an. ρ und g sind dabei als arithmetische Mittelwerte zwischen Stelle 1 und 2 definiert (vgl. Kapitel 3.3.2).

p_{abs} sind die statischen Drücke gemessen gegenüber Vakuum und v ist die Strömungsgeschwindigkeit.

Die Abszisse hat den Speed factor n_{ED} aufgetragen, der sich aus folgendem Zusammenhang ergibt und wiederum dimensionslos ist:

$$n_{ED} = \frac{n_1 D}{E^{0,5}} \quad [-] \quad (2.3)$$

Neben den bereits erwähnten Größen fließt hier noch die gemessene Drehzahl n [s^{-1}] ein.

Die in Abb. 2-8 dargestellte Kennlinie gilt für einen konstant eingestellten Winkel der Leitschaufeln und erstreckt sich über folgende Quadranten:

- Quadrant 1: Pumpenbetrieb
- Quadrant 2: Pumpenbremsbetrieb
- Quadrant 3: Turbinen- und Turbinenbremsbetrieb
- Quadrant 4: Pumpenbetrieb in Turbinendrehrichtung

Der reguläre Betriebszustand, in dem die Maschine als Pumpe arbeitet, ist durch den negative Durchfluss und die negative Drehrichtung gekennzeichnet (Punkt A in Abb. 2-8). Eine positive Durchflussrichtung, aber negativ umlaufendes Laufrad findet man während des Pumpenbremsbetriebs (Punkt C). Dieser Zustand wird beispielsweise erreicht, wenn es während des Pumpbetriebes zu einem Netzausfall kommen sollte.

Der Turbinenbetrieb ist charakterisiert durch eine positive Richtung des Durchflusses und der Drehrichtung. Auch das Moment, welches an der Turbinenwelle anliegt, ist positiv (Punkt E). Der spezielle Fall des Nulldrehmoments liegt im Schnittpunkt der Kennlinie mit der Durchbrennkurve (Punkt F). Positive Drehrichtung und Durchfluss, aber negatives Moment wird als Turbinenbremsbetrieb bezeichnet (Punkt G).

Ein mit positiver Richtung umlaufendes Laufrad, welches jedoch in negativer Richtung durchströmt wird, ist während des Pumpbetriebes in Turbinendrehrichtung zu erkennen (Punkt I). Dabei entspricht die Pumpturbine einer Pumpe mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln. Weitere die Achsen schneidende und somit interessante Betriebspunkte sind:

Nulldurchfluss bei gegebener Förderhöhe entspricht dem Zustand bei dem die Maschine als Pumpe gegen eine geschlossene Druckseite arbeitet (Punkt B).

Ein stillstehendes Laufrad bei gegebenem Durchfluss und gerade nicht überwundenem Losbrechmoment kommt in Punkt D vor (Festbremspunkt).

Bevor sich die Strömungsrichtung umkehrt und die Maschine in Turbinendrehrichtung als Pumpe arbeitet, wird der Punkt H durchfahren, in dem der Durchfluss Null wird.

2.2.3 Vorgänge beim Betriebsartenwechsel

Wie im vorangehenden Kapitel beschrieben durchfahren Francis-Pumpturbinen in den 4 Quadranten verschiedenste Betriebszustände. Besonderes Augenmerk liegt dabei natürlich auch auf den Übergängen zwischen den Betriebsarten. Wie bereits in Kapitel 2.1.2 erwähnt ist besonders der Übergang in den Pumpbetrieb, in Verbrauchssenken, in denen das Pumpspeicherwerk als zusätzlicher Verbraucher zum Beibehalten der Netzfrequenz und zur Energieveredelung gedacht ist, wichtig. Auch der Übergang in den Turbinenbetrieb wird nachfolgend beschrieben.

2.2.3.1 Übergang in den Pumpbetrieb

Die Drehrichtungsumkehr mit nachfolgendem Hochfahren im Pumpbetrieb ist im Allgemeinen nur mit zwischenzeitlich ausgeblasener Maschine möglich und ist daher zeitaufwendiger als das Anfahren einer gefüllten Pumpe in Kombination mit einem Synchronisierwandler. Ein elektrischer Hilfsmotor, der Motorgenerator mit Hilfswicklung oder ein zusätzlicher Anfahrumsrichter bringen das Laufrad im ausgeblasenen Zustand auf Drehzahl. Die geschlossenen Leitschaufeln bilden dabei das Absperrorgan. Durch Entlüften wird dann der Wasserspiegel vom Saugrohr her wieder angehoben. Das Befüllen kann auch über einen leicht geöffneten Leitapparat geschehen. Bei dieser Anfahrprozedur, bei welcher das Wasser zuerst auf den Außenkranz des Laufrades trifft, kann es im ungünstigen Fall auch zu einem aufwärts gerichteten Axialschub kommen. Die Leitschaufeln öffnen nun nach einem vorgeschriebenen Öffnungsgesetz bis zur Vollaststellung.

Die benötigten Zeitspannen für den Übergang vom Turbinen- in den Pumpbetrieb sind exemplarisch in folgender Abbildung angeführt [8], [30].

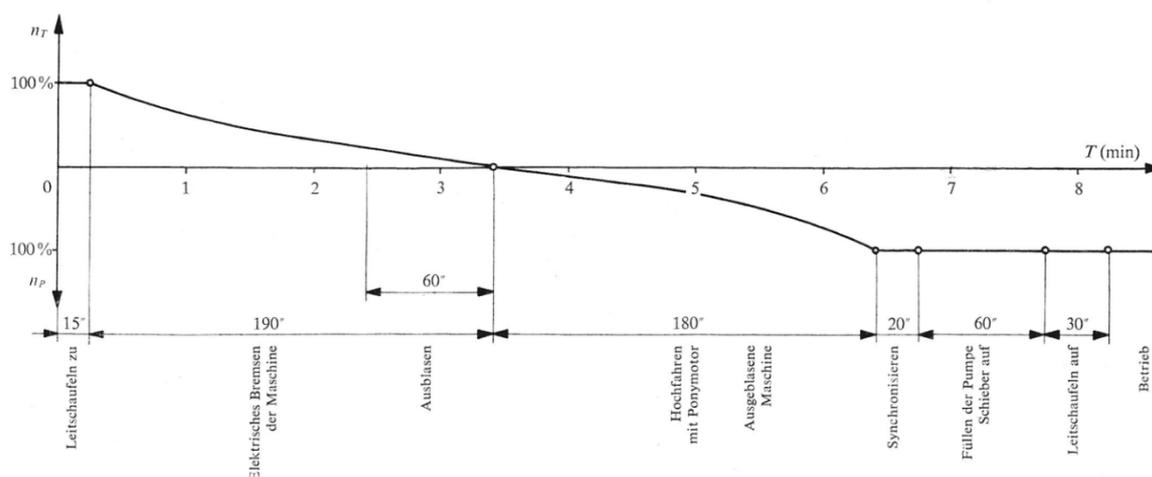


Abb. 2-9: Umschaltzeiten einer Pumpturbine von Turbinen- auf Pumpbetrieb [8]

2.2.3.2 Übergang in den Turbinenbetrieb

Zur Deckung von unerwartet auftretenden Lastspitzen müssen Pumpturbinen in kürzester Zeit vom Pump- in den Turbinenbetrieb wechseln können. Ohne den Einsatz von elektrischen oder hydraulischen Hilfsaggregaten wird der Motorgenerator vom Netz getrennt. Nach Erreichen der Synchrondrehzahl im Turbinenbetrieb wird dieser wieder an das Netz synchronisiert. Dieser Vorgang geht deutlich schneller vonstatten als der Übergang in den Pumpbetrieb, was auch in Tab. 2-1 im Kapitel 2.1.2 gezeigt wurde. Daher muss auf Druckstoßphänomene und auf den Lastanstieg im Generator besonders geachtet werden.

Natürlich sind auch bei drehzahlvariablen Pumpturbinen kurze Umschaltzeiten von großer Bedeutung. Zum besseren Verständnis des Verhaltens von Pumpturbinen beim Synchronisieren soll neben dem laufenden Forschungsprojekt mit der ANDRITZ Hydro GmbH auch mit dieser Arbeit beigetragen werden. Durch ein stabiles Betriebsverhalten auch in tiefer Teillast werden der Lastbereich und damit auch das Regelband entsprechend erweitert und das Hochfahren erleichtert. Diese Eigenschaften sollen im nächsten Kapitel behandelt werden [8], [30].

2.2.4 Drehzahlvariables Prinzip

Die Kombination einer Pumpturbine mit einem Asynchronmotorgenerator bietet Vorteile im Wirkungsgradverlauf und damit im Regelverhalten. Die Hauptvorteile sind [4], [8]:

- Höherer Wirkungsgrad im Teillastbereich, also bei Durchflüssen die kleiner sind als jener im Optimum. Daraus folgt ein flacherer Kennlinienverlauf wie in folgender Abbildung erkennbar ist.

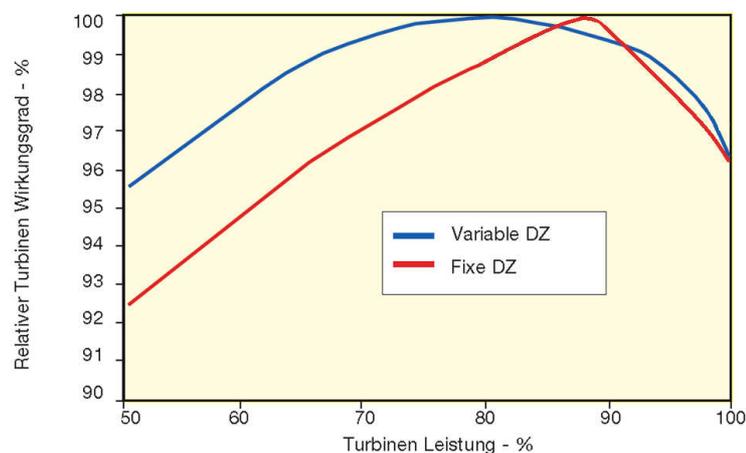


Abb. 2-10: Vergleich des Turbinen Wirkungsgrades [8]

- Im Turbinenbetrieb werden die Einsatzgrenzen erweitert. Damit können bei kleineren Fallhöhen höhere Leistungen erzielt werden, ersichtlich in Darstellung Abb. 2-11.

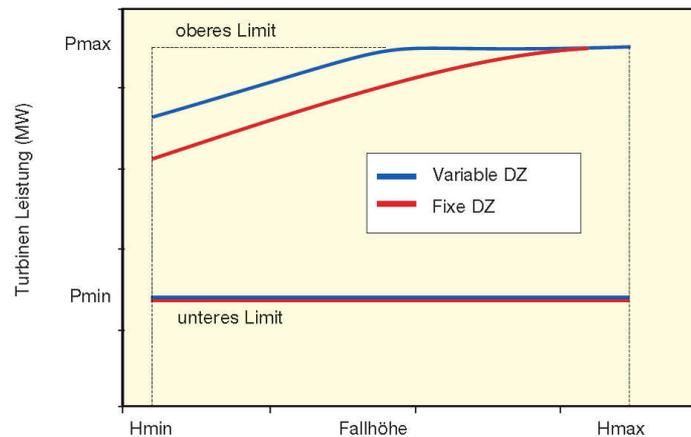


Abb. 2-11: Vergleich der Turbinen Leistungen [8]

- Die variable Drehzahl im Pumpbetrieb erlaubt in jeder Förderhöhe ein Befahren eines Leistungsbereiches. Hingegen ist bei einer fixen Drehzahl, wie in Abb. 2-12 zu sehen, die Förderhöhe mit der aufgenommenen Pumpenleistung über die Kennlinie vorgegeben.

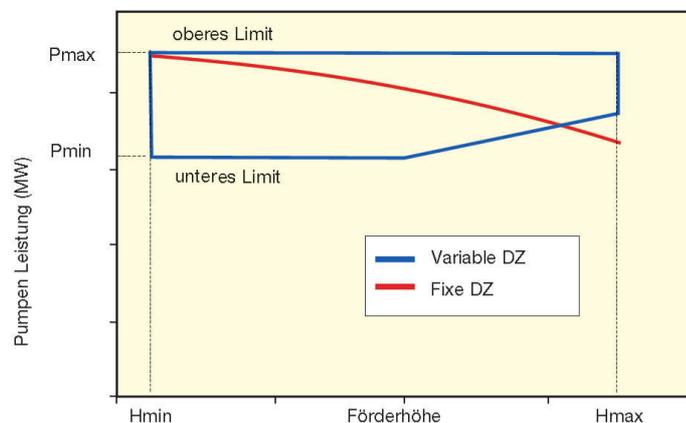


Abb. 2-12: Vergleich der Pumpen Leistungen [8]

- Das Verhältnis Fallhöhe H_{\max} zu H_{\min} liegt bei Pumpspeichersätzen mit Synchronmotorgenerator bei ca. 1,25 und erweitert sich durch Drehzahlvariation auf ca. 1,45.
- Mit Asynchronmaschinen ist eine sehr schnelle Netzsynchronisation möglich, wie beispielsweise beim PSW Goldisthal (7-10 Sekunden). Dagegen dauert dieser Vorgang bei Synchronmaschinen teilweise mehr als eine Minute.
- Höhere Stabilität gegenüber Druckstößen in der Triebwasserleitung im Gegensatz zu Synchronmaschinen

Nachteile, die sich durch den Einsatz von Asynchronmotorgeneratoren ergeben sind [4]:

- Wesentlich höhere Gestehungskosten von bis zu 50 Prozent gegenüber der konventionellen Bauart mit Synchronmaschinen
- Die Nebenanlagen der Asynchronmaschine wie der Frequenzumrichter verlangen mehr Raum
- Asynchronmaschinen sind wegen des hohen Leistungsbedarfs der Umrichter nicht über eine Kleinwasserkraftanlage Schwarzstartfähig
- Höherer finanzieller und zeitlicher Wartungsaufwand

3 Prüfstandsaufbau und eingesetzte Messtechnik

In den die folgenden Kapitel wird der Aufbau des Hauptprüfstandes des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen und dessen bestehende Messtechnik erläutert. Neben dem von ANDRITZ Hydro GmbH zur Verfügung gestellten Pumperturbinen-Modell wird auch das neu integrierte Messsystem auf Basis der Software LabVIEW beschrieben, in welches im Zuge dieser Arbeit die instationäre Drucksensorik eingebunden wurde. Dies wird in Kapitel 4 thematisiert.

3.1 Beschreibung des Prüfstandes

Der Vier-Quadranten Prüfstand, welcher sich über vier Stockwerke erstreckt und entsprechend IEC 60193 modifiziert wurde, ist geschlossen ausgeführt. Die Hauptpumpe, die auch als Boosterpumpe im Pumpbetrieb der Modell-Pumpezturbine zugeschaltet werden kann, ist im Keller platziert. Dagegen ist das Modell der Pumpezturbine im 2.Stock in den Prüfstand integriert. Die folgende Tabelle gibt Aufschluss über die Kenndaten des Prüfstandes.

Tab. 3-1: Parameter des Vier-Quadranten Prüfstandes [32]

Eigenschaft	Wert
Maximaler Durchfluss	550 l/s
Maximale Fallhöhe	87 m
Nennleistung Motorgenerator	200 kW
Nennleistung Hauptpumpe	250 kW
Rohrleitung	DN 250/500 PN 10

Um den Durchfluss in beiden Durchströmrichtungen möglichst stufenlos einzustellen, kann ein Energiedissipator ins Rohrleitungssystem integriert werden. Das Saugrohr des Modells ist mit dem Unterwassertank, der das Strömungsprofil verbessert und sowohl mit Druck beaufschlagt werden kann, als auch mit einer zusätzlichen Vakuumpumpe einen Unterdruck im System erzeugt, verbunden. Die Hauptpumpe wird mit einem 250 kW Motor betrieben. Das Modell der Pumpezturbine ist wegen der erforderlichen Drehrichtungsumkehr und den damit verbundenen Betriebszuständen an einen 200 kW Motorgenerator gekoppelt, der mit einem Vier-Quadranten-Frequenzumrichter auch eine Rückspeisung der Leistung ermöglicht.

Zur Veranschaulichung wird auf dieser Seite der Prüfstands Aufbau in Auf- und Grundriss gezeigt. Zusätzlich werden die Hauptkomponenten beziffert und in der Legende beschrieben.

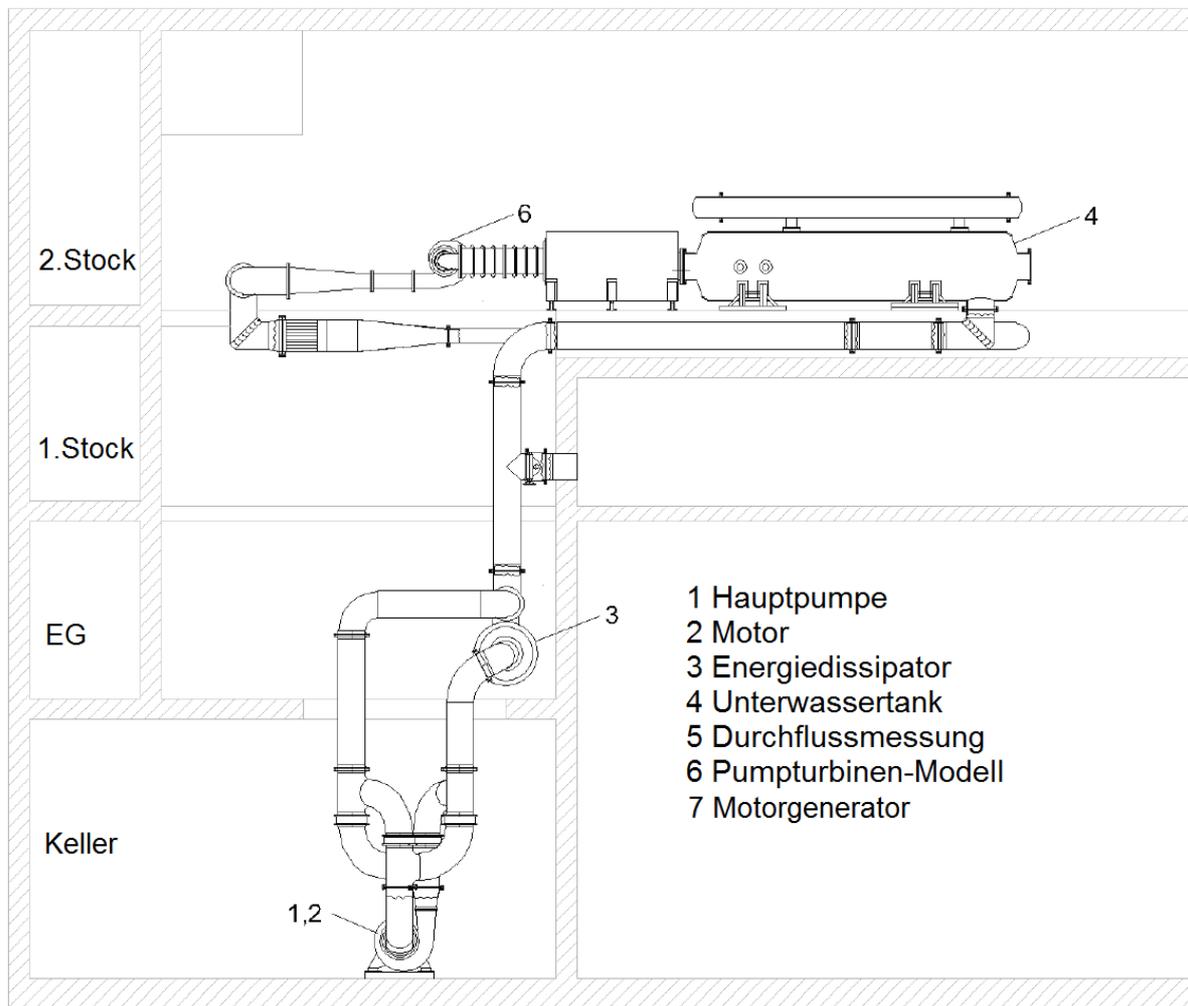


Abb. 3-1: Aufriss des Prüfstands und Bezifferung der wichtigsten Komponenten [32]

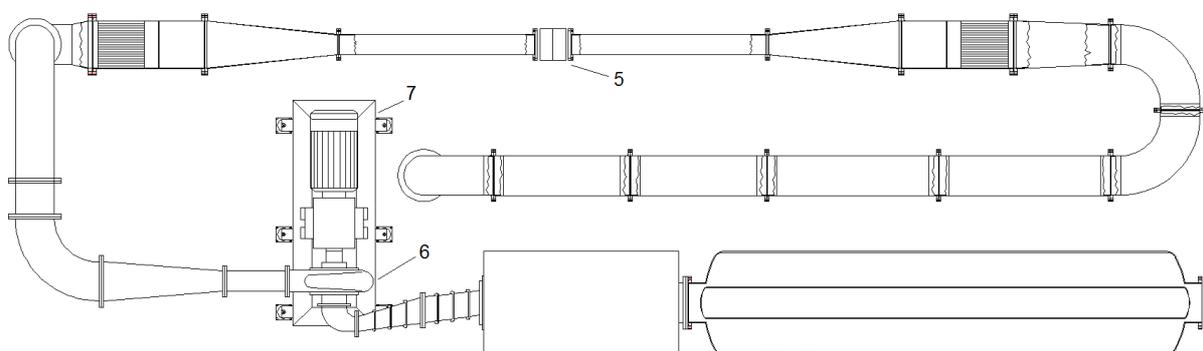


Abb. 3-2: Grundriss des Prüfstands und Bezifferung der wichtigsten Komponenten [32]

3.2 Beschreibung des Pumpturbinen-Modells

Das zu untersuchende Modell einer Pumpturbine stammt von der ANDRITZ Hydro GmbH und besitzt den folgenden Aufbau - allerdings mit einem um 90 Grad um die Maschinenachse gedrehten Saugrohr.

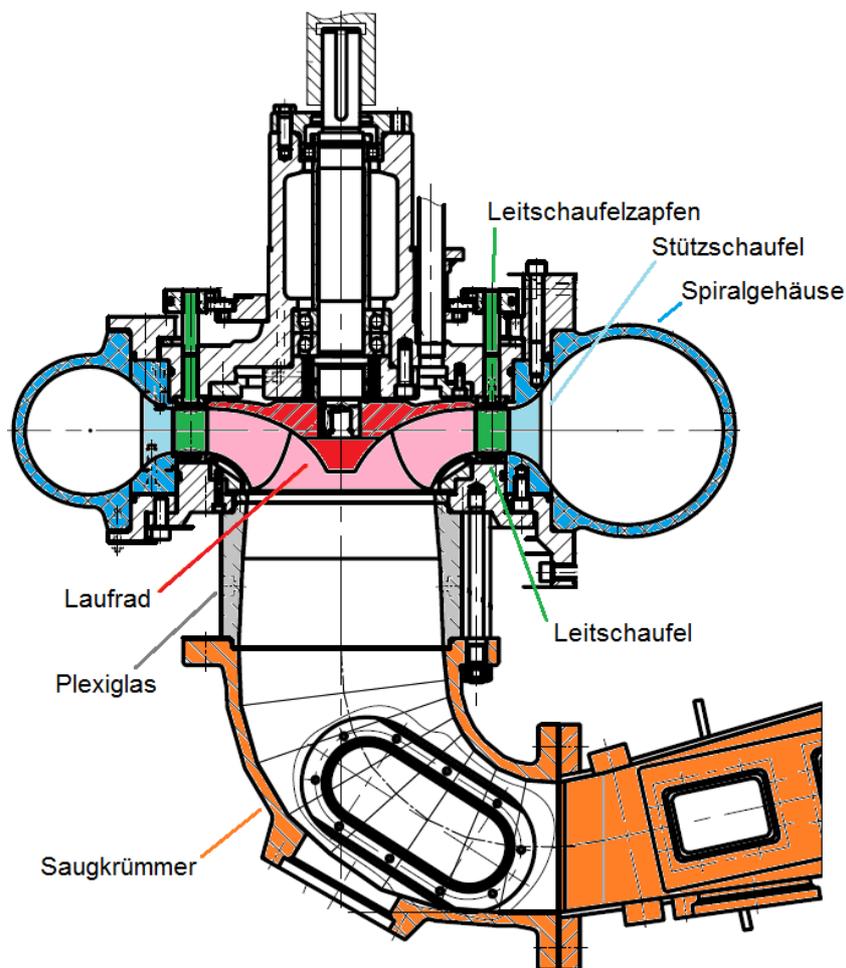


Abb. 3-3: Schematische Darstellung der Modell-Pumpturbine und deren Bauteile [3]

Begleitend zum laufenden Projekt zur Untersuchung der Instabilität von Pumpturbinen beim Synchronisieren wurden die Messungen mit der instationären Drucksensorik und dem dafür erstellten Messprogramm an diesem Modell durchgeführt. Die Eckdaten sind wie folgt gegeben.

Tab. 3-2: Eckdaten der Modell-Pumpturbine

n_q (Pumpe/Turbine)	ca. 45
Laufraddurchmesser D	350 mm (gerundet)
Anzahl der Laufschaufeln z_{La}	9
Anzahl der Leitschaufeln z_{Le}	20
Anzahl der Stützschaufeln z_{St}	10

3.3 Stationäre Messgrößen und deren Zusammenhänge

In diesem Unterkapitel werden die aufgezeichneten stationären Messgrößen und die mathematischen Zusammenhänge zur Berechnung der Leistungsdaten aufgelistet. Diese Messgrößen waren Grundlage für die weiterführenden Messungen mit den implementierten Drucksensoren, da die untersuchten Bereiche der Kennlinien und die gewünschten Betriebspunkte nur damit eingestellt werden konnten.

3.3.1 Konstanten und Stoffdaten

Erdfallbeschleunigung g :

Entsprechend der IEC 60193 [16] wird die Erdfallbeschleunigung durch folgenden empirischen Ausdruck bestimmt:

$$g = 9.7803 \cdot (1 + 0.0053 \cdot \sin^2(\varphi)) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (3.1)$$

Wobei $\varphi = 47,06^\circ$ für den Breitengrad steht und $z = 353 \text{ m}$ die Höhe von Graz über dem Meeresspiegel in Meter angibt. Somit ist eine Anpassung an den jeweiligen Einsatzort leicht möglich.

Dichte ρ :

Die Dichte wird nach der Methode von Herbst-Rögner [15] berechnet und ist im Messsystem so hinterlegt, dass sie fortlaufend mit dem eingestellten Messtakt aktualisiert wird.

Kinematische Viskosität ν [16]:

Die kinematische Viskosität des Wassers ist von dessen Temperatur und absolutem Druck abhängig. Für die Messungen wird folgende Näherungsformel verwendet:

$$\nu = e^{(-16,921 + \frac{396,13}{107,41 + \Theta})} \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (3.2)$$

Wobei für Θ die gemessene Temperatur in Grad Celsius steht.

Dampfdruck des Wassers p_{va} [16]:

Zwischen 0°C und 40°C wird der Dampfdruck mit folgendem Zusammenhang errechnet:

$$p_{va} = 10^{(2,7862 + 0,0312 \cdot \Theta - 0,000104 \cdot \Theta^2)} \text{ [Pa]} \quad (3.3)$$

Die Temperatur Θ wird wiederum in Grad Celsius eingesetzt.

3.3.2 Dimensionsbehaftete Messgrößen

Spezifische hydraulische Energie E :

Bereits in Zusammenhang mit dem Vier-Quadranten-Kennfeld beschrieben lautet die Gleichung für die spezifische hydraulische Energie nach IEC 60193 wie folgt:

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2) \cdot g \quad \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \quad (3.4)$$

Zur Veranschaulichung wird die nachstehende Darstellung, welche die Druck- und Saugseite der untersuchten Maschine schematisch zeigt, angeführt:

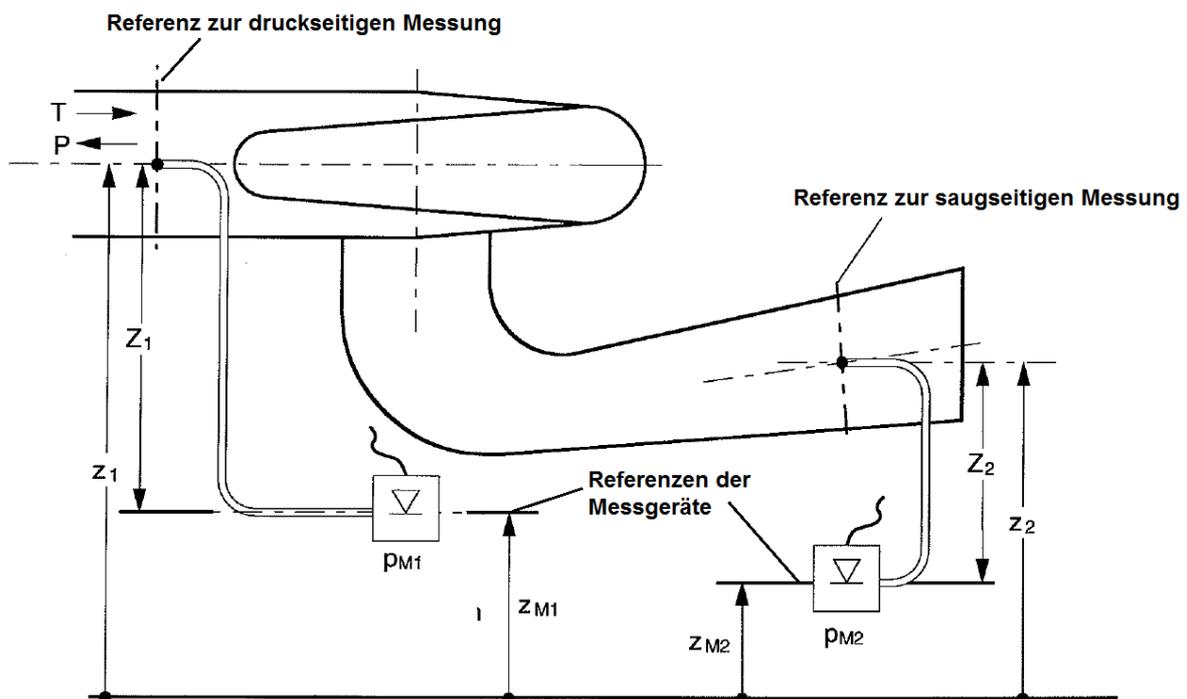


Abb. 3-4: Schematische Darstellung der Druckmessstellen nach IEC60193 [16]

Durch Verwendung eines in Kapitel 3.4 beschriebenen Differenzdruckaufnehmers zwischen den Messstellen 1 (Druckseite) und 2 (Saugseite) folgt für die geodätische Höhendifferenz $z_1 - z_2 = 0$. Die Strömungsgeschwindigkeiten errechnen sich bei dieser Anordnung durch $v_1 = \frac{Q}{A_1} \left[\frac{m}{s} \right]$ und $v_2 = \frac{Q}{A_2} \left[\frac{m}{s} \right]$.

Energiehöhe H :

Die im Pumpbetrieb aufgebaute Förderhöhe bzw. im Turbinenbetrieb abgearbeitete Fallhöhe des Pumpsturbinen-Modells errechnet sich einfach durch die folgende Division:

$$H = \frac{E}{g} \quad [m] \quad (3.5)$$

Hydraulische Leistung P_h :

Die Leistung, die während des Pumpbetriebes vom Laufrad an das Medium abgegeben bzw. während des „Turbinierens“ dem Medium entzogen wird, ist wie folgt definiert:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = \rho \cdot E \cdot Q \quad [W] \quad (3.6)$$

Mechanische Leistung P_m :

Die von der Welle ans Laufrad bzw. vom Laufrad auf die Welle übertragene Leistung errechnet sich nach IEC 60193 aus:

$$P_m = T_m \cdot \omega = (T - T_{Lm}) \cdot (2 \cdot \pi \cdot n) \quad [W] \quad (3.7)$$

bzw.

$$P_m = T_m \cdot \omega = (T + T_{Lm}) \cdot (2 \cdot \pi \cdot n) \quad [W] \quad (3.8)$$

Wie aus den obigen Zusammenhängen ersichtlich muss im Pumpbetrieb vom an der Welle gemessenen Drehmoment T noch ein Reibmoment T_{Lm} abgezogen werden. Im Turbinenbetrieb muss eben dieses dazu gezählt werden, um in Summe das tatsächlich vom Laufrad übertragene Drehmoment T_m zu ergeben. T_{Lm} wird verursacht durch die Lagerreibung sowie die Radialwellendichtringe und wird im Zuge eines Leerlaufversuchs am Prüfstand bestimmt.

Hydraulischer Wirkungsgrad η_h :

Der hydraulische Wirkungsgrad ist der jeweilige Nutzen zum Aufwand. So ergibt sich für den Pumpbetrieb bzw. den Turbinenbetrieb:

$$\eta_{h_Pu} = \frac{P_h}{P_m} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.9)$$

bzw.

$$\eta_{h_Tu} = \frac{P_m}{P_h} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.10)$$

Kavitationszahl σ :

Die Kavitationszahl charakterisiert das Kavitationsverhalten und ist definiert durch das Verhältnis der Net Positive Suction Specific Energy $NPSE$ und der spezifischen hydraulischen Energie:

$$\sigma = \frac{NPSE}{E} = \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} - (z_{ref} - z_2) \cdot g \right) \quad [-] \quad (3.11)$$

Wobei in diesem Fall die Referenzhöhe gleich der Höhe im Saugrohr ist und der letzte Term im Klammerausdruck dadurch wegfällt ($z_{ref} = z_1$).

3.3.3 Dimensionslose Kennzahlen

Um vergleichbare Messwerte und Diagramme zu erhalten besteht die Notwendigkeit die Kennwerte zu entdimensionieren. Vor allem wenn wie in diesem Fall Modellversuche auf Prüfständen durchgeführt werden und die Ergebnisse auch für den Prototyp gelten müssen, ist es unabdingbar die Kenngrößen auf einen Bezugsdurchmesser zu beziehen. Dadurch besteht die Möglichkeit verschiedene Laufraddurchmesser miteinander zu vergleichen, sofern deren Geometrie ähnlich ist. In diesem Fall werden die Kennwerte entgegen der Forderung nach IEC 60193 auf den Durchmesser D_{1a} bezogen, damit die Ergebnisse mit jenen der ANDRITZ Hydro GmbH vergleichbar sind.

Druckziffer ψ :

Die Druckziffer ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen der spezifischen hydraulischen Energie und der Umfangsgeschwindigkeit:

$$\psi = \frac{2 \cdot E}{u^2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{\frac{D_{1a}^2 \cdot 2^2 \cdot \pi^2 \cdot n^2}{2^2 \cdot 60^2}} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{\left(\frac{D_{1a} \cdot \pi \cdot n}{60}\right)^2} \quad (3.12)$$

Durchflusszahl φ :

Die Durchflusszahl ergibt sich aus der Meridiangeschwindigkeit c_m bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit u :

$$\varphi = \frac{c_m}{u} = \frac{\frac{4 \cdot Q}{D_{1a}^2 \cdot \pi}}{\frac{D_{1a} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{2 \cdot 60}} = \frac{Q}{\frac{D_{1a}^3 \cdot \pi^2 \cdot n}{240}} \quad (3.13)$$

Speed factor Ku_1 :

In Kapitel 2.2.2 als n_{ED} bezeichnet unterscheiden sich die beiden Kennwerte nur durch den Faktor $\frac{\sqrt{2}}{\pi}$. Damit ergibt sich für Ku_1 :

$$Ku_1 = \frac{1}{\sqrt{\psi}} = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot E}} = \frac{\frac{D_{1a} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{2 \cdot 60}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{D_{1a} \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \equiv \frac{\pi}{\sqrt{2}} \cdot \frac{n_1 \cdot D_{1a}}{\sqrt{E}} \quad (3.14)$$

Discharge factor Kcm_1 :

Der Discharge factor, welcher in Kapitel 2.2.2 als Q_{ED} definiert wurde, unterscheidet sich durch den Faktor $\frac{\sqrt{8}}{\pi}$ von Kcm_1 :

$$Kcm_1 = \frac{\varphi}{\sqrt{\psi}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{1a}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \equiv \frac{\sqrt{8}}{\pi} \cdot \frac{Q}{D_{1a}^2 \cdot \sqrt{g \cdot H}} \quad (3.15)$$

Reynoldszahl Re :

Die Reynoldszahl ist das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften. Da das Turbulenzverhalten geometrisch ähnlicher Körper gleich ist, folgt daraus die Aufwertbarkeit des Wirkungsgrades zwischen Modell und realer Maschine.

$$Re = \frac{u \cdot D_{1a}}{\nu} \tag{3.16}$$

3.4 Messinstrumente der stationären Messgrößen

Dieses Unterkapitel beschreibt die Messgeräte, die eingesetzt wurden, um die stationären Messwerte zu ermitteln. Dabei werden die eingesetzten Geräte und deren Position am Prüfstand gezeigt. Für eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Messprinzipien sei an dieser Stelle auf die Diplomarbeit von Franziskus Rettenbacher [29] verwiesen.

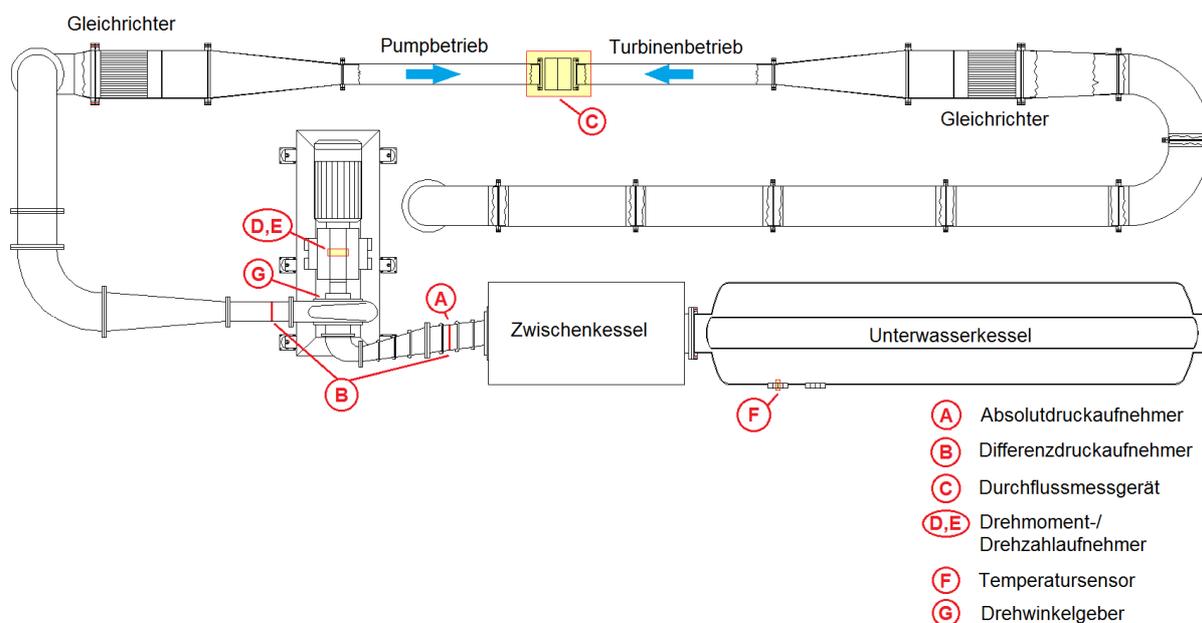


Abb. 3-5: Positionen der stationären Messinstrumente

3.4.1 Absolutdruckaufnehmer

Dieser ist saugseitig positioniert und mit der Höhe der Messmembran auf die Laufradachse eingestellt. Der Absolutdrucksensor hat folgende Kenndaten:

Tab. 3-3: Technische Daten Absolutdruckaufnehmer

Hersteller	Model	Messbereich	Fehler	Messsignal	Seriennummer
Rosemount	3051	0-10 bar (0-5 bar)	±0,104%	4-20 mA	7079927/1197

3.4.2 Differenzdruckaufnehmer

Zur Erfassung des statischen Differenzdrucks ist der Drucksensor an die Messstellen 1 und 2 (äquivalent zu Abb. 3-4) geschlossen. Um einen dämpfenden Einfluss von Luftblasen auszuschließen, ist dem Entlüften der Messleitungen eine besondere Beachtung zu zollen. Diese können durch eine bewährte Verschaltung auch während des Betriebes gespült werden. Die Eckdaten des Sensors lauten wie folgt:



Tab. 3-4: Technische Daten Differenzdruckaufnehmer

Hersteller	Model	Messbereich	Fehler	Messsignal	Seriennummer
Rosemount	3051	± 20 bar (± 4 bar)	$\pm 0,104\%$	4-20 mA	7886438 04/04

3.4.3 Durchflussmessgerät

Zur Durchflussmessung ist ein magnetisch induktives Durchflussmessgerät im Einsatz. Eingebaut unter Einhaltung der Ein- bzw. Auslaufstrecken mit vorgeschalteten Gleichrichtern hat das Gerät die nachstehenden Spezifikationen:



Tab. 3-5: Technische Daten Durchflussmessgerät

Hersteller	Model	Messbereich	Fehler	Messsignal	Seriennummer
ABB	SM4000	bis $0,5\text{m}^3$	$\pm 0,331\%$	4-20 mA	SE41F/010461

3.4.4 Drehmoment/Drehzahl-Aufnehmer

Zur Messung des auftretenden Drehmoments an der Welle des Pumpturbinen-Modells wird eine Messwelle eingesetzt. Neben der Bestimmung des übertragenen Drehmoments durch Dehnmessstreifen wird mittels einer Lochscheibe auch die Drehzahl gemessen.



Tab. 3-6: Technische Daten Drehmoment-/Drehzahlaufnehmer

Hersteller	Model	Messbereich	Fehler	Messsignal	Seriennummer
HBM	T12	0-1000 Nm (0-500Nm) 0-2000 min ⁻¹	±0,101%	Frequenzband	121112005

3.4.5 Temperatursensor

Zur Temperaturmessung wird ein handelsüblicher PT100 Widerstandsthermometer, der im Unterwasserkessel verbaut ist, eingesetzt.

Tab. 3-7: Technische Daten Temperatursensor

Hersteller	Genauigkeit	Garantierter Fehler
Conatex	DIN EN 60751 Klasse B	±0,3°C bei 0°C bis ±0,5

3.4.6 Drehwinkelgeber

Der verbaute Drehwinkelgeber gibt die eingestellte Leitschaufelstellung in Form eines Spannungssignals wieder. Dafür ist dieser mit einer kleinen Ausgleichkupplung an den Wellenzapfen einer Leitschaufel geschraubt.

3.5 Messinstrumente der instationären Messgrößen

Die zur Messung der instationären Druckpulsationen verwendeten Drucksensoren, sowie die zusätzlich benötigten Ladungsverstärker sind in diesem Unterkapitel beschrieben. Neben der Einbaulage werden auch die Messprinzipien dargestellt. Der Einbau, die Inbetriebnahme und die Validation der Sensorik kann in Kapitel 5 nachgelesen werden.

3.5.1 Einbaupositionen der Keller-Sensoren

Die Keller-Sensoren wurden im Rohrleitungssystem in der Umgebung des Modells positioniert. So befindet sich der Keller-Sensor 1 in Tu-Durchflussrichtung nach der Steigleitung und dem Kniestück auf der Druckseite des Modells. Ebenfalls druckseitig vor der Spirale angebracht ist Keller-Sensor 3. Saugseitig im Unterwasserkessel positioniert befindet sich ein weiterer Sensor mit der Bezeichnung: Keller 2. Saugseitig noch vor dem Krümmer im Plexiglas-Einsatz sind Keller 4 und 5 eingebaut, wobei sich der Sensor mit der Nummer 5 an der unteren Seite befindet.

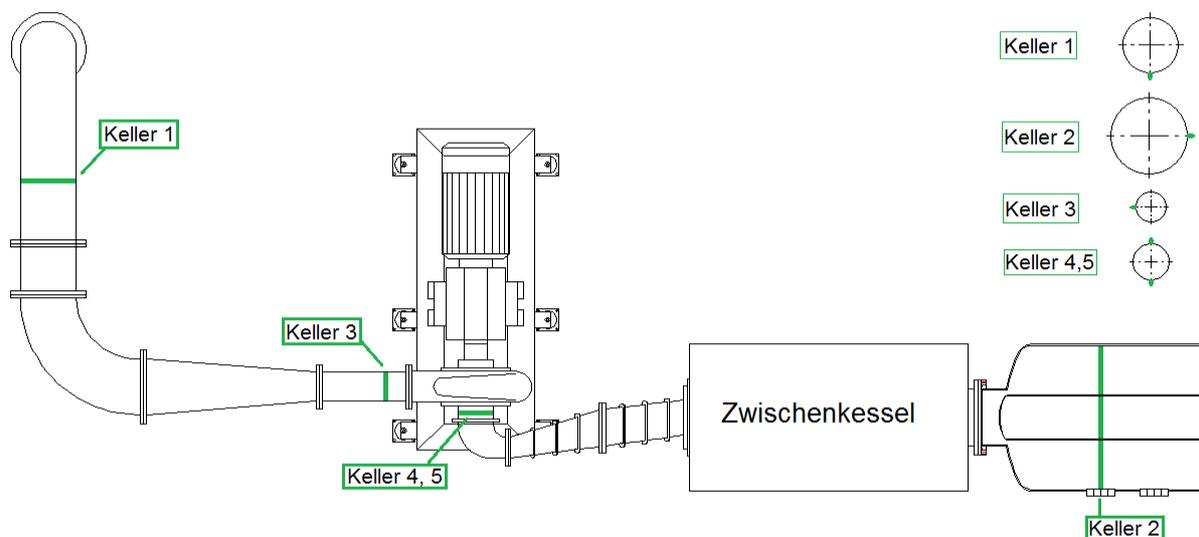


Abb. 3-6: Einbaupositionen der Keller-Sensoren

Die Einbausituation variiert je nach Sensor. Dementsprechend befindet sich Keller-Sensor 1 an der Rohrleitungsunterseite und Keller 2 und 3 jeweils um 90° versetzt. Die beiden sich gegenüber liegenden Sensoren 4 und 5 konnten aufgrund des horizontalen Aufbaus nicht normgerecht angebracht werden. Die IEC 60193 empfiehlt dazu im Abstand von 0,3-1,0 Mal dem Laufraddurchmesser die Sensoren an der „downstream-Seite“ und der „upstream-Seite“

des Saugrohres anzubringen. Da an dieser Stelle die Zuganker, welche das Modell zusammenhalten, angebracht sind, wurden die Sensoren jeweils 90° dazu versetzt positioniert.

3.5.2 Einbaupositionen der Kistler-Sensoren

Um Sekundärströmungen im Bereich der Leitschaufeln des Pumpturbinenmodells zu messen, sind die dynamischen Drucksensoren rund um das Laufrad angeordnet. Die Membran der piezoelektrischen Aufnehmer ist dabei bündig zum nabenseitigen Leitschaufelring orientiert. Die Messstellen für die einzusetzenden Kistler-Sensoren waren, wie folgende Abbildung zeigt, aus vorangehenden ANDRITZ-Messungen vordefiniert.

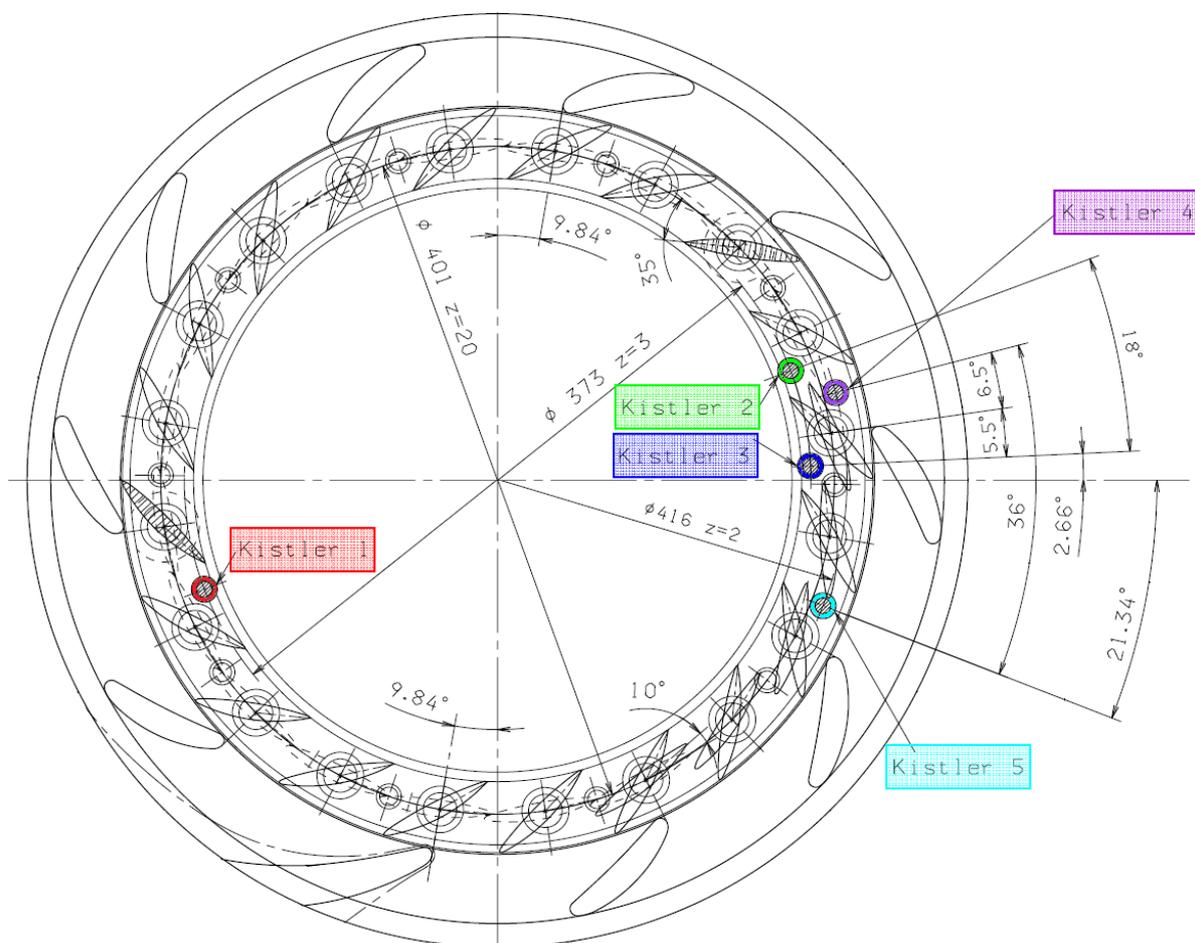


Abb. 3-7: Einbaupositionen der Kistler-Sensoren [3]

3.5.3 Grundlagen zur eingesetzten, instationären Messtechnik

Die beiden eingesetzten Typen von Drucksensoren unterscheiden sich nicht nur in ihrem Preis, ihrer Größe und ihrem Messsignal, sondern beruhen auch auf unterschiedlichen physikalischen Effekten. In den folgenden Unterkapiteln werden diese beiden Messprinzipien

zum besseren Verständnis erläutert. Der Unterschied, der sich in der Praxis zeigt, wird bei der Validation der Drucksensorik in Kapitel 5.3 durch einen Vorversuch dargestellt.

3.5.3.1 Piezoresistiver Drucksensor

Grundsätzlich basiert der piezoresistive Drucksensor auf dem Halbleitereffekt, der auch die Grundlage für Dehnmessstreifen ist. Durch mechanische Belastung an einer druckmessenden Membran verändert ein Halbleiter seinen elektrischen Widerstand um zwei Größenordnungen stärker als ein Metall. Bei der Durchbiegung der Druckmessmembran treten an deren Oberfläche Dehnungen und Stauchungen auf, die zu einer stark veränderten elektrischen Leitfähigkeit führen, die proportional zum anliegenden Druck ist. Meist ist ein Silizium Sensor in einer Ölvorlage eingebaut, womit gewährleistet wird, das die Messstelle verspannungsfrei beaufschlagt wird [33]. Folgende Abbildung zeigt einen Schnitt durch einen piezoresistiven Druckaufnehmer und eine Auflistung der wichtigsten Komponenten: 1 Stahlmembran, 2 Ölvorlage, 3 Siliziumchip, 4 druckdichte Durchführung der Anschlüsse.

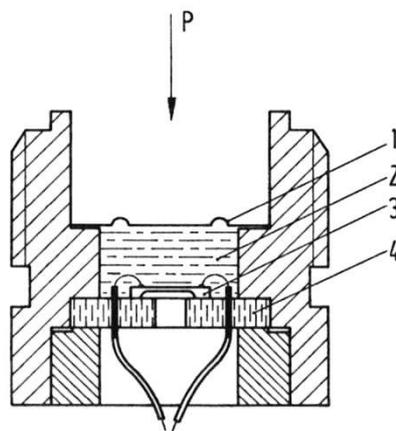


Abb. 3-8: Schnitt durch einen piezoresistiven Druckaufnehmer [33]

3.5.3.2 Piezoelektrischer Drucksensor

Der piezoelektrische Drucksensor funktioniert nach dem piezoelektrischen Prinzip. Dieses besagt, dass auf der Oberfläche von piezoelektrischen Stoffen Ladungen frei werden, wenn sie mechanisch belastet werden. Damit lässt sich dieser Effekt nutzen, um aus der gemessenen Ladung die für die Deformation verantwortliche Kraft zu bestimmen [33]. Durch nachfolgende Ausführung soll das Prinzip verdeutlicht werden:

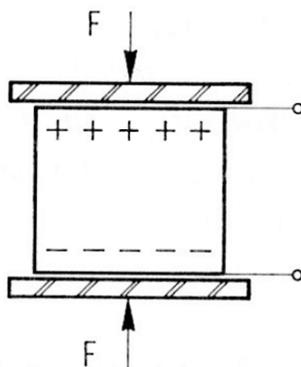


Abb. 3-9: Prinzipieller Aufbau eines piezoelektrischen Aufnehmers [33]

Eine Kraft F wirkt auf eine Quarzscheibe ein und setzt die Ladung Q frei. Die Ladung nimmt dabei proportional zur Kraft mit der piezoelektrischen Empfindlichkeit $k = 2,3 \text{ pC/N}$ (je nach Kraftrichtung) zu.

$$Q = k \cdot F \quad (3.17)$$

Für diesen Quarz ergibt sich folgendes Ersatzschaltbild mit einer Stromquelle und dem Kurzschlussstrom $i = \frac{dQ}{dt} = k \cdot \frac{dF}{dt}$ dem Innenwiderstand R_q und der Kapazität C_q . Der Widerstand ergibt sich aus den Abmessungen und dem spezifischen Widerstand des Quarzes. Die Kapazität ergibt sich ebenfalls aus den Abmessungen und der relativen Dielektrizitätszahl, welche die Durchlässigkeit eines Materials für elektrische Felder angibt.

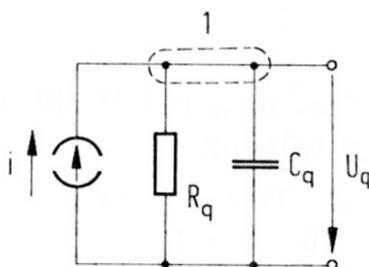


Abb. 3-10: Ersatzschaltbild eines piezoelektrischen Aufnehmers [33]

Eine der Eigenheiten von piezoelektrischen Drucksensoren ist, dass die durch die wirkende Kraft voneinander getrennten Ladungen versuchen, sich über den Innenwiderstand auszugleichen. Damit ergibt sich für den Knoten 1 aus der obigen Abbildung die folgende Differentialgleichung

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{U_q}{R_q} - C_q \cdot \frac{dU_q}{dt} = 0 \quad (3.18)$$

Daraus ergibt sich eine inhomogene Differentialgleichung 1. Ordnung

$$\frac{U_q}{R_q} + C_q \cdot \frac{dU_q}{dt} = \frac{dQ}{dt} \quad (3.19)$$

und die homogene Gleichung liefert mit der Randbedingung $U_q(t = 0) = \frac{Q_0}{C_q}$

$$U_{q,h} = \frac{Q_0}{C_q} \cdot e^{\frac{-t}{R_q C_q}} \quad (3.20)$$

für $t > t_0$. Die Spannung des Quarzes nimmt also mit der Zeitkonstante $T_q = R_q \cdot C_q$ ab. Aus diesem Zusammenhang ergibt sich beispielsweise für die Belastung G der zeitliche Verlauf u_1 in Abb. 3-12. Kombiniert man den piezoelektrischen Druckaufnehmer mit einem Ladungsverstärker ergibt sich folgendes Schaltbild.

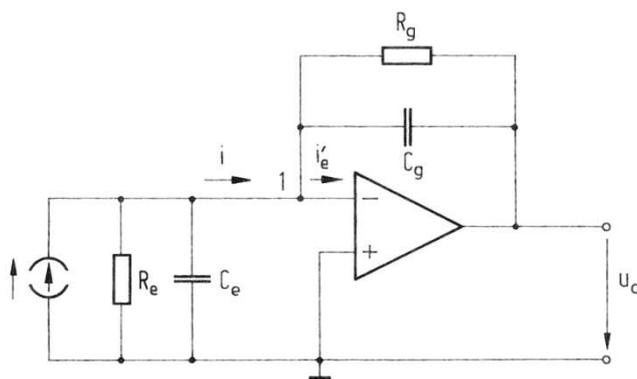


Abb. 3-11: Piezoelektrischer Aufnehmer mit Ladungsverstärker [33]

Dabei beinhaltet der Widerstand R_e die Parallelschaltung aus dem Innenwiderstand der Quelle und dem Isolationswiderstand des Kabels R_K . Genauso verhält es sich mit der Kapazität C_e , welche die Summe aus Aufnehmer- und Kabelkapazität darstellt. Diese Parameter werden allerdings bedeutungslos, wenn man die Knotengleichung für den Punkt 1 vor dem als ideal angenommenen Verstärker betrachtet.

$$i + \frac{u_a}{R_g} + C_g \cdot \frac{du_a}{dt} = 0 \quad (3.21)$$

Darin enthalten sind nur noch die Werte der Rückführung des Ladungsverstärkers. Daraus folgt, dass diese allein maßgebend für die statischen und dynamischen Eigenschaften der Messeinrichtung sind. Damit ergibt sich folgender Zusammenhang

$$u_a = -\frac{Q_0}{C_g} \cdot e^{-\frac{t}{R_g C_g}} \quad (3.22)$$

für $t > t_0$. Damit ist der Verlauf u_2 in folgender Abbildung theoretisch möglich und der piezoelektrische Aufnehmer in Verbindung mit einem Ladungsverstärker auch begrenzt zur Messung von quasi-statischen Druckänderungen bis zur Dauer von einigen Minuten geeignet. In der Praxis begrenzt jedoch das Fließen eines Driftstromes die Messungen.

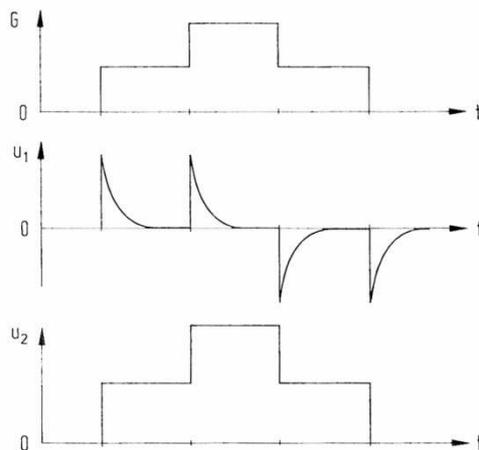


Abb. 3-12: Sprungantwort des mit der Kraft G belasteten Aufnehmers [33]

Der piezoelektrische Drucksensor ist meist in einem Gehäuse mit einer elastischen Membran eingebaut und durch die Fläche dieser ergibt sich nach der Beziehung $Druck = \frac{Kraft}{Fläche}$ der gemessene Wert [33].

3.5.4 Keller-Sensoren 21 Y

Diese Sensoren sind piezoresistive Drucktransmitter. Das bedeutet, dass sie den gemessenen Druck in ein proportionales Stromsignal umwandeln und über die Messleitungen übertragen. Mit einer eingebauten Zusatzschaltung, die einen Temperatursensor besitzt, haben sie einen besonders geringen Temperaturfehler. Die hohe Robustheit gegenüber elektromagnetischen Feldern macht diese Sensoren ideal zum Einsatz in der Umgebung von elektrischen Maschinen. Auch die hohe Isolationsspannung zwischen Gehäuse und elektrischem Anschluss ist wichtig für den störungsfreien Einsatz. Die Grenzfrequenz der Sensoren beträgt 2 kHz, wodurch sie für den Einsatz in der Umgebung des Pumpturbinenmodells geeignet sind [49].



Tab. 3-8: Technische Daten Keller-Sensoren

Hersteller	Model	Messbereich	Linearität	Messsignal	Grenzfrequenz
Keller	21 Y	2-1000 bar	$\pm 0,25$ %FS	4-20 mA	2 kHz

3.5.5 Kistler-Sensoren 7031

Im Unterschied zu den Keller-Sensoren, welche als Drucktransmitter ausgeführt sind, ist die Kistler-Sensorik als Druckaufnehmer ausgeführt. Das bedeutet, dass die piezoelektrischen Quarz-Drucksensoren eine elektrische Ladung ausgeben, die mit Ladungsverstärkern in das endgültige Messsignal umgewandelt werden. Dieses Prinzip erlaubt sehr hohe Empfindlichkeiten in einem weiten Anwendungsbereich zum Messen dynamischer und quasi-statischer Drücke. Ein eingebauter Beschleunigungssensor macht den Quarz Druckaufnehmer unempfindlich gegenüber Störsignalen durch Schock und Vibration in Richtung der Sensorachse. Die Eigenfrequenz des Sensors beträgt 80 kHz, wodurch in Kombination mit Filtern eine Alias freie Detektion von Druckpulsationen auch in hohen Frequenzbereichen möglich ist. Für die korrekte Einstellung des nachgeschalteten Ladungsverstärkers ist die Empfindlichkeit jedes eingesetzten Sensors angegeben [50].



Tab. 3-9: Technische Daten Kistler-Sensoren

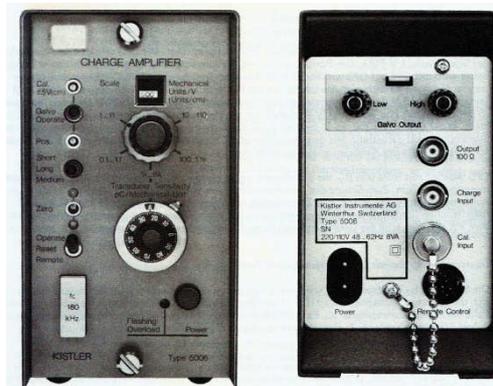
Hersteller	Model	Messbereich	Linearität	Empfindlichkeit	Eigenkreisfrequenz
Kistler	7031	0-250 bar	$< \pm 1$ %FS	-55 pC/bar	80 kHz

Tab. 3-10: Empfindlichkeiten der eingesetzten Kistler-Sensoren

Bezeichnung	Seriennummer	Empfindlichkeit
Kistler 1	370804	-55,2 pC/bar
Kistler 2	351192	-57,0 pC/bar
Kistler 3	351186	-55,9 pC/bar
Kistler 4	351188	-56,2 pC/bar
Kistler 5	940744	-57,5 pC/bar

3.5.5.1 Ladungsverstärker

Die für die Kistler Sensoren benötigten Ladungsverstärker wandeln die vom piezoelektrischen Messwertempfänger abgegebene Ladung in eine proportionale Spannung um und verstärken diese. Der Kistler-Ladungsverstärker erlaubt das Arbeiten mit festen Maßstäben in den Abstufungen $1, 2, 5 \cdot 10^n$ mechanische Einheiten pro Volt nach einmaligem Anpassen an den jeweils angeschlossenen Empfänger. Durch einen Wahlschalter an der Front des Ladungsverstärkers ist das Einstellen der gewünschten Zeitkonstante möglich. Dabei stehen die Stellungen „long“, „medium“ und „short“ zur Auswahl. Die Stellung „long“ ist für quasi-statische Vorgänge geeignet. Dabei muss aber mit einem „Driften“ des Messsignals gerechnet werden. Für die Messung von periodischen oder quasiperiodischen Vorgängen muss der Schalter in die Stellung „medium“ oder „short“ gebracht werden.



Tab. 3-11: Technische Daten Ladungsverstärker

Hersteller	Model	Messbereich	Empfindlichkeit	Genauigkeit	Messsignal
Kistler	5006	$\pm 10\text{-}500000$ pC	$0,1\text{-}11000$ pC/M.U.	$< \pm 1\%$	± 10 V

3.6 Messsystem

Wie in Kapitel 1.3 erwähnt wurde die Messtechnik des Hauptprüfstandes mit einem elektronischen Messsystem aufgerüstet. Damit können Messsignale unterschiedlicher physikalischer Größen eingelesen, verarbeitet, dargestellt und gesichert werden. Dieses

bestehende System diene als Basis für die in Kapitel 4 beschriebene modulare Erweiterung zur instationären Druckmessung. Die beiden Hauptkomponenten des Messsystems werden in den folgenden Unterkapiteln dargestellt.

3.6.1 Hardwareseitige Datenerfassung

Die hardwareseitige Erfassung der Messdaten erfolgt mit einer modular zusammensetzbaren Messeinrichtung des Herstellers „National Instruments“. Module mit unterschiedlichen Eigenschaften und Anschlussmöglichkeiten können auf einem als Basis dienenden Chassis kombiniert werden. Bei der hierbei eingesetzten Basisplatine handelt es sich um ein NI cDAQ-9188 mit 8 Steckplätzen für Module zu Abtastung analoger und digitaler Messwerte. Folgende Abbildung zeigt das Chassis mit verschiedenen Modulen:



Die unterschiedlichen Module haben Spannungs-, Strom-, Widerstands- und Frequenzeingänge. Folgende Module finden im eingesetzten Messsystem Verwendung:

Tab. 3-12: Technische Daten der verwendeten Module

Modul	Physikalische Messgröße	Anzahl der Eingangskanäle	Messbereich	Auflösung	Abtastrate
NI9203	Strom	8	± 20 mA	16 bit	200 kS/s
NI9239	Spannung	4	± 10 V	24 bit	200 kS/s
NI9217	Widerstand	4	0-400 Ω	24 bit	400 S/s
NI9401	Frequenz	4/8	-	-	-

Um den Fehler bei der Diskretisierung der Signale möglichst gering zu halten, sind Module mit einem hochauflösenden Analog/Digital-Wandler im Einsatz. Diese sind in der Lage ein Messsignal mindestens in 2^{16} Darstellungsintervallen zu zerlegen, was bei ± 20 mA zu einer maximalen Schrittweite von $0,6 \mu\text{A}$ führt, also einer relativen Auflösung von unter $0,02 \%$.

Damit sind die Diskretisierungsfehler vernachlässigbar klein. Bezieht man die Auflösung auf die reale Eingangssignalgröße von 4 bis 20 mA ergeben sich gar Schrittweiten von nur $0,2 \mu\text{A}$. Für die Erfassung der 10 Messsignale aus der in dieser Arbeit eingesetzten instationären Drucksensorik wurden das Strom- und das Spannungsmodul verwendet. Deshalb werden diese Module nun näher beschrieben:

NI 9203:

Mit 8 Analogeingangskanälen ausgestattet dient das Modul zur Messung von Stromsignalen. Mit einer Summenabtastrate von 200 kS/s wird jeder Kanal mit bis zu 25 kS/s abgetastet. Diese Eckdaten sind Voraussetzung für eine fehlerfreie Digitalisierung der Messsignale, insbesondere der Druckpulsationen [52].



NI 9239:

Die 4 Analogeingangskanäle dieses Moduls werden simultan mit 50 kS/s abgetastet. Dabei werden die gemessenen Spannungssignale konditioniert. Dies geschieht mit einem eingebauten Antialiasing-Filter [52].



Auf der folgenden Seite ist ein Überblick über die verwendeten Signalerfassungsgeräte und deren Verbindung zum Messsystem dargestellt. Die eingefärbten Kanäle sind durch die Messinstrumente belegt, die restlichen sind frei.

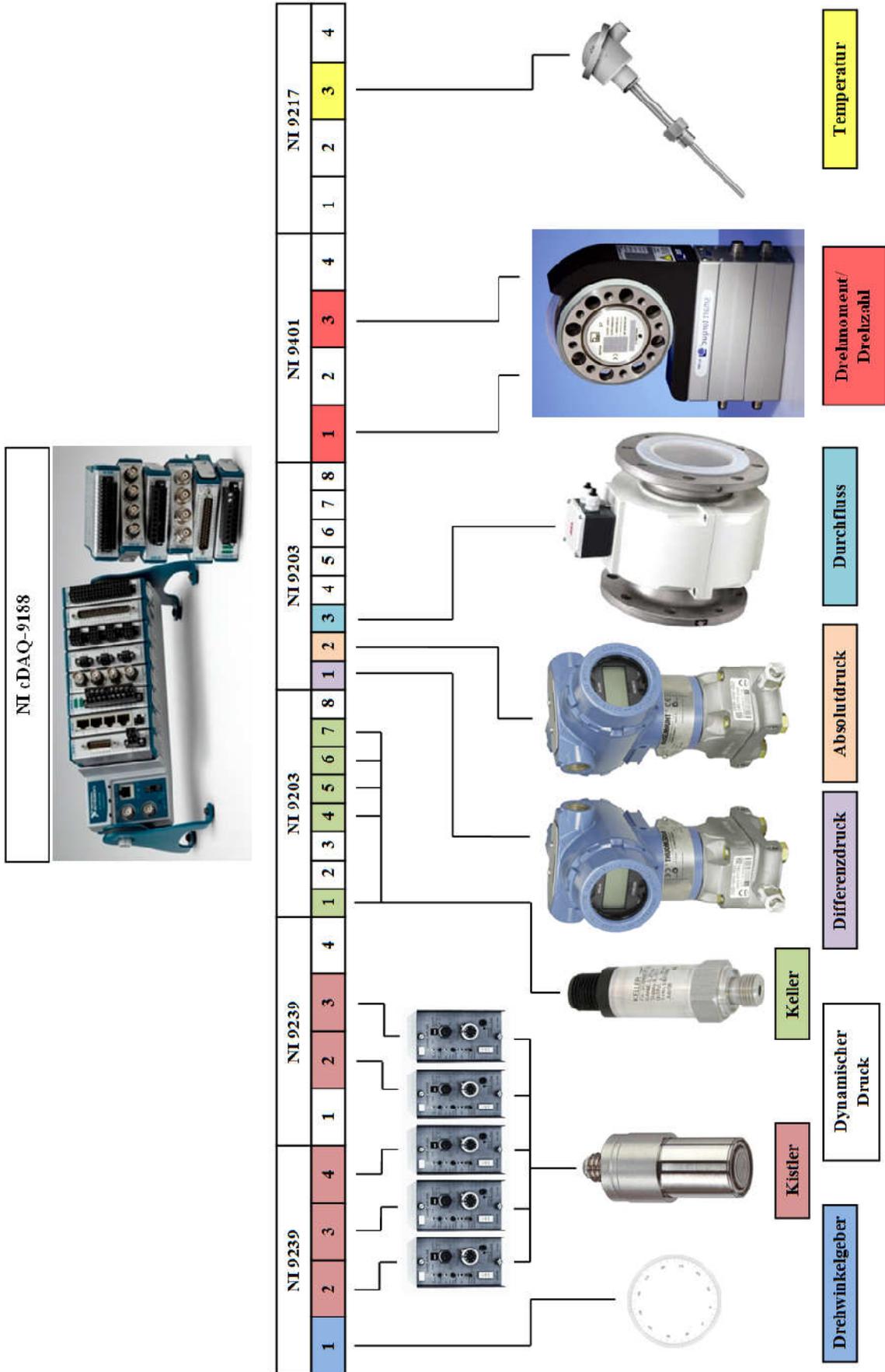


Abb. 3-13: Anschlusschema der eingesetzten Sensorik

3.6.2 Bestehende, softwareseitige, stationäre Datenerfassung

Hinter der softwareseitigen Datenakquisition steht das grafische Programmiersystem LabVIEW, ein Akronym für „Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench“, in der Version 2010. Die Programmierung erfolgt über ein grafisches Benutzerinterface und der Programmiersprache „G“ nach dem Datenflussmodell. Eine detailliertere Beschreibung findet sich in Kapitel 4.2. Das bestehende Messsystem wurde speziell für diesen Prüfstand gestaltet, dabei aber möglichst modular aufgebaut, damit ein universeller Einsatz bei unterschiedlichen Messaufgaben möglich ist. Die Berechnung und Darstellung der Leistungsdaten des Pumpturbinen-Modells erfolgt kontinuierlich mit der eingestellten Taktrate. Dies ermöglicht eine „Live-Erfassung“ der jeweiligen Betriebspunkte und die Betrachtung dieser direkt in einer Kennliniendarstellung. Die Aufzeichnung der Messdaten geschieht im TDMS-Format, welches auch für große Dateigrößen leicht zu handhaben ist. Die Benutzeroberfläche zeigt sich während der Messung wie folgt:

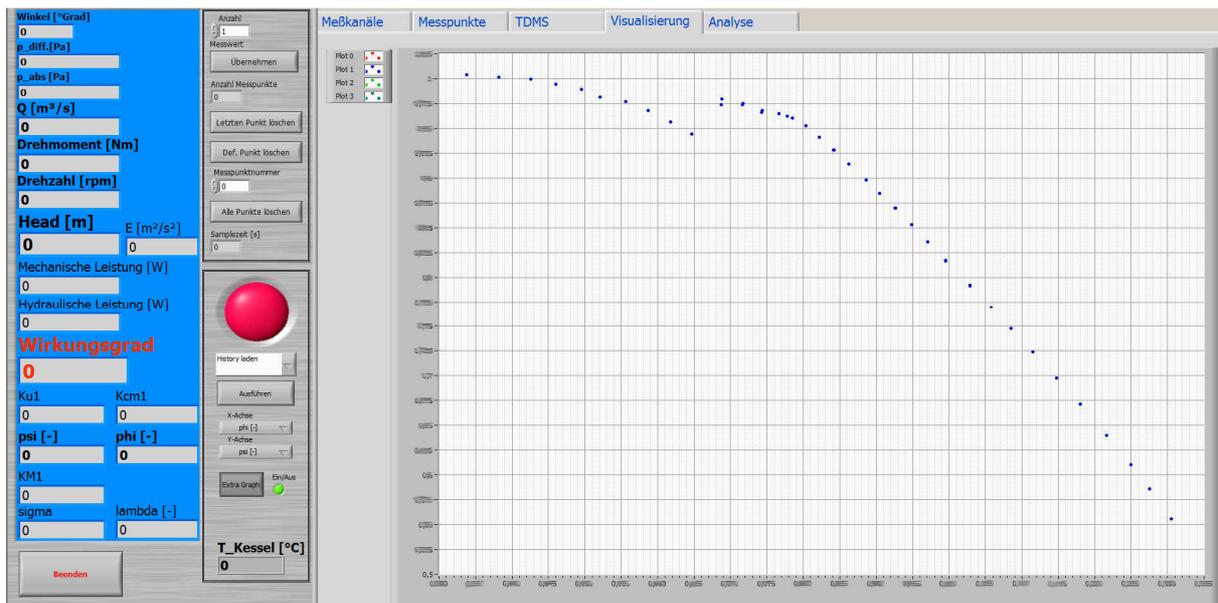


Abb. 3-14: Grafische Benutzeroberfläche der vorhandenen Messsoftware

4 Erstellung eines Messprogrammes mittels LabVIEW

In diesem Kapitel wird das Erstellen eines Messprogrammes für die Drucksensorik auf Basis der Software LabVIEW beschrieben und das modulare Einbinden dieses in das bestehende Messsystem dokumentiert.

4.1 Bedienung von LabVIEW

Im Folgenden wird ein Einblick in die Software LabVIEW und den Umgang damit gegeben. Dabei werden sowohl die wesentlichen Programmiergrundlagen als auch das Vorgehen für die Entwicklung paralleler Programmstrukturen und deren synchronisiertem Datenaustausch erläutert.

4.1.1 Grundlagen der Programmierung in LabVIEW

Wie bereits erwähnt ist LabVIEW eine grafische Programmiersprache. Die Basis der Programmierung ist stets ein sogenanntes „VI“, ein Virtuelles Instrument. Die Bestandteile eines VIs sind das Frontpanel, das Blockdiagramm und das Anschlussfeld. VIs verstehen sich als Programme; SubVIs, die als VI in einem anderen VI vorkommen, dementsprechend als Unterprogramme [25].

4.1.1.1 Frontpanel

Das Frontpanel, welches die Bedien- und Anzeigeelemente eines Programmes enthält, ist die Schnittstelle zum Benutzer. In Anlehnung an reale Messgeräte können auf diese Benutzeroberfläche typische Schalter, Knöpfe, Anzeigen und Graphen eingefügt werden, wie folgender Abbildung entnommen werden kann.

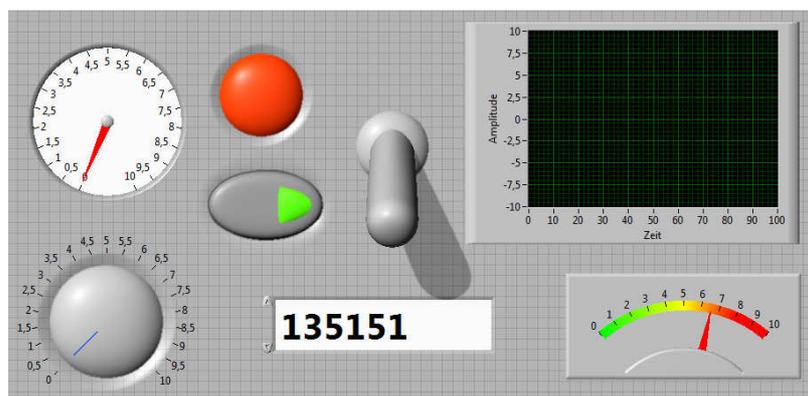


Abb. 4-1: Beispielhaftes Frontpanel

4.1.1.2 Blockdiagramm

Entsprechend dem erstellten Frontpanel werden im Blockdiagramm die Frontpanel-Elemente als Symbole mit Ein- und Ausgängen erzeugt. Um die Funktionen der Elemente des Frontpanels zu steuern wird im Blockdiagramm der Code durch entsprechende Verbindungen erzeugt. Diese „Wires“ fungieren als Datenpfade zwischen Quelle und Senke und können verschiedene Datentypen übertragen. Je nach Verbindungsart sind das ganze Zahlen (Integer), Fließkommazahlen (Floating Point), Zeichen (String) oder Logikzustände (Boolean). Die Abb. 4-2 zeigt ein einfaches Blockdiagramm bestehend aus Anschlüssen, Knoten und Verbindungen sowie das dazugehörige Frontpanel [25].

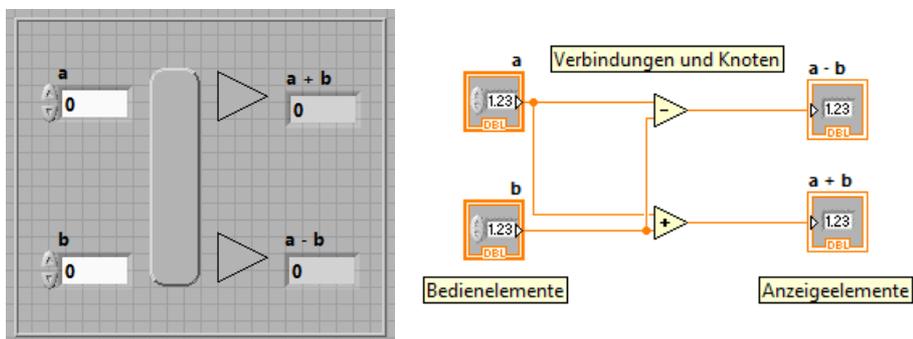


Abb. 4-2: Frontpanel und dazugehöriges Blockdiagramm

4.1.1.3 Anschlussfeld

Um ein LabVIEW-Programm hierarchisch zu strukturieren und damit übersichtlicher zu gestalten, bedient man sich – ähnlich wie auch in anderen Programmiersprachen – Unterprogrammen, kurz SubVIs. Damit diese mit anderen Hierarchieebenen kommunizieren können verwendet man das Anschlussfeld, mit welchem man fest legt, welche Parameter für die jeweilige Funktion benötigt werden.

4.1.1.4 Datenflussprinzip

Die Ausführung des Codes erfolgt im Blockdiagramm von LabVIEW entsprechend einem Datenflussmodell. Ein Knoten wird erst dann ausgeführt, wenn alle Daten an den Eingängen anliegen. Dann werden die Ausgangsdaten an den nächsten Knoten in der Datenflussfolge weitergeleitet.

4.1.2 Verwendete Entwurfsmuster

In der grafischen Programmiersprache „G“ finden sich, wie auch in textbasiertem Code, bekannte Strukturen. Es kann mit For- und While-Schleifen gearbeitet werden, sowie mit Case-Strukturen, die in Abhängigkeit vom Eingangswert einen bestimmten Zustand annehmen, also wie Fallunterscheidungen funktionieren. Zusätzlich gibt es zum Datentransfer zwischen den einzelnen Ausführungen einer Schleife so genannte Shift-Register; lokale Variablen, welche die Ausgangsinformationen von einem Iterationsschritt zum Nächsten weitergeben. Gerade wegen der unbeschränkten Möglichkeiten einen Programmcode zu gestalten ist es in LabVIEW besonders wichtig sich an bewährten Entwurfsmethoden zu orientieren [25].

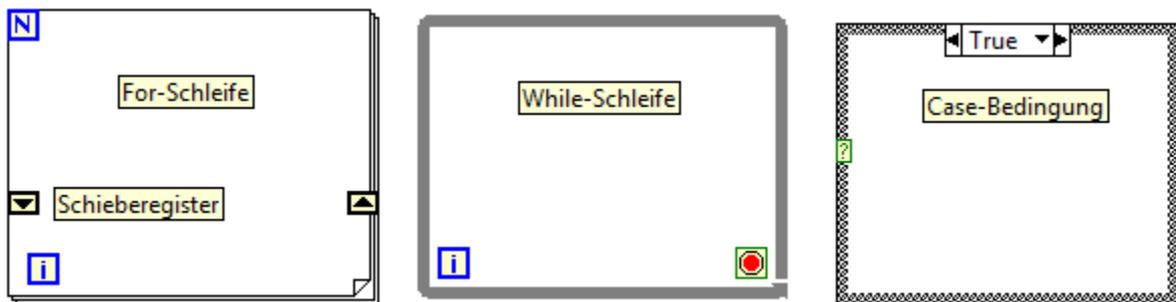


Abb. 4-3: Mögliche Programmstrukturen

4.1.2.1 Parallel arbeitende Programmstrukturen

In der Zweiten der drei grundsätzlichen Hauptphasen „Start“, „Hauptapplikation“ und „Ende“ können in LabVIEW mehrere Aufgaben gleichzeitig vom System ausgeführt und auf diese reagiert werden. Diese Möglichkeit des parallelisierten Codes schafft zwar immense Vorteile, es muss aber besonders auf die Koordination und Kommunikation zwischen den Schleifen geachtet werden. Dabei kann nicht mehr mit den beschriebenen Verbindungen gearbeitet werden, sondern es müssen Queues als Synchronisationsverfahren eingesetzt werden. Innerhalb der parallelen Schleifen wurde bei der Erstellung des Messprogrammes mit Zustandsautomaten gearbeitet. Dabei wird in einer Schleife mit einer Case-Struktur für jeden Schleifendurchlauf ein bestimmter Programmcode ausgeführt. Zur Informationsweitergabe dient ein Schieberegister. Immense Vorteile dieser Programmierweise ergeben sich durch die vereinfachte Fehlersuche und die Übersichtlichkeit [25].

Diese Programmstrukturen wurden basierend auf einem erweiterten Erzeuger/Verbraucher-Muster miteinander kombiniert. Dabei wurden die parallelen Schleifen, die unterschiedliche Aufgaben behandeln unterteilt, in Schleifen, die Daten erzeugen und Schleifen, die Daten verbrauchen. Die ausgetauschten Daten wurden dabei über Queues weitergeleitet.

4.1.2.2 Synchronisationsverfahren mittels Queues

Queues transferieren Informationen zwischen parallel ablaufenden Schleifen. Auch das Zwischenspeichern bzw. Puffern der Daten ist in Grenzen möglich, womit die mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten ablaufenden Schleifen zeitlich voneinander entkoppelt werden können. Queues arbeiten nach dem FIFO-Prinzip (First In, First Out). Der erste in der Queue gepufferte Wert ist auch der erste, der aus der Queue entnommen wird. Der Vorteil von diesem Synchronisationsverfahren ist, dass kein Wert verloren geht. Durch diese Eigenschaft eignen sich Queues besonders für die Aufzeichnung von Messdaten. Einzig bei großen zu übertragenden Datenmengen kann es dadurch zu Laufzeitunterschieden kommen.

4.2 Beschreibung der bestehenden Messsoftware

Das bestehende Messprogramm ermöglicht eine komfortable Erfassung und Kontrolle der Messdaten in Echtzeit. Durch den modularen Aufbau ist es kurzfristig auf unterschiedliche Messzwecke adaptierbar. Eine softwareseitige Schnittstelle erlaubt die Verwendung von Sensoren mit unterschiedlichen physikalischen Ausgangsgrößen. Zusätzlich kann jedem Messinstrument eine Kalibrationskurve hinterlegt werden. Mittels eigens programmiertem SubVI werden temperaturabhängige Größen wie Dichte, kinematische Viskosität und Dampfdruck nach dem Herbst-Rögner-Verfahren [15] im eingestellten Messtakt kontinuierlich aktualisiert. Kapitel 3.3 beschreibt die gemessenen und berechneten Kenndaten für das Pumpturbinen-Modell. In Echtzeit werden die gemessenen Rohdaten der eingesetzten Sensorik in die Leistungsdaten umgewandelt und angezeigt. Wird eine Messdauer definiert und damit eine Messung durchgeführt, werden die Signale über diese Zeitspanne gemittelt und als Messpunkt temporär gespeichert. Parallel dazu werden die letzten fünf Augenblickswerte und die Messpunkte in einem X-Y-Graphen in jeglicher Kombination der Mess- und Kenngrößen dargestellt. So können Kennlinien sofort kontrolliert werden. Die Anzeige der Augenblickswerte gestattet eine hohe Messgenauigkeit, da schwankende Messwerte erkannt und damit stationäre Zustände abgewartet werden können. Neben der Darstellung der aktuellen Werte erlaubt eine zusätzliche Funktion auch das Einlesen von

bereits gemessenen Kennwerten. Damit wird ein sofortiger Vergleich der Messpunkte nach jeder aufgezeichneten Messung ermöglicht. Nachdem die gewünschten Daten aufgezeichnet wurden, werden diese im TDMS-Format strukturiert, mit zusätzlichen Informationen versehen und gespeichert. Die Programmstruktur, welche nach folgendem Prozess abläuft, besteht aus der Initialisierung des Messprogrammes, der Erfassung der Messdaten, der Umwandlung, der Aufzeichnung und Visualisierung sowie der Ausgabe der gemessenen Werte [32].

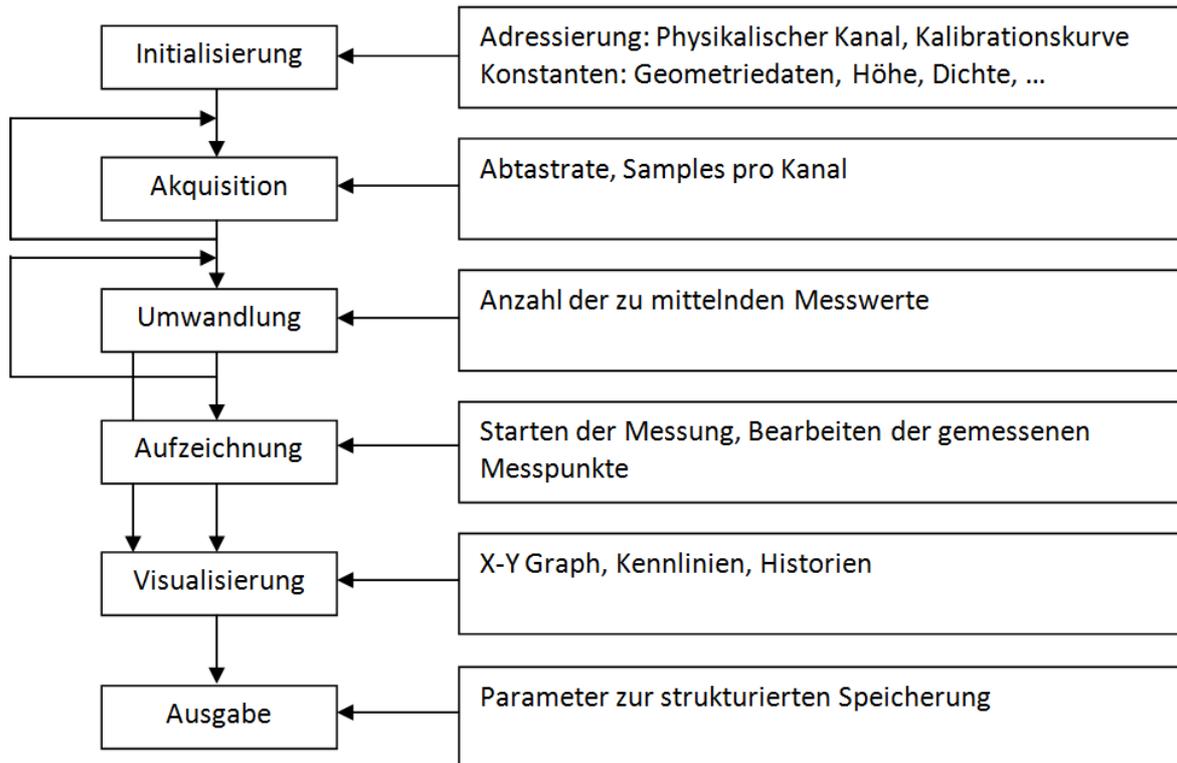


Abb. 4-4: Programmstruktur des bestehenden Messsystems [32]

4.3 Vorbereitende Maßnahmen

Bevor mit der Programmierung begonnen wurde, musste eine grobe Struktur für das zu erstellende Messprogramm erarbeitet werden. Ebenfalls wurden in dieser Phase allgemeine Anforderungen an die Software bestimmt.

4.3.1 Anforderungen an das Messprogramm

Nach einem begrenzten Aufwand für die Einarbeitung sollte es dem Benutzer möglich sein, das Programm für Messzwecke bedienen zu können. Dazu musste die Benutzeroberfläche möglichst intuitiv gestaltet werden. Zwar war die eingesetzte Sensorik von Beginn an festgelegt, doch sollten auch weitere Sensoren unterschiedlicher Messprinzipien der Software jederzeit hinzugefügt werden können. Dafür war eine universelle Schnittstelle, die bereits im bestehenden Messsystem eingesetzt wurde, für die verschiedenen Messkanäle notwendig. Entsprechende Anforderungen an die Einsatzmöglichkeit des Programmes auf verschiedenen Rechnern waren nicht gegeben. Das bedeutete, das LabVIEW 2010 auf dem verwendeten Computer installiert sein musste. Weitere Anforderungen wie die Möglichkeit der Skalierung der Messsignale, der Filterung oder der Visualisierung der Daten werden im Kapitel 4.4 näher beschrieben.

4.3.2 Entwurf der Programmstruktur

Das Programm kann je nach Funktion in Teilprozesse gegliedert werden, welche nach ihrem Bedarf an Ressourcen auch programmatisch in parallelen Schleifen angeordnet sind. Einzelne Programmteile, wie die Aufzeichnung und die Ausgabe wurde dabei in SubVIs gefasst, um einen übersichtlichen und modularen Aufbau zu gewährleisten. Zur Verdeutlichung der Programmstruktur folgt eine schematische Darstellung des Programmablaufs.

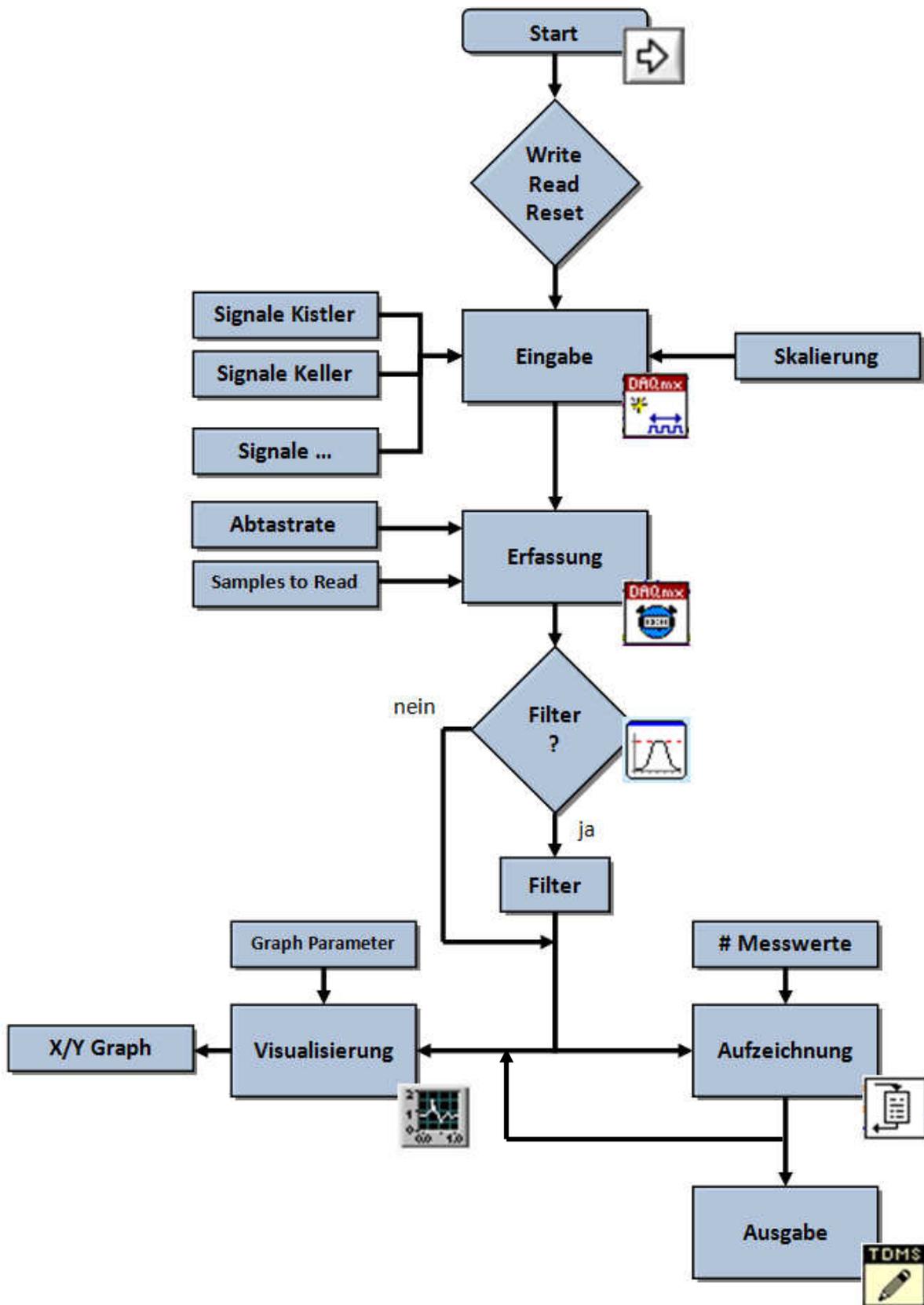


Abb. 4-5: Schematischer Programmablauf

Nach dem Aufrufen des Programmes werden die Messkanäle definiert sowie deren Parameter für die jeweiligen Module festgelegt. Die Anzahl der verwendeten Sensoren und Module ist dabei programmtechnisch nicht eingeschränkt. In diesem Programmteil wird die Skalierung der Messgrößen vorgenommen. Die danach folgende Funktion ist zur Erfassung der Messgrößen vorgesehen. Durch Definition der Parameter für die Akquisition der Daten wird der Messtakt festgelegt. Die Signale werden nun abgetastet aber noch nicht aufgezeichnet. Der Benutzer hat dann die Möglichkeit die Signale mit Filtern zu konditionieren. Sind keine Filter ausgewählt, passieren die Messdaten die Funktion ohne Einwirkung und stehen den weiteren Prozessen zur Verfügung. Die Visualisierung der aktuellen Messwerte passiert unabhängig von der Aufzeichnung, welche erst einsetzt, wenn eine Zahl für die zu messenden Werte und damit eine Messdauer definiert wurde. Die Entkoppelung zwischen Messung und Aufzeichnung ist aus Gründen der Leistungsfähigkeit des Messprogrammes notwendig. Die Daten sind nun temporär gespeichert und werden als gemessene Werte dargestellt. So können sie dauerhaft gespeichert oder auch wieder verworfen werden. Die Programmierung der einzelnen Programmteile wird im nächsten Kapitel beschrieben.

4.4 Realisierung des Messprogrammes

Das Programm zur Erfassung der instationären Druckpulsationen wurde unter Einhaltung der gestellten Anforderungen realisiert. Dabei richtet sich die folgende Dokumentation nach dem bereits dargestellten Programmablauf. Die wichtigsten Funktionen, Programmstrukturen und Parameter werden erläutert.

4.4.1 Erzeugung der Messdaten

Die Erste von vier parallel ablaufenden Schleifen dient zum Erzeugen der benötigten Messdaten. Dabei sind drei Case Bedingen innerhalb einer While-Schleife angeordnet. Die Äußerste und damit hierarchisch höchste Fallentscheidung ist in allen Schleifen analog ausgeführt und dient zum Abfragen der Fehler-Bedingung. Tritt ein Fehler während des Durchlaufs auf, wird dieser mittels Schieberegister an den nächsten Durchlauf weitergegeben und die Fehlerbehandlung wird aktiv. Diese ist unerlässlich für die Entwicklung von Applikationen in LabVIEW, da sie das Debuggen, das Auffinden von Fehlern im Programmcode, erleichtert.

Innerhalb der Fehlerabfrage wird ein Cluster für die Parameter der Messdatenerfassung definiert. Dieser komplexe Datentyp setzt sich aus unterschiedlichen Datentypen zusammen und reduziert den Verdrahtungsaufwand im Blockdiagramm erheblich. Wie in Abb. 4-6 zu erkennen werden dabei verschiedene Verbindungstypen zu einem Element gebündelt und an der benötigten Stelle wieder voneinander getrennt.

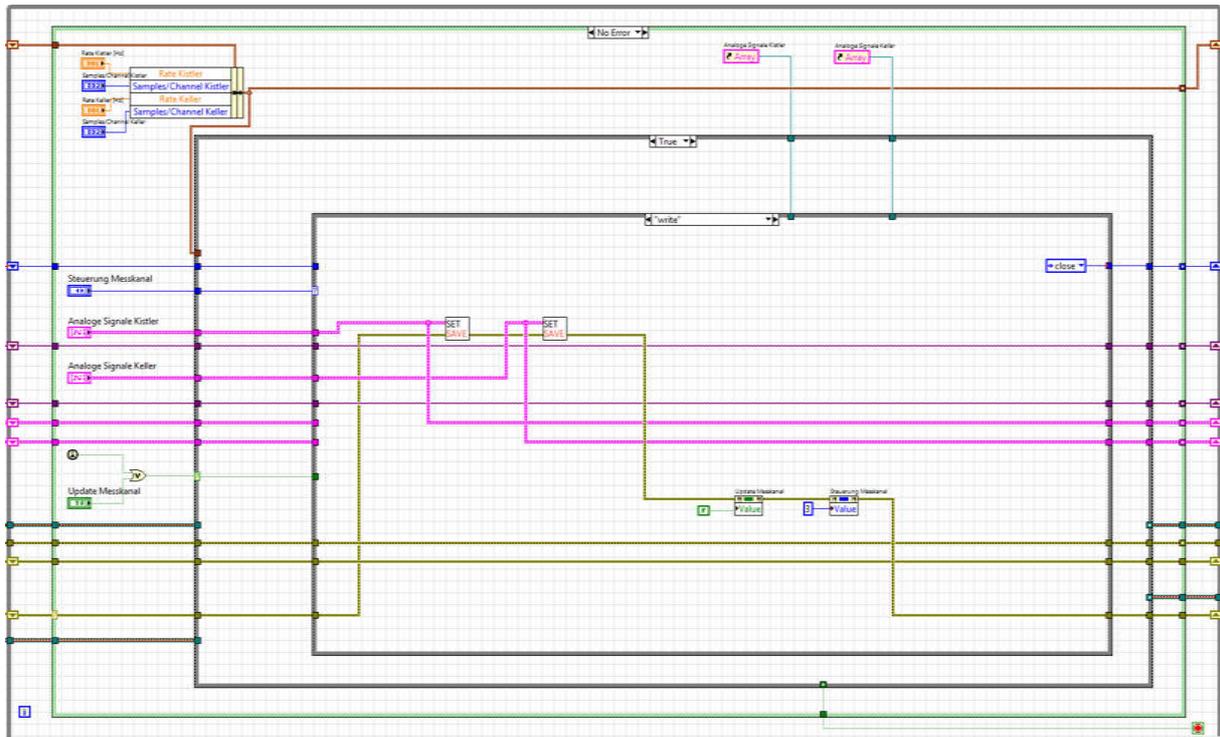


Abb. 4-6: Schleife zur Erzeugung der Messdaten

Die weiter innen liegenden Case-Bedingungen dienen zur Funktionsabfrage. Der Benutzer hat die Möglichkeit die Parameter für die Messkanäle aus einer Datei zu laden, die Eingabewerte zu speichern oder die Messkanäle zurückzusetzen. Exemplarisch wird in obiger Abbildung nur der Vorgang des Speicherns dargestellt. Die für diese Funktionen notwendigen Sub-VIs wurden aus der bestehenden Messsoftware übernommen. Sind die Messkanäle definiert, schaltet die Mittlere der ineinander verschachtelten Fallunterscheidungen um und der Zustandsautomat für die Messaufgabe wird abgearbeitet. Diese Case-Bedingung nimmt die Zustände „Init“, „Start“, „Timing“, „Run“ und „Clear“ an. Jeder Zustand behandelt das Messprojekt – Task genannt.

Im ersten Schritt muss ein Task, in dem alle Parameter einer Messung wie Kanal- und Takteinstellungen zusammengefasst sind, generiert werden. Diese Aufgabe wird in einem Sub-VI, welches aus der bestehenden Messsoftware entnommen und für die Anforderungen des Druckmessprogrammes modifiziert wurde, abgehandelt.

Die Programmstruktur besteht wiederum aus ineinander verschachtelten Case-Bedingungen. Die verwendete For-Schleife wird mit der Anzahl der verwendeten Kanäle indiziert, was dazu führt, dass die Zahl der angeschlossenen Sensoren flexibel ist. Je nach definierter physikalischer Messgröße wird ein Task mit seinen Parametern wie Messsignal, Skalierung, physikalischer Größe oder Messbereich erstellt. Eine besondere Eigenschaft des DAQmx Sub-VIs, welches zum Erzeugen des Tasks verwendet wird, ist seine Polymorphie, die es erlaubt unterschiedliche Datentypen anzubinden.

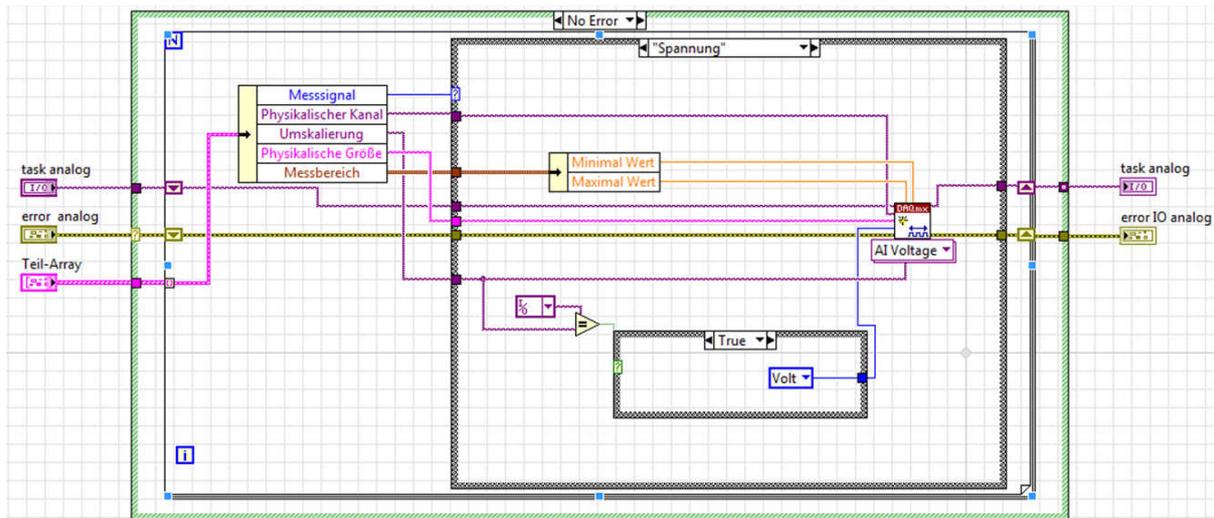


Abb. 4-7: Sub-VI zum Generieren der Tasks

Nachdem der jeweilige virtuelle Messkanal generiert wurde, wird festgelegt mit welchem zeitlichen Abstand (Abtastrate) die Anzahl (Samples to Read) der Messwerte erfasst werden soll. Folgende Abbildung zeigt die Benutzeroberfläche, mit welcher die bisher beschriebenen Parameter eingegeben werden können.

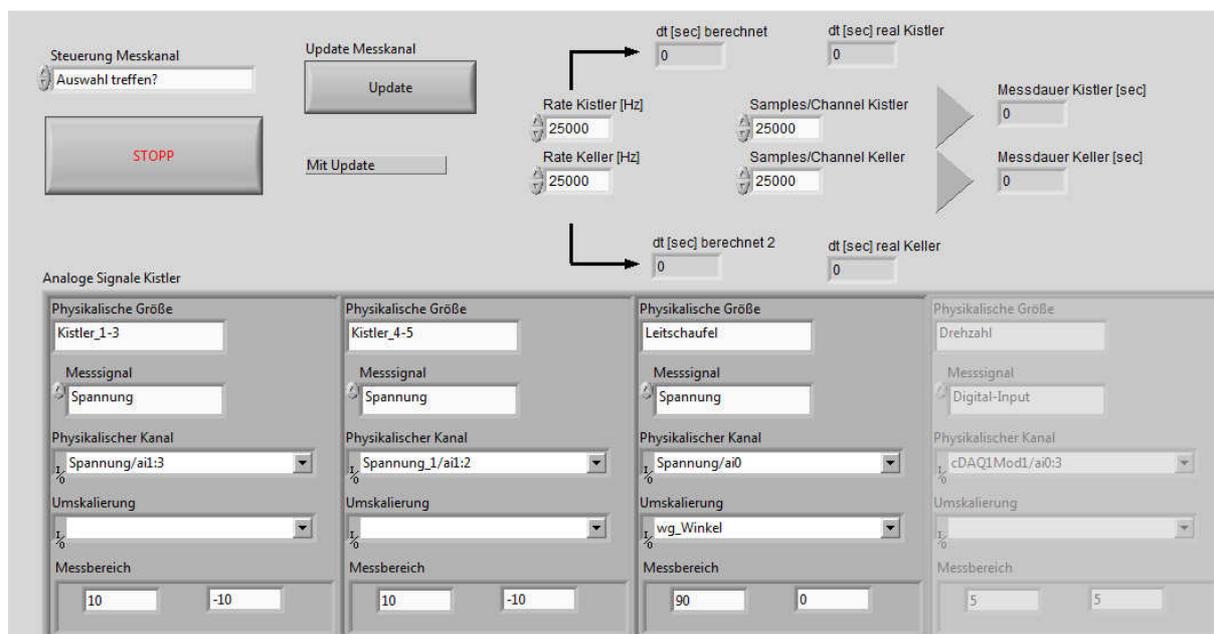


Abb. 4-8: Grafische Benutzeroberfläche zum Definieren der Messkanäle

So ergibt sich beispielsweise für eine Abtastrate von 1000 *Samples pro Sekunde* mit 1000 *Samples pro Kanal* eine Messdauer von 1 s. Für die beiden eingesetzten Typen von Drucksensoren können diese Werte nach Bedarf getrennt definiert werden. Kritisch zu betrachten sind in diesem Fall die hardwareseitigen Grenzen sowohl bei der Programmierung als auch bei der Anwendung. So ist es bei dem eingesetzten NI 9239 Modul zur Spannungsmessung beispielsweise nicht möglich Abtastraten unterhalb von 1,6 kHz zu erreichen, obwohl diese ohne Fehlermeldung vorgegeben werden können. Dieses Phänomen kann unbemerkt zu nicht definierten Zuständen in der Software führen und muss deshalb durch das Setzen von Grenzen im Eingabefeld des Frontpanels verhindert werden.

Für die instationären Druckmessungen sind jedoch hauptsächlich die oberen Grenzen der Abtastraten von besonderem Interesse. Für eine klare Abbildung des Messsignals muss die Abtastrate enorm hoch sein. So ist für eine effektive Messung der Signalfrequenz eines Signals eine Abtastung mit mindestens der doppelten Signalfrequenz notwendig. Aus dem Nyquist-Shannon-Theorem folgt, dass ein Messsignal mit einer minimalen Frequenz von 0 Hz und einer Maximalfrequenz f_{Signal_max} , zum ordnungsgemäßen Erfassen aller seiner Frequenzanteile mit einer Frequenz $f_{Abtastung}$ größer als $2 \cdot f_{max}$ gleichförmig abgetastet werden muss. Das damit gemessene zeitdiskrete Signal approximiert das Ursprungssignal, je nach Aufwand, beliebig genau [33]. Das Nyquist-Shannon-Theorem lautet wie folgt:

$$f_{Abtastung} > 2 \cdot f_{Signal_max} \quad (4.1)$$

Wird diese Untergrenze nicht eingehalten, erscheinen die hohen Frequenzanteile als Alias einer anderen Frequenz. Die folgende Abbildung veranschaulicht die Auswirkungen unterschiedlicher Abtastraten.

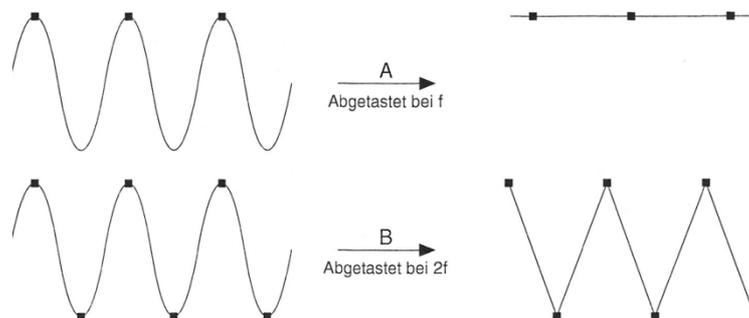


Abb. 4-9: Auswirkung unterschiedlicher Sample-Raten [25]

Im Falle das die Sinusschwingung f_{Signal_max} mit der gleichen Frequenz $f_{Abtastung}$ abgetastet wird, also $f_{Signal_max} = f_{Abtastung}$ ergibt sich ein resultierender Signalverlauf als Alias bei der Frequenz 0.

Wird die Sample-Rate auf $f_{\text{Abtastung}} = 2 \cdot f_{\text{Signal_max}}$ erhöht, hat der digitalisierte Verlauf zwar die richtige Frequenz, aber eine völlig andere Signalform [25]. Damit wird verständlich, weshalb bei der Auswahl der Module zur Messung der Druckpulsationen ein besonderes Augenmerk auf eine schnelle Abtastrate gelegt wurde.

So hat beispielsweise das NI 9239 Modul zur Spannungsmessung simultan für jeden Messkanal eine Abtastrate von 50 kS/s. Durch den zusätzlich eingebauten Anti-Aliasing-Filter, ein Tiefpassfilter der besonders hohe Frequenzen abschneidet und somit das Signal konditioniert, ergibt sich schließlich eine maximale Abtastrate $f_{\text{Abtastung_9239}}$ von ca. 22 kHz. Diesem Wert gegenüber steht die erwartete maximal auftretende Frequenz. Im Falle der Druckpulsationen am Pumpturbinen-Modell lässt sich zwischen einer globalen Maximalfrequenz $f_{\text{max_global}}$ und einer lokalen Maximalfrequenz $f_{\text{max_lokal}}$ unterscheiden. In Kapitel 6.2, welches die Rotor-Stator-Interaktionen behandelt, wird vertiefend in diese Materie eingegangen. An dieser Stelle seien nur die erwarteten Frequenzen angeführt. Die lokal auftretende Maximalfrequenz $f_{\text{max_lokal}} \approx 200 \text{ Hz}$ und die globale Maximalfrequenz $f_{\text{max_global}} \approx 4 \text{ kHz}$ für eine maximale Drehzahl von 1300 min^{-1} . Wie sich folgend errechnen lässt, wird das Nyquist-Shannon-Theorem eingehalten:

$$\frac{f_{\text{Abtastung_9239}}}{f_{\text{max_global}}} > 5 \quad (4.2)$$

Neben der Abtastrate ist auch die Code-Breite, eine Kombination von Auflösung, Bereich und Verstärkung, relevant für die unverfälschte Darstellung der Messwerte. Die Code-Breite C ist die kleinste detektierbare Amplitudenänderung in einem Signal. Sie ergibt sich aus dem Eingangsbereich E des Moduls, der Auflösung R und hat folgenden Zusammenhang:

$$C = E \cdot \frac{1}{2^R} \quad (4.3)$$

Je kleiner die Code-Breite, desto genauer kann ein Signal dargestellt werden. Im Fall des Spannungsmoduls NI 9239 ergibt sich mit den Kennwerten aus Kapitel 3.6.1 die Code-Breite zu:

$$C_{9239} = E_{9239} \cdot \frac{1}{2^{R_{9239}}} = 20 \cdot \frac{1}{2^{24}} = 1,2 \mu\text{V} \quad (4.4)$$

Das Ergebnis zeigt, dass die Eigenschaften des Moduls bestens für eine hochdynamische Messung geeignet sind.

Im weiteren Verlauf des Messprogrammes wird nun der initialisierte und parametrisierte Task gestartet. Danach folgt der Fall in der Case-Bedingung, der die Aufgabe hat die einzelnen Messwerte einzulesen. Dieser wird auf der folgenden Seite dargestellt.

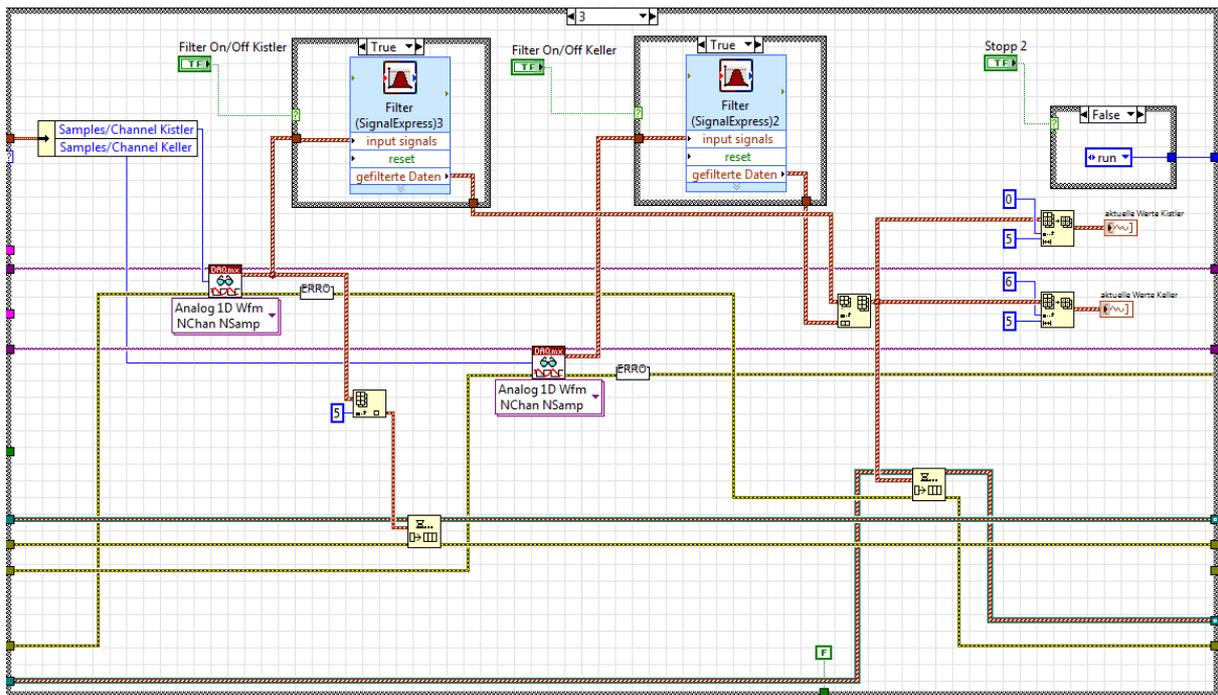


Abb. 4-10: Case zum Einlesen und Konditionieren der Signale

Der Fall „Run“ des Zustandsautomaten enthält neben den DAQmx SubVIs auch die Filter, welche im folgenden Unterkapitel beschrieben werden. Die beiden Lese-VIs tasten jeweils die fünf Signale der Drucksensoren ab. Diese Werte werden jeweils in ein Array, ein Datenfeld, das Daten gleichen Typs zusammenfasst, geschrieben. In der Abbildung kann man durch die breite Verdrahtungslinie mit brauner Farbe erkennen, dass es sich um Arrays handelt. Diese bestehen aus Zeilen und Spalten, welche mittels Indizierung beliebig angesprochen werden können und sind am geeignetsten um mit größeren Wertemengen umzugehen. Die Daten der Arrays werden dann zusammengefasst und an eine Queue übergeben, die die Informationen verlustfrei an die weiteren Schleifen weitergibt. Wird das Programm beendet greift die Case-Bedingung „Clear“, welche rechts in der Darstellung zu sehen ist und stoppt zuerst den Task und dann die While-Schleife.

4.4.1.1 Verwendete Filter zur Signalkonditionierung

Entscheidet sich der Benutzer zur Signalfilterung, werden die Signale LabVIEW-intern manipuliert. Dafür wurden Filter mit unendlicher Impulsantwort, sogenannte IIR-Filter verwendet. Beste Ergebnisse wurden mit einem Bandpassfilter erzielt, der sowohl stark niederfrequente Signalanteile unterdrückt als auch die unerwünschten hohen Frequenzen ausblendet. Dabei wurden die Grenzfrequenzen in Abhängigkeit der Drehzahl und somit je nach erwarteter Bandbreite des Messsignals gewählt. Als Filtertopologie wurde ein

Butterworthfilter eingesetzt, welcher zwar einen sanften Abfall nach der Grenzfrequenz aufweist jedoch keine Welligkeit über die Bandbreite [1]. Die eingestellte Filterordnung wurde zweckmäßig angepasst – war ein steilerer Knick im Frequenzverlauf bei Erreichen der Grenzfrequenz notwendig, wurde die Ordnung erhöht. Durch den Einsatz von Filtern kam es zu einem Einschwingvorgang, der die Messwerte beeinflusste. Diese Verfälschung konnte mittels Beschneiden der aufgezeichneten Messsignale, welche immer über einen Zeitraum von mehreren Sekunden betrachtet wurden, verhindert werden. Um die aufgezeichneten Messergebnisse nicht negativ für die nachfolgende Auswertung in Diadem, einem Analysewerkzeug für große Datenmengen, zu beeinflussen, wurde meist auf eine LabVIEW interne Filterung verzichtet. Diese Manipulation wurde während der Auswertung mit Diadem nach Bedarf ausgeführt.

4.4.2 Aufzeichnung, Visualisierung und Ausgabe der Messdaten

In diesem Programmteil werden die Messdaten verarbeitet und aufgezeichnet. Der Benutzer definiert die Anzahl der zu messenden Daten und damit die Messdauer. Durch diese Eingabe wird der temporäre Speicher aktiviert. Im dargestellten Blockdiagramm nimmt die Case-Bedingung im linken unteren Eck den Zustand „wahr“ an und das SubVI: „Stack Speicher“ wird in den Datenfluss geschaltet.

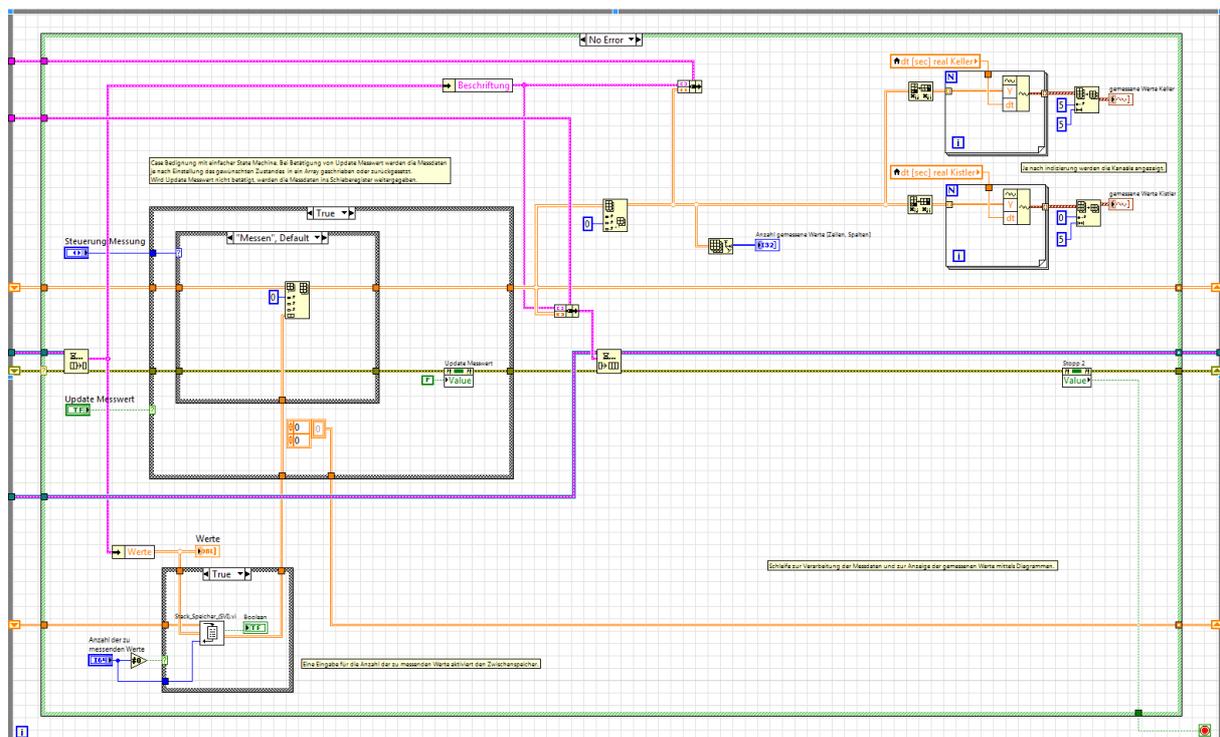


Abb. 4-11: Schleife zur Aufzeichnung und Visualisierung der Messdaten

Dieses Unterprogramm dient zur Abarbeitung der zwischengespeicherten Werte. Dabei wird je nach definierter Messwertanzahl ein Array mit den Daten beschrieben. Ist dieses zweidimensionale Datenfeld mit der gewünschten Menge gefüllt, werden die zeitlich am längsten im Array verweilenden Werte gelöscht und aktuelle Messwerte wieder hinzugefügt. Damit ergibt sich ein zeitlicher Puffer, der es ermöglicht, die Druckpulsationen der Sensorik komfortabel aufzuzeichnen, während man diese beobachtet. Dies beschreibt auch die Funktion des dargestellten Blockdiagrammes. Ist die Zahl der ausgelesenen Zeilen im Array größer als die Anzahl der zu messenden Werte, wird die Differenz in der Case-Bedingung aus dem Array gelöscht. Ist dies nicht der Fall, so werden die Werte weitergegeben.

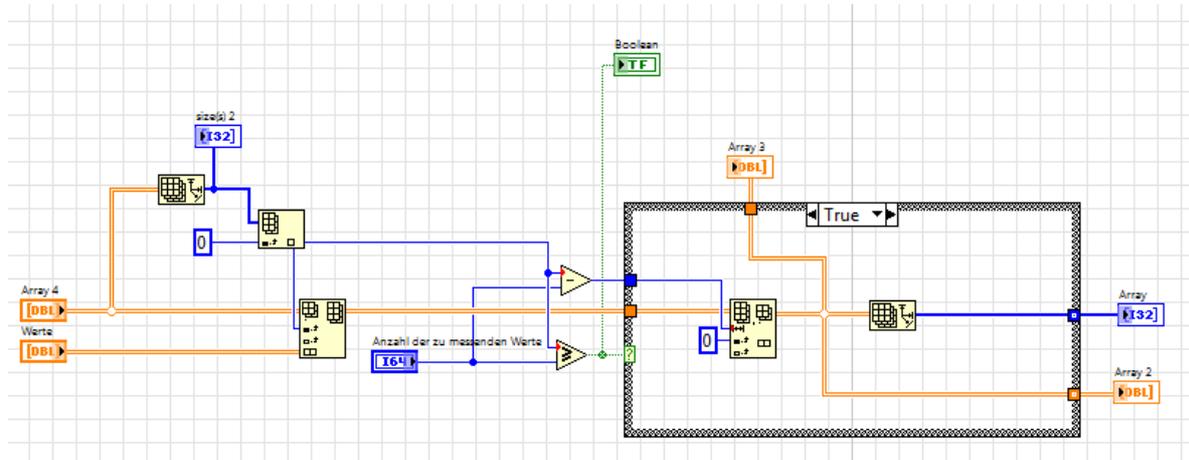


Abb. 4-12: Sub-VI zur Steuerung der Zwischenspeicherung

Nachdem die Messwerte, die je nach Aufzeichnungsdauer durch die hohen Abstraten sehr schnell große Mengen annehmen, zwischengespeichert wurden, werden sie mittels X-Y-Graphen dargestellt. Der Benutzer kann den Puffer wieder zurücksetzen oder die Messdaten speichern. Wird die letztere Option gewählt, erzeugt ein SubVI, welches auch in der Software des Messsystems zum Einsatz kommt und für diesen Zweck adaptiert wurde, eine „Technical Data Management Streaming“-Datei mit den Messdaten. Das TDMS-Format wurde speziell für National Instruments Produkte wie LabVIEW und Diadem entwickelt und eignet sich besonders für die schnelle, Ressourcen sparende Sicherung großer Datenmengen. Der Grund dafür ist, dass diese Dateien in Binär- und nicht in Textform gespeichert werden. Auch die Übertragung von TDMS-Dateien in Microsoft Excel ist mittels Plug-In möglich, jedoch durch die Zahl der Messdaten und die begrenzte Leistungsfähigkeit des Programmes nicht sinnvoll. Die beschriebenen Funktionen des Messprogrammes können vom Benutzer auf einem möglichst übersichtlich gestalteten Frontpanel gesteuert werden. Die Bedienfläche wurde aufgeteilt um mehrere Werte und Parameter gleichzeitig im Blick behalten zu können. Die nachstehende Abbildung zeigt, dass neben den aktuellen Messwerten, welche zur Einstellung

eines gewünschten Betriebspunktes, auch die Druckpulsationen abgelesen werden können. Diese werden, aufgeteilt in X-Y-Graphen für die eingesetzten Kistler- bzw. Keller-Sensoren, fortlaufend angezeigt. Eine Statusleuchte informiert den Nutzer über den Zustand des temporären Speichers. Erst nachdem diese auf grün umschaltet ist der Puffer mit der gewünschten Datenmenge gefüllt und der Aufzeichnungsvorgang kann beginnen.

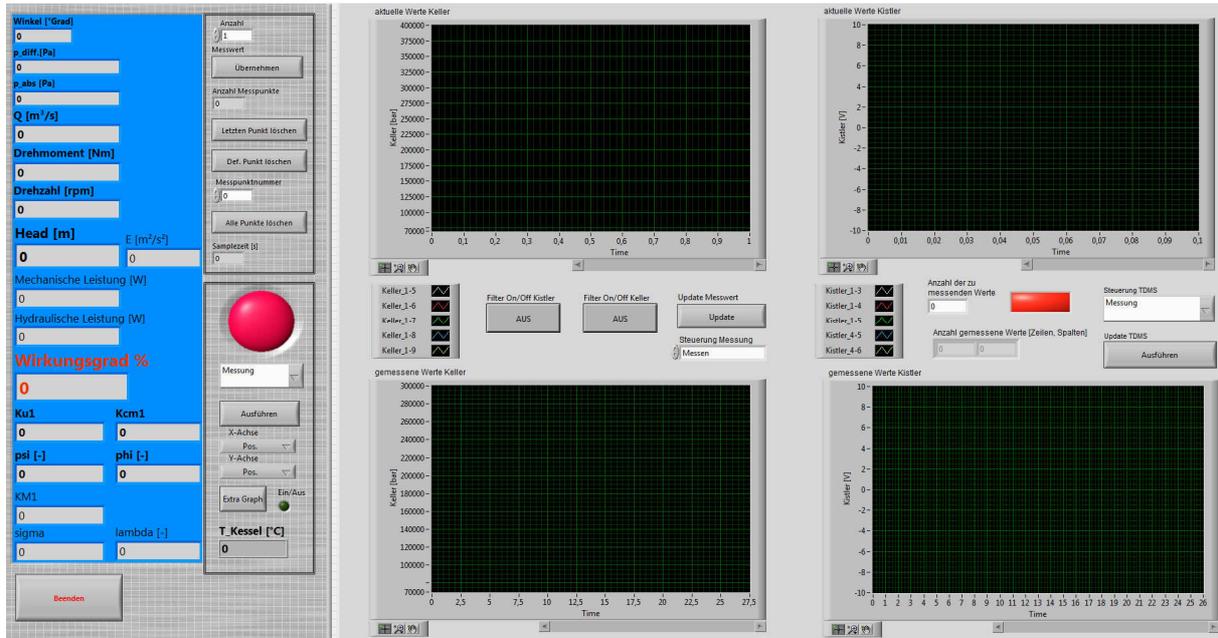


Abb. 4-13: Grafische Benutzeroberfläche des Druckmessprogrammes

4.5 Einbindung in die bestehende Messsoftware

Das Programm für die instationäre Druckmesstechnik ist eine Erweiterung der Messsoftware für die stationären Messwerte. Ohne die Funktion des Messsystems für den Hauptprüfstand zu beeinflussen erfolgte eine Implementierung sowohl im Blockdiagramm als auch in der bestehenden Benutzeroberfläche. Während die Integration auf letzterer Ebene schnell und problemlos durch Hinzufügen weiterer Reiter in der verwendeten Registerkarte funktionierte, mussten für einen reibungslosen Betrieb Anpassungsarbeiten im Blockdiagramm und in der Hardware durchgeführt werden.

Probleme gab es durch unterschiedliche Abtastraten der stationären und instationären Sensoren auf dem gleichen Modul zur Messung von Stromsignalen. Nach Rücksprache mit dem Hersteller war diese Kombination nicht möglich und zu vermeiden. Es wurde also die stationäre Sensorik, welche mit einer deutlich geringeren Abtastrate ausgelesen wird, von der höher abgetasteten Sensorik entkoppelt. Dies wurde durch eine hardwareseitige Aufteilung der Sensoren auf zwei Module des Typs 9203 erreicht.

Programmtechnische Anpassungen mussten auch bei der Erfassung des Leitschaukelwinkels durch den Drehwinkelgeber vorgenommen werden. Dessen Ausgangssignal basiert, wie auch das Signal der Kistler-Sensoren, auf der elektrischen Spannung. Ein Abtasten der Signale in verschiedenen Tasks ist grundsätzlich nicht möglich. So wurde die Messung des Leitschaukelwinkels in die Programmschleife zur Erzeugung der Messdaten integriert und von dieser wieder an das Hauptmessprogramm zurück geleitet. Stark zu Lasten der Leistungsfähigkeit des Gesamtprogrammes ging die numerische Anzeige der aufgezeichneten Druckpulsationen in Form einer Tabelle. Durch den Verzicht auf diese Darstellung wurde zwar der Bedienkomfort etwas eingeschränkt, jedoch der flüssige und fehlerfreie Betrieb verbessert.

5 Montage, Inbetriebnahme und Validierung der instationären Drucksensorik

Folgendes Kapitel beschreibt die Montage der dynamischen Drucksensoren sowie deren Inbetriebnahme. Um zu testen, ob die Module in Verbindung mit den Aufnehmern korrekt funktionieren, wurden verschiedene Voruntersuchungen und Plausibilitätskontrollen durchgeführt.

5.1 Mechanische und elektrische Montage

Unerlässlich für korrekte Messergebnisse war ein definierter und normgerechter Einbau der Geber. Bei der elektrischen Installation musste insbesondere auf elektromagnetische Störfelder, welche einen negativen Einfluss auf das Messsignal haben können, geachtet werden.

5.1.1 Montage der Keller-Sensorik

Um einen der IEC 60193 gerechten Einbau der Sensoren zu gewährleisten, mussten für die Messpositionen im Plexiglas zusätzlich Adapter gefertigt werden. Diese schließen mit der Rohrwand bündig ab und haben, wie gefordert, einen Durchmesser d von 2 mm. Auch die minimale Länge l sowie der Radius r , der einen Grat verhindern soll, wurden berücksichtigt. Folgende Abbildung wurde der IEC 60193 entnommen und zeigt die Anforderungen.

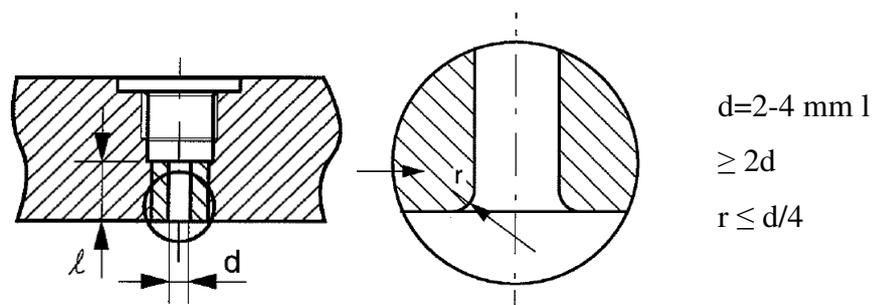


Abb. 5-1: Druckmessstellen nach IEC60193 [16]

Die Bauform der Keller-Sensoren, welche in Kapitel 3.5.4 ersichtlich ist, erlaubte bei den drei weiteren eingesetzten Signalaufnehmern einen normgerechten Einbau ohne Einsatz. Durch die interne Umwandlung der Messgröße in störungsunempfindliche Stromsignale wurden keine besonderen Anforderungen an die elektrische Installation der Drucksensoren gestellt.

5.1.2 Montage der Kistler-Sensorik

Die Anordnung, sowie die Anbringungsmöglichkeit der Kistler-Aufnehmer im nabenseitigen Leitschaukelring waren bereits vorgesehen. Um die Sensoren in den Bohrungen einzusetzen, wurden zuerst Metallbolzen, welche eine reine Dichtungsfunktion erfüllen, entfernt. Die beschleunigungskompensierten Signalgeber mussten in Kunststoffhülsen eingesetzt werden, um die richtigen Abmessungen zu erhalten und die Sensorik nach außen hin abzudichten. Exemplarisch wird diese Einbausituation in folgender Darstellung gezeigt.

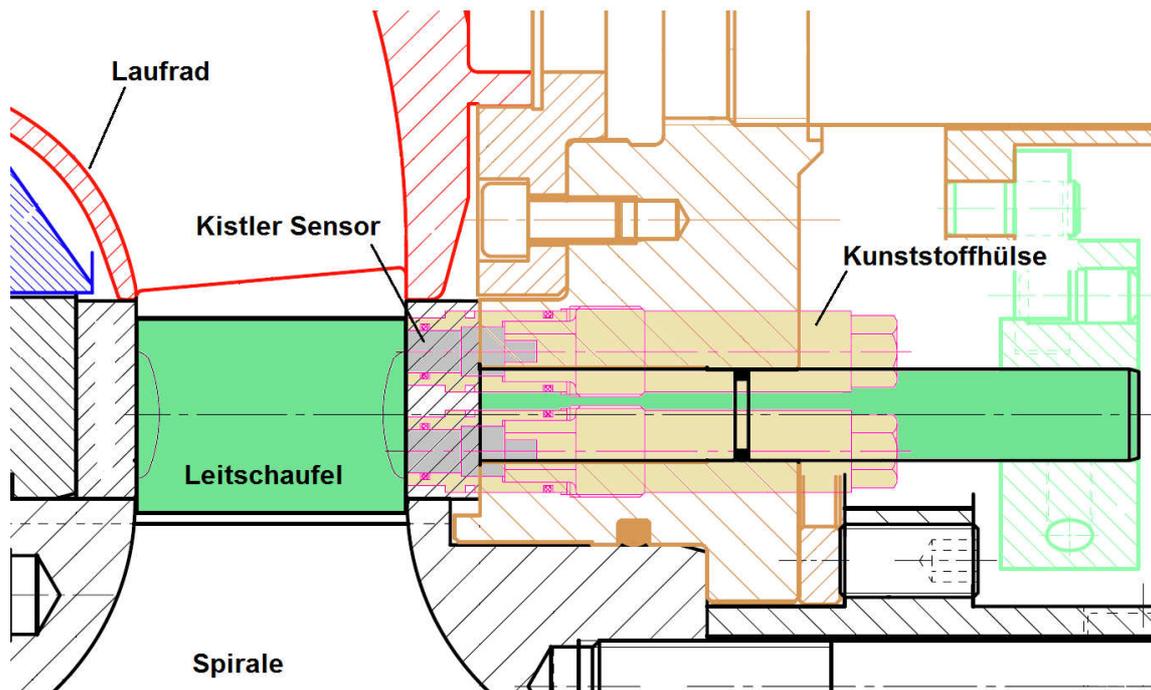


Abb. 5-2: Einbausituation der Kistler-Sensoren [3]

Die Sensoren haben einen radialen Versatz und einen Winkelversatz. Letzterer wird bei der Validierung der Sensorik in Kapitel 5.3 überprüft. Da die Kistler-Sensoren einen Ladungsausgang besitzen und die Messsignale sich im Bereich von 10^{-12} Coulomb bewegen, mussten besonders hochwertige Spezialkabel verwendet werden. Aufgrund deren hoher Impedanz ist der Übertragungsweg auf elektromagnetische Einflüsse sehr empfindlich. Deshalb wurde bei der Verlegung der Messleitungen darauf geachtet, dass diese nicht von der nahen Leistungsverkabelung beeinflusst werden. Auch ein Knicken der Messverkabelung hätte eine Verschiebung von Ladungen zur Folge und würde die Messergebnisse verfälschen [33]. Aus diesem Grund wurde an heiklen Stellen eine Zugentlastung durch eine Halterung aus Kunststoff vorgesehen. Beim Anschließen der Verkabelung an den Ladungsverstärker mussten zu dessen Schutz die Aufnehmerkabel zuerst entladen, also kurzgeschlossen werden.

5.2 Inbetriebnahme

Nach der Montage erfolgte eine erste Inbetriebnahme, bei der eine Überprüfung der Funktionen des Messprogrammes mit realen Signalen durchgeführt wurde. Außerdem mussten Grundeinstellungen an den Ladungsverstärkern getätigt werden, um ein brauchbares Messsignal der piezoelektrischen Quarzsensoren zu erhalten. Zuerst musste die jeweilige Aufnehmerempfindlichkeit mittels Potentiometer am Ladungsverstärker eingestellt werden. Der nächste Schritt war das Herausfinden eines geeigneten Verstärkungsfaktors. Unterschiedliche Betriebspunkte, bei welchen Druckpulsationen mit verschiedenen hohen Amplituden erwartet wurden, gaben Auskunft über den zu definierenden Maßstab. Einerseits sollen auch kleinste Amplituden messbar sein, andererseits dürfen die Ladungsverstärker nicht übersteuern.

Um einen Versatz der gemessenen Amplituden zu vermeiden musste ein Nullpunktgleich durchgeführt werden. Während der durchgeführten Messungen zeigte sich, dass dieser Schritt vor Beginn eines jeden Messvorgangs wiederholt werden musste.

5.3 Validierung der instationären Drucksensorik

Zur Kontrolle der verbauten Druckaufnehmer wurden statische wie auch dynamische Versuche durchgeführt. Eine dynamische Messung mittels eines vorgegebenen Druckpulses erlaubte das Eruiere des Ansprechverhaltens der dynamischen Druckaufnehmer. Die Sensorik wurde zusätzlich im Betrieb verifiziert, was durch die Detektion des Drehklanges gelang. Der theoretische Hintergrund zu diesem Phänomen ist in Kapitel 6.2 nachzulesen.

5.3.1 Plausibilitätskontrolle der Keller-Sensoren

Zur Überprüfung der absoluten Anzeigewerte wurde die Einbaulage der Keller-Sensoren zuerst mit einem Nivelliergerät vermessen, um die genauen Höhenkoten der einzelnen Sensoren zu ermitteln. Dann konnte durch Vergleichen des Anzeigewertes vom Rosemount Absolutdruckaufnehmer mit den auf gleicher Höhenkote befindlichen Keller-Sensoren der Messwert überprüft werden. Der Absolutdruckaufnehmer ist nach IEC 60193 mit dem laboreigenen Drehkolbenmanometer-Prüfgerät kalibriert und war damit für diese Kontrolle sehr gut geeignet.

Bei der Überprüfung wurde folgendes Prozedere angewandt: Der Hauptprüfstand wurde mit drei Absolutdruckniveaus unterschiedlicher Höhe beaufschlagt. Dabei wurden jeweils Messungen mit den Keller-Druckgebern durchgeführt. Der stationäre Absolutdruckaufnehmer

war genau auf der Höhe der Drehachse des Pumpturbinen Laufrades positioniert. Folgende Abbildung und Tabelle zeigen die vermessenen Höhenkoten.

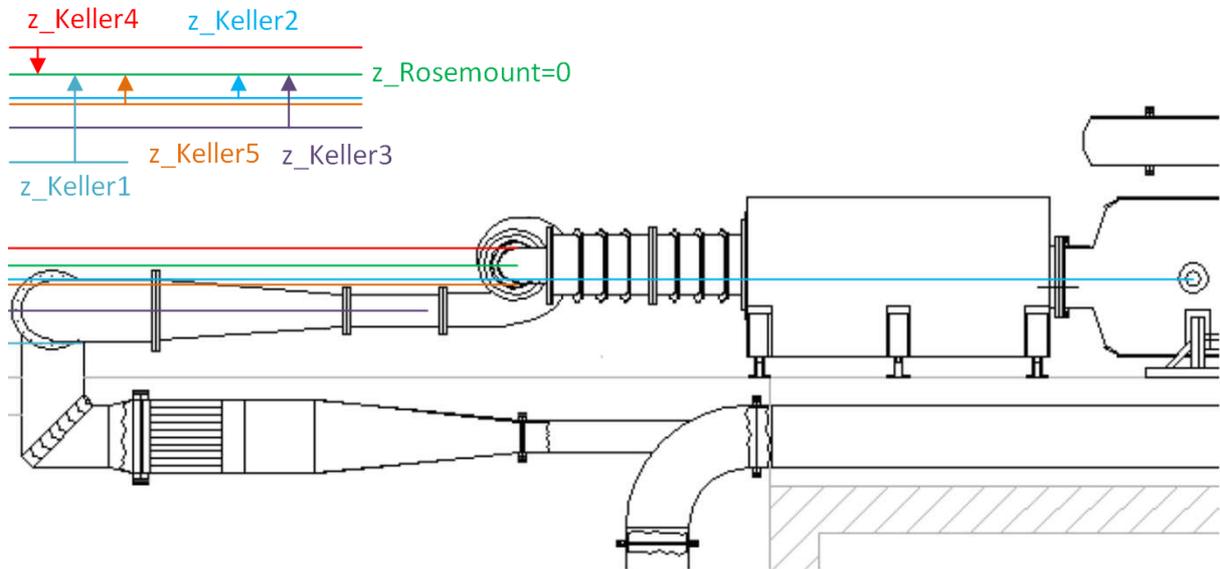


Abb. 5-3: Höhenkoten der Keller-Sensoren

Tab. 5-1: Höhendifferenz der Keller-Sensoren bezogen auf den Absolutdruckaufnehmer

Sensor	Höhendifferenz
z_Keller1	631,25 mm
z_Keller2	52,75 mm
z_Keller3	374,75 mm
z_Keller4	-136,00 mm
z_Keller5	136,00 mm

Die Messdauer betrug 10 s, wodurch für jeden dynamischen Druckaufnehmer 100.000 Messwerte (bei 10 kS/s) zur Mittelung eines jeden Absolutdruckniveaus verwendet wurden. Der stationäre Absolutdruckaufnehmer wurde in dieser Zeit 10.000 Mal abgetastet. Das Ergebnis dieser Kontrolle zeigen folgende Tabellen.

Tab. 5-2: Messwerte und relative Abweichung bei ca. 1 bar Absolutdruck

p_abs_Rosemount [Pa]	109065,5562				
Keller-Sensor [#]	1	2	3	4	5
p_abs_Keller [Pa]	115127,76	109468,52	112743,41	106916,75	110581,59
$\Delta H_{\text{statisch}}$ [Pa]	6177,08	516,18	3667,11	-1330,82	1330,82
p_abs_Keller - ΔH [Pa]	108950,67	108952,33	109076,30	108247,57	109250,76
Fehler_absolut [Pa]	114,88	113,21	-10,74	817,97	-185,21
Fehler_relativ [%]	0,11%	0,10%	-0,01%	0,76%	-0,17%

Tab. 5-3: Messwerte und relative Abweichung bei ca. 2 bar Absolutdruck

p_abs_Rosemount [Pa]	212854,4874				
Keller-Sensor [#]	1	2	3	4	5
p_abs_Keller [Pa]	219133,48	212230,95	215623,07	209645,44	212150,09
$\Delta H_{\text{statisch}}$ [Pa]	6177,08	516,18	3667,11	-1330,82	1330,82
p_abs_Keller - ΔH [Pa]	212956,39	211714,77	211955,96	210976,26	210819,26
Fehler_absolut [Pa]	-101,91	1139,71	898,52	1878,21	2035,22
Fehler_relativ [%]	-0,05%	0,54%	0,42%	0,89%	0,97%

Tab. 5-4: Messwerte und relative Abweichung bei ca. 2,5 bar Absolutdruck

p_abs_Rosemount [Pa]	261667,9189				
Keller-Sensor [#]	1	2	3	4	5
p_abs_Keller [Pa]	266657,05	260951,77	264348,96	258290,38	261982,22
$\Delta H_{\text{statisch}}$ [Pa]	6177,08	516,18	3667,11	-1330,82	1330,82
p_abs_Keller - ΔH [Pa]	260479,96	260435,59	260681,85	259621,21	260651,39
Fehler_absolut [Pa]	1187,94	1232,32	986,06	2046,70	1016,52
Fehler_relativ [%]	0,46%	0,47%	0,38%	0,79%	0,39%

Mit einer größten relativen Abweichung von unter einem Prozent ist die Genauigkeit der werkskalibrierten Keller-Drucksensoren durchaus zufriedenstellend. Die Werte weichen tendenziell bei höherem Absolutdruck stärker ab. Das System ist bei Überdruck nicht perfekt dicht und der Druckwert sinkt stetig, wodurch sich leicht unterschiedliche Werte ergeben können.

Ein weiterer Vorversuch diente zur Kontrolle des Ansprech- und Abklingverhaltens der Druckaufnehmer. Mit der an der Obertrommel des Unterwasserkessels anliegenden Druckluft kann durch Öffnen eines Ventils ein definierter Druckpuls auf das System gegeben werden.

Dabei wurde darauf geachtet, dass dieser möglichst einer Sprungfunktion gleicht. Erreicht wurde dieser Zustand durch Anfüllen des Prüfstandes auf die maximal mögliche Pegelhöhe. Die Druckaufnehmer sollten nun entsprechend ihrer Einbauposition mit einem zeitlichen Versatz auf den Druckpuls ansprechen. Vom Unterwasserkessel bei Keller-Sensor 2 beginnend bis hin zu Keller-Sensor 1, der von der Stelle, an welcher der Druckpuls eingebracht wurde, am weitesten entfernt ist.

Die folgende Abbildung zeigt diese Überprüfung über einen Zeitabschnitt von 10 s. Die Abtastrate lag bei 10 kS/s, was fünf Mal so hoch ist wie die maximale Abtastfrequenz der Keller-Sensoren, die bei 2 kHz liegt. Mittels digitalen Bandpassfilters und Grenzfrequenzen von 2 und 200 Hz wurden die Signale konditioniert.

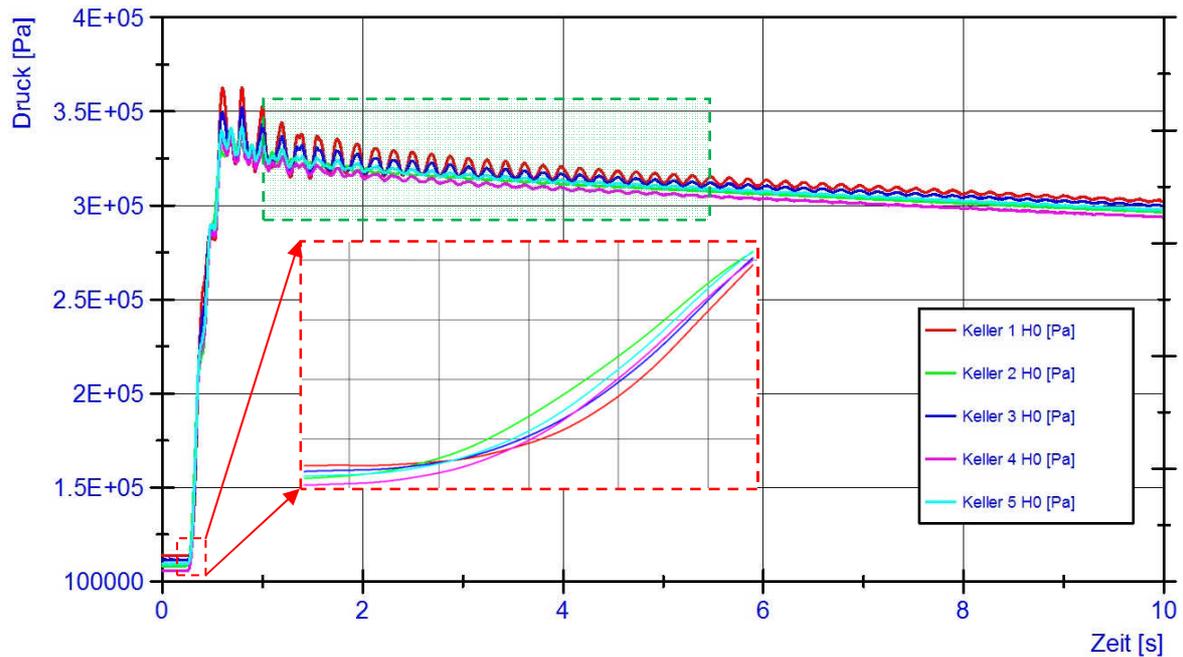


Abb. 5-4: Gemessener Druckanstieg der Keller-Sensoren

Der Druck stieg innerhalb kürzester Zeit auf über 350.000 Pa an und sank dann langsam wieder ab. Das sich ergebende Abklingverhalten wurde mittels FFT-Analyse (Fast Fourier Transformation) in der Software Diadem für den grün markierten Bereich ausgewertet und die dabei ermittelte Prüfstandseigenfrequenz, die abhängig von der jeweiligen Pegelhöhe ist, mit den aufgezeichneten Werten der Kistler-Sensorik verglichen. Eine Darstellung dazu ist im nächsten Unterkapitel zu finden.

Um die zeitliche Differenz des Ansprechens auf den Druckpuls zwischen den Sensoren ermitteln zu können, wurde ein maximaler Gradient $\frac{\Delta p}{\Delta t}$ für den Druckanstieg definiert und die jeweiligen Zeitmarken als Referenz verwendet. Das Ansprechverhalten der Keller-Aufnehmer kann bezogen auf Keller-Sensor 2, welcher zuerst den Druckanstieg verzeichnete aus folgender Tabelle entnommen werden.

Tab. 5-5: Ansprechverhalten der Keller-Sensoren

Keller-Sensor [#]	1	2	3	4	5
Δt bezogen auf Keller 2 [ms]	18,4	0	11,4	7,3	7,3
Δs bezogen auf Keller 2 [m]	19,5	0	12	7,7	7,7

Die identische Zeitverzögerung zwischen Keller-Sensor 2 und den im selben Abstand verbauten Sensoren 4 und 5 ist ein plausibles Ergebnis dieser Kontrolle. Auch die Reihenfolge mit der die Sensoren den Druckimpuls detektieren entspricht der Erwartung.

Zusätzlich wurde die reale und die errechnete Distanz zwischen den Sensoren überprüft. Dabei mussten aber sehr starke Vereinfachungen getroffen werden, wodurch die Ergebnisse einen rein qualitativen Charakter besitzen.

Grundsätzlich gilt für Drucksignale bzw. Druckstörungen, dass diese sich stets mit der Schallgeschwindigkeit a ausbreiten. Diese beträgt für Wasser (W) als Übertragungsmedium ca. 1450 m/s. In elastischen Rohrleitungen (R) mit rundem Querschnitt, wie auch am Hauptprüfstand, gilt jedoch [18]:

$$a = \sqrt{\frac{\frac{E_W}{\rho_W}}{1 + \frac{D}{s} \cdot \frac{E_W}{E_R}}} \quad (5.1)$$

Dabei ist E der jeweilige Elastizitätsmodul, ρ_W die Dichte des Wassers bei 20°C, D der Rohrleistungsdurchmesser und s die Wandstärke der Rohrleitung. Damit ergibt sich für die vorgefundene Situation eine Schallgeschwindigkeit von ca. 1060 m/s, die aber aufgrund der baulichen Gegebenheiten nur als Richtwert dient, da der Rohrleitungsquerschnitt nicht konstant ist und die Strömungsgleichrichter wie auch die Pumpturbine zusätzliche Einflussfaktoren darstellen. Außerdem ergibt sich eine weitere Unschärfe durch die Eigenfrequenz der Keller-Sensoren, die eine theoretische, zeitliche Auflösung von 0,5 ms zulässt.

5.3.2 Plausibilitätskontrolle der Kistler-Sensoren

Die Kistler-Druckaufnehmer sind entsprechend ihren Kennwerten besonders für hochfrequente, instationäre Druckpulsationsmessungen geeignet. In Verbindung mit der Zeitkonstante „long“ des Ladungsverstärkers sind in einem begrenzten Zeitraum aber auch niederfrequente Messungen möglich. Jener Zustand, in welchem die Sensoren unter Spannung gesetzt werden, wird als Nullniveau definiert, von welchem aus die Belastungen gemessen werden.

Das Diagramm auf folgender Seite zeigt den Druckverlauf aller zehn eingesetzten Sensoren während eines aufgebrachtten Druckimpulses über die Dauer von einer Sekunde. Die Signalverläufe der Keller-Sensoren wurden zur besseren Darstellung um ihren Absolutwert bereinigt. Die Abtastrate wurde mit 10 kS/s definiert und die Zeitkonstante für quasi-statische Messungen auf „long“ gestellt. Um die Verläufe zu glätten, wurden wiederum Bandpassfilter mit 2 und 200 Hz eingesetzt.

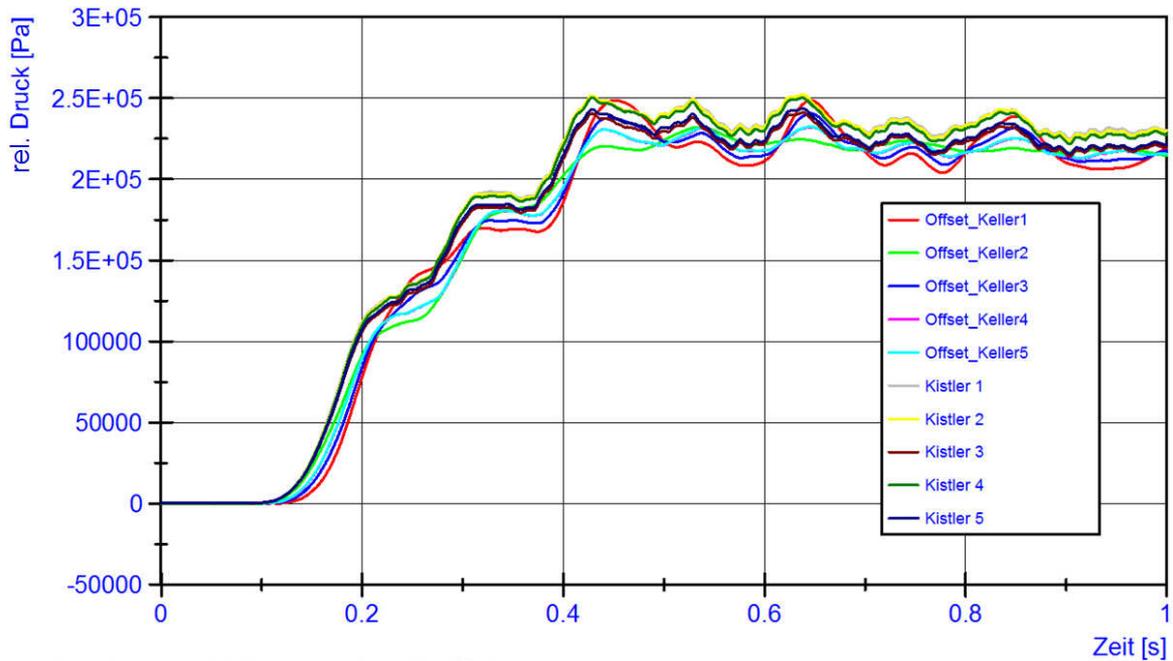


Abb. 5-5: Gemessener relativer Druckanstieg beider Sensortypen

Die Signalverläufe stimmen, bis auf die durch die Einbaupositionen gegebenen Unterschiede, überein. Deutlich wird der Unterschied zwischen den Zeitkonstanten „long“ bzw. „short“, welche je nach Messaufgabe verwendet wurden, in folgender Darstellung, in der die Kistler-Druckaufnehmer den identischen, aufgetragenen Druckimpuls mit unterschiedlichen Einstellungen aufzeichnen.

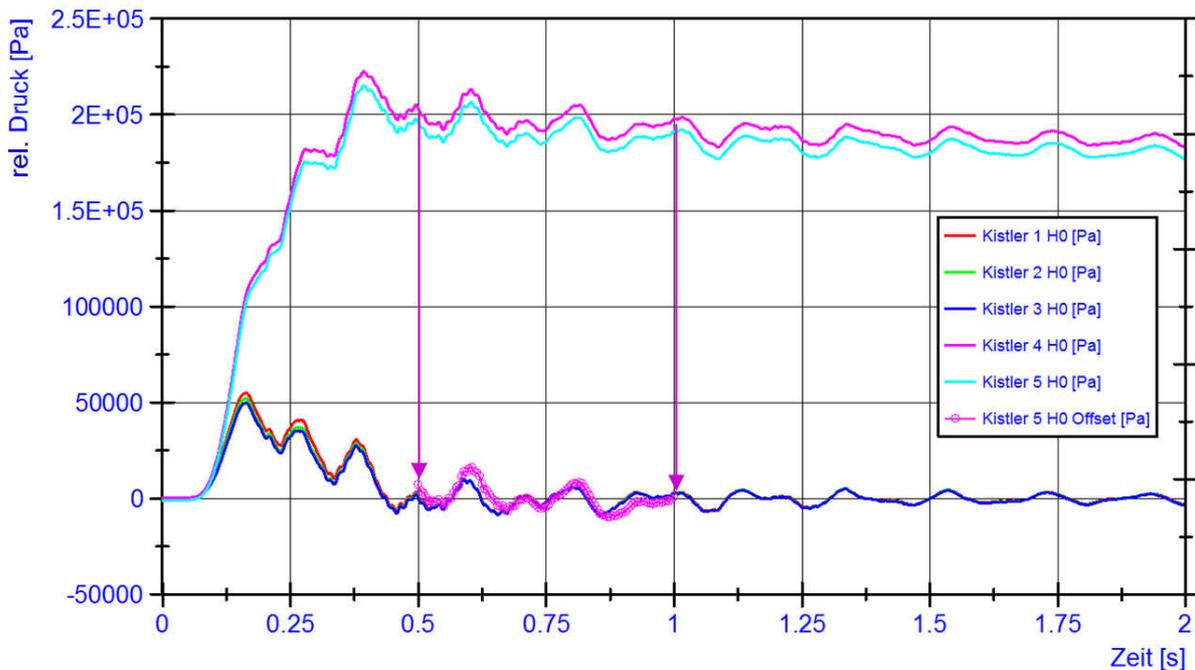


Abb. 5-6: Vergleich der Zeitkonstanten-Einstellungen

Während die Kistler-Sensoren 4 und 5 den Druckanstieg auch absolut anzeigen, detektieren die restlichen Geber, deren Ladungsverstärker auf „short“ gestellt sind, nur die dynamischen Vorgänge. Um zu zeigen, dass die Signalverläufe von beiden Einstellungsvarianten

zueinander passen, wurde der Verlauf von Kistler-Sensor 4 um den absoluten Druckanstieg bereinigt. Das Ansprechverhalten der Kistler-Sensoren sollte aufgrund der Einbaupositionen, welche alle den identischen Abstand zur Obertrommel aufweisen, keinen relevanten zeitlichen Versatz zeigen. Folgendes Diagramm mit der Detaildarstellung der Signalverläufe untermauert diese Annahme.

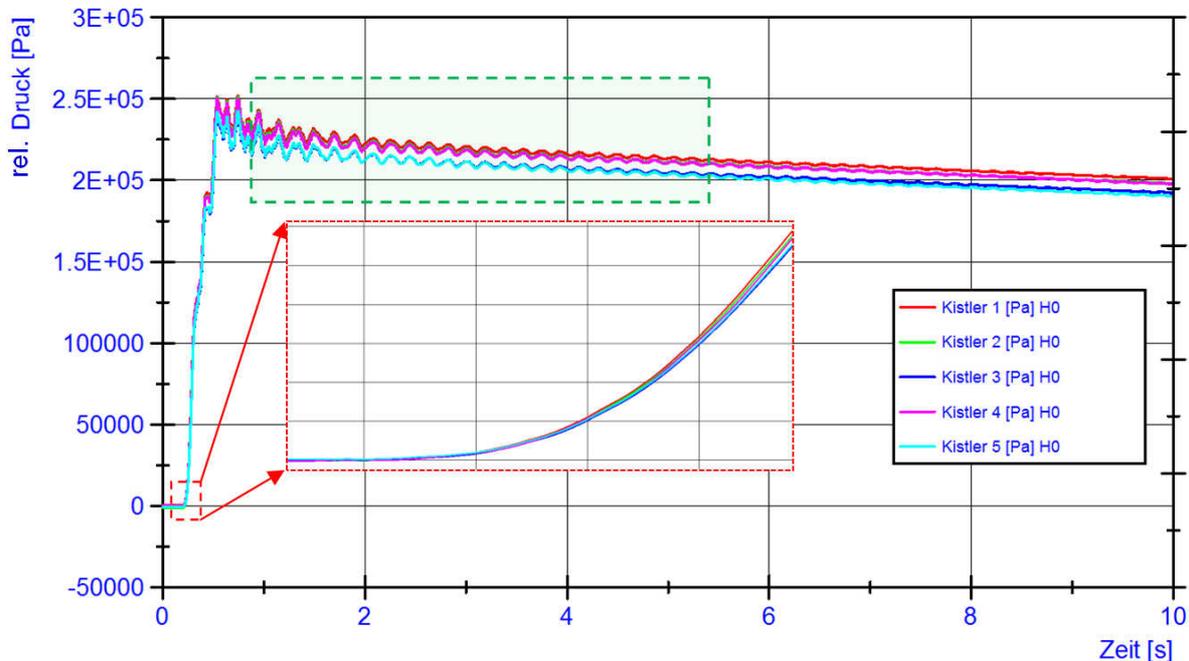


Abb. 5-7: Gemessener relativer Druckanstieg der Kistler-Sensoren

Die Abtastrate lag in diesem Fall wiederum bei 10 kS/s und die Signale wurden mit digitalen Bandpassfiltern, deren Grenzfrequenzen 2 und 200 Hz betragen, aufgebessert. Das Abklingverhalten wurde ident zu den Signalverläufen der Keller-Sensoren mittels FFT-Analyse ausgewertet. Dazu wurde der grün markierte Bereich aus obiger Abbildung herangezogen. Dieser Bereich wurde willkürlich gewählt. Würde man nun die Messdaten des Bereichs kopieren und aneinander reihen, entstünde eine Unstetigkeit.

Dies führt zu einem unerwünschten Phänomen, das man als Leck- oder Leakage-Effekt bezeichnet. Es führt zum Auftreten von Seitenbändern im Spektrum und zur Verbreiterung der Spektrallinien. Mit Hilfe einer Fensterfunktion, welche mit dem Messsignal multipliziert eine Gewichtung dessen ergibt kann diesem Effekt entgegen gewirkt werden. Schematisch wird dies in folgender Abbildung dargestellt [56].

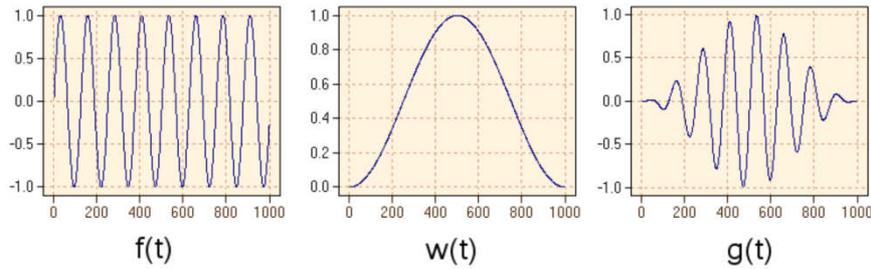


Abb. 5-8: Gewichtung eines Sinus-Signals durch Fensterfunktion [56]

Dabei wird eine Sinus-Funktion $f(t)$ mit einem Hanning-Fenster $w(t)$, welches auch für die Analysen in dieser Arbeit verwendet wurde, multipliziert. Die Funktion $g(t)$ wird dann der FFT-Analyse unterworfen. Der Signalverlauf wird am Anfang und am Ende des gewählten Zeitbereichs geringer bewertet, was zu einer verbesserten Periodizität führt, jedoch den Effekt nicht gänzlich vermeidet.

Die auftretenden Frequenzspitzen, welche von Keller-Sensor 1 und Kistler-Sensor 1 detektiert werden, sind in der folgenden Frequenzraumdarstellung abgebildet. Es zeigt sich eine von beiden Sensoren erfasste Eigenfrequenz des Prüfstandes von 5,3 Hz bei maximalem Füllstand.

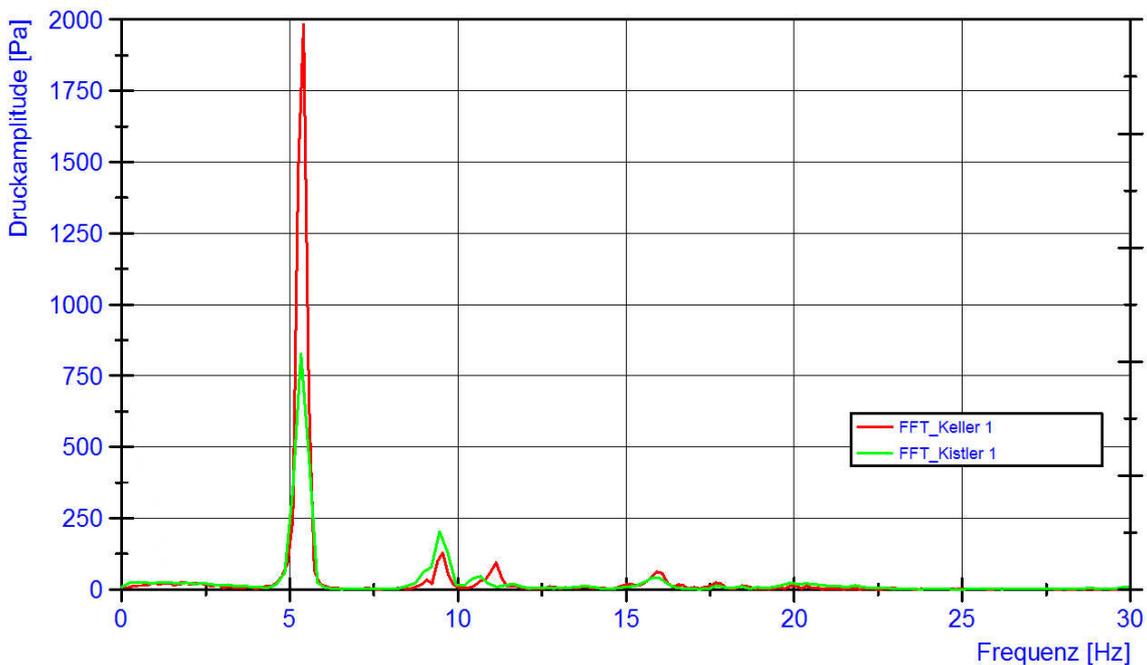


Abb. 5-9: Detektierte Eigenfrequenz des Prüfstandes bei maximalem Füllstand

Die Verifizierung der Funktion der Kistler-Sensoren im Betrieb gelang durch die Detektion des lokalen Schaufeldrehklanges. Durch Kombination der Aufzeichnung dieses Phänomens und der Einbaulage konnte ein Funktionstest der Kistler-Sensoren durchgeführt werden. Zur Durchführung dieses Vorversuches wurde im Turbinenbetrieb ein Punkt im Kennfeld angefahren, der sich im Bereich des absoluten Wirkungsgradoptimums befindet (vgl. Abb. 6-2 in Kapitel 6.1.1). Dadurch konnten Einflüsse, welche beispielsweise in Teil- oder Überlast

auftreten, vermieden werden. Die Abtastrate wurde auf 25 kS/s und die Zeitkonstante auf „short“ eingestellt, wodurch auch die höherfrequenten Vielfachen des Drehklanges noch deutlich abbildbar waren. Die Sensoren sind, wie in Kapitel 3.5.2 gezeigt, auf 180° verteilt am nabenseitigen Leitschaufelring angeordnet. Die Winkel zwischen den Druckaufnehmern bezogen auf Kistler-Sensor 1 und der sich damit jeweils ergebene Phasenversatz $\Delta\varphi$ ist in folgender Tabelle angeführt.

Tab. 5-6: Winkelversatz der Kistler-Sensoren

Kistler-Sensor [#]	1	2	3	4	5
$\Delta\varphi$ bezogen auf Kistler 1 [°]	0	180	162	174	138
Anzahl der Umdrehungen bezogen auf Kistler 1 [#]	0	0,5	0,45	0,483	0,383

Der nachstehend abgebildete Signalverlauf zeigt den aufgezeichneten Drehklang bei einer Leitschaufelstellung von 17° und einer Drehzahl von 1250 U/min. Die Signalkonditionierung wurde mittels Bandpassfilter (3 Hz, 200 Hz) so durchgeführt, dass hochfrequente Signalanteile minimiert wurden um den gewünschten Verlauf klar darzustellen. Bei der gegebenen Umdrehungszahl ergibt sich eine Umlaufzeit von 48 ms, was bei einer Schaufelzahl von 9 einer periodischen Druckamplitude entspricht die alle 5,3 ms auftritt. Anders ausgedrückt ergibt sich ein lokaler Schaufeldrehklang von 187,5 Hz. Die Darstellung ist auf die Laufradumdrehungen normiert und zeigt eine volle Umdrehung.

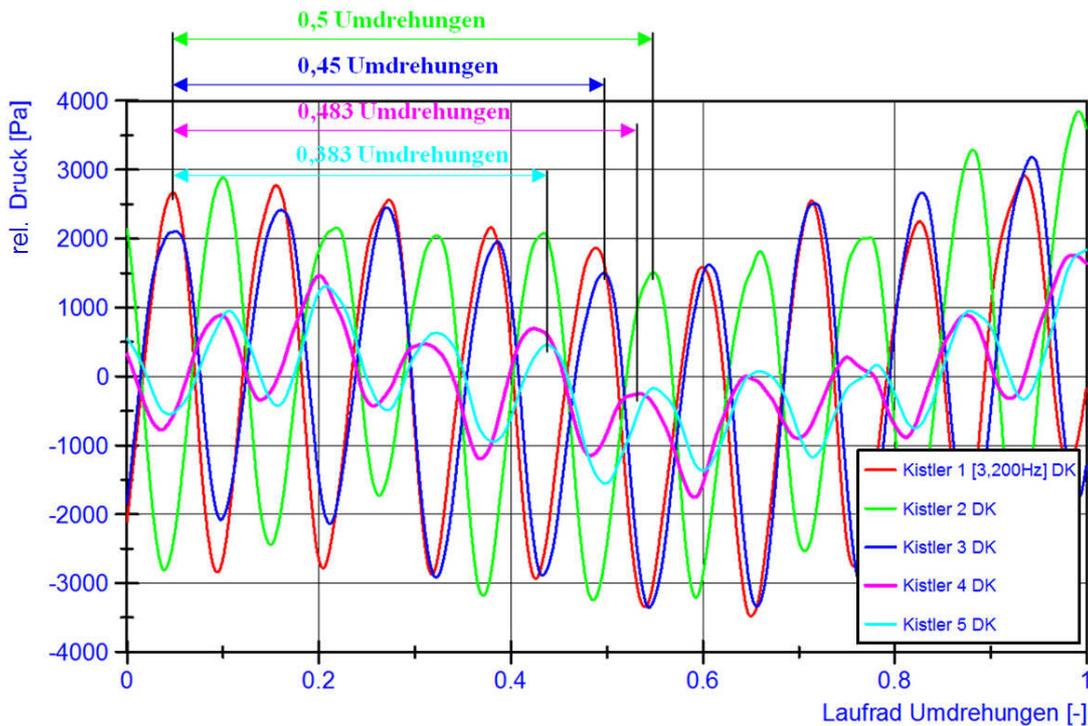


Abb. 5-10: Detektierter Drehklang über eine Umdrehung

Deutlich zu erkennen sind die kleineren Amplituden der radial um 21,5 mm weiter außen liegenden Kistler-Sensoren 4 und 5. Die Signalverläufe zeigen die durch die Einbaupositionen erwarteten Phasenversätze. Um Kenntnis über die auftretenden Frequenzen zu erlangen wurde zusätzlich eine FFT-Analyse durchgeführt. Dabei wurde natürlich darauf geachtet, dass bereits beschriebene Nyquist-Shannon-Abtasttheorem einzuhalten, um nicht zusätzliche Frequenzspektren der Aliasfrequenzen zu erhalten. Erreicht wurde dies durch die hohe Abtastrate und die oben beschriebene Wahl der Filterung. Besonders dominant zeigt sich im folgenden Frequenzspektrum der Schaufeldrehklang bei $f = 9 \cdot f_n$ und bei seiner ersten Harmonischen bei $f = 18 \cdot f_n$.

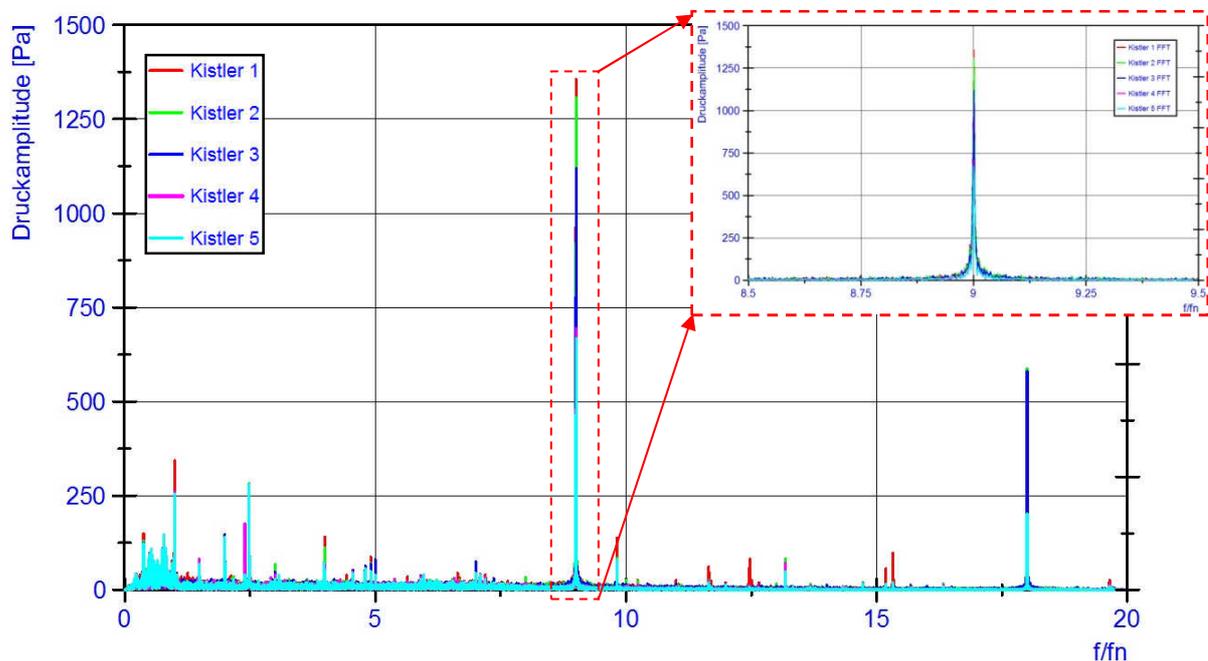


Abb. 5-11: Frequenzspektrum des gemessenen Drehklangs

Ebenfalls gut sichtbar sind die einfache sowie die doppelte Drehfrequenz der Pumpturbine. Die normierten Frequenzen im Bereich kleiner als $f = 1 \cdot f_n$ sind wohl auf Ablösefrequenzen des Prüfstandes zurückzuführen [27].

Mit Hilfe dieser Auswertung konnte die Zuverlässigkeit der Sensorik im Hinblick auf die Erfassung der Frequenzen während des Betriebs gezeigt werden. In Abb. 5-5 wurde gezeigt, dass beide Sensortypen relativ die gleichen Verläufe aufzeichnen, wenn man die Druckniveaus um den absoluten Wert bereinigt. Das Ansprechverhalten der Keller-Sensorik zeigte ein der Erwartung entsprechendes, plausibles Ergebnis. Auch die absoluten Anzeigewerte der Keller-Sensoren waren mit einem relativen Fehler von unter einem Prozent (s. Tab. 5-2 bis Tab. 5-4) zufriedenstellend. Um eine höhere Genauigkeit zu erreichen müsste eine Kalibration zusammen mit dem für die Abtastung verwendeten Modul durchgeführt werden.

6 Durchgeführte Messungen und Messergebnisse

Das in dieser Arbeit erstellte Messprogramm bietet in Kombination mit den dynamischen Drucksensoren ein Werkzeug, um instationäre Druckpulsationen zu beobachten und messbar zu machen. Besonders abseits des Optimums ist es damit möglich, zusätzliche Informationen über den jeweiligen Betriebspunkt zu gewinnen, wie es in dieser Form bis dato im Labor nicht möglich war. Die folgenden Messergebnisse sollen exemplarisch aufzeigen, welche Effekte in Zukunft damit detektierbar sind.

6.1 Kennfeldmessungen und Festlegung der Messpunkte für weitere Untersuchungen

Im Zuge des laufenden Projekts zur Untersuchung der Instabilität von Pumpturbinen beim Synchronisieren wurden sowohl im Turbinen- als auch im Pumpbetrieb Kennfeldmessungen durchgeführt. Auch im 3. Quadranten, also im Turbinen- und Turbinenbremsbetrieb, wurden Kennlinien aufgezeichnet. Diese stationären Messungen waren die Grundlage für die weiteren Untersuchungen, die mit den instationären Drucksensoren durchgeführt wurden.

6.1.1 Turbinenkennfeld

Das Turbinenkennfeld besteht aus einer Kurvenschar mit 13 Leitapparatstellungen, welche von kleinem nach großem φ eingestellt wurden. Für die Messung wurde die Fallhöhe bei 30 m konstant gehalten. Der absolute Druck des Prüfstandes wurde mit der Druckregelung auf einen Wert eingestellt, der einen kavitationsfreien Betrieb in jedem Bereich der Kennlinien gewährleistet. Mit der Kavitationszahl σ wurde diese Forderung kontrolliert. Zusätzlich wurde der kavitationsfreie Betrieb bei kritischen Betriebszuständen wie in starker Teillast und im Bereich der Durchbrennkurve mit einem Stroboskop optisch überprüft. Nach dem Anfahren eines jeden Messpunktes wurde mit Hilfe der Echtzeit-Anzeige die Stabilisierung des Betriebs abgewartet. Dann wurde mit einer Abtastrate von 1 kS/s und einer Messdauer von mindestens 15 s der Messwert aufgezeichnet. Dies entsprach einer arithmetischen Mittelung über mindestens 15000 Werte. Die folgende Abbildung zeigt den $\psi(\varphi)$ -Verlauf im Turbinenbetrieb des für die Messungen mit den dynamischen Drucksensoren verwendeten Pumpturbinen-Laufrades. Entsprechend dieser Abbildung zeigt die Darstellung Abb. 6-2 den dazugehörigen Verlauf des normierten, hydraulischen Wirkungsgrades η_{norm} über der Durchflusszahl φ .

Der normierte Wirkungsgrad berechnet sich aus folgendem Zusammenhang:

$$\eta_{norm} = \frac{\eta_h}{\eta_{h,opt}} \quad (6.1)$$

Mit der Einführung dieser normierten Darstellung wird vermieden, die quantitativen Messwerte preiszugeben. Der qualitative Verlauf wird dadurch nicht verfälscht.

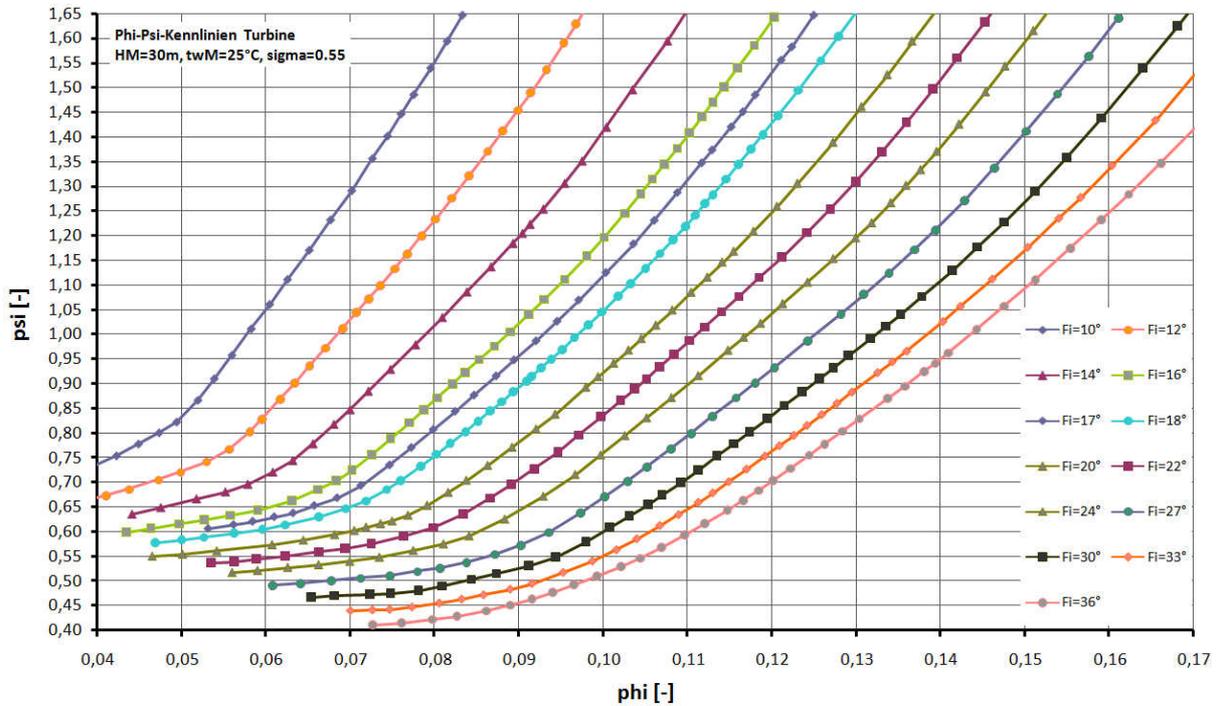


Abb. 6-1: Druckziffer über der Durchflussziffer im turbinenbetrieb

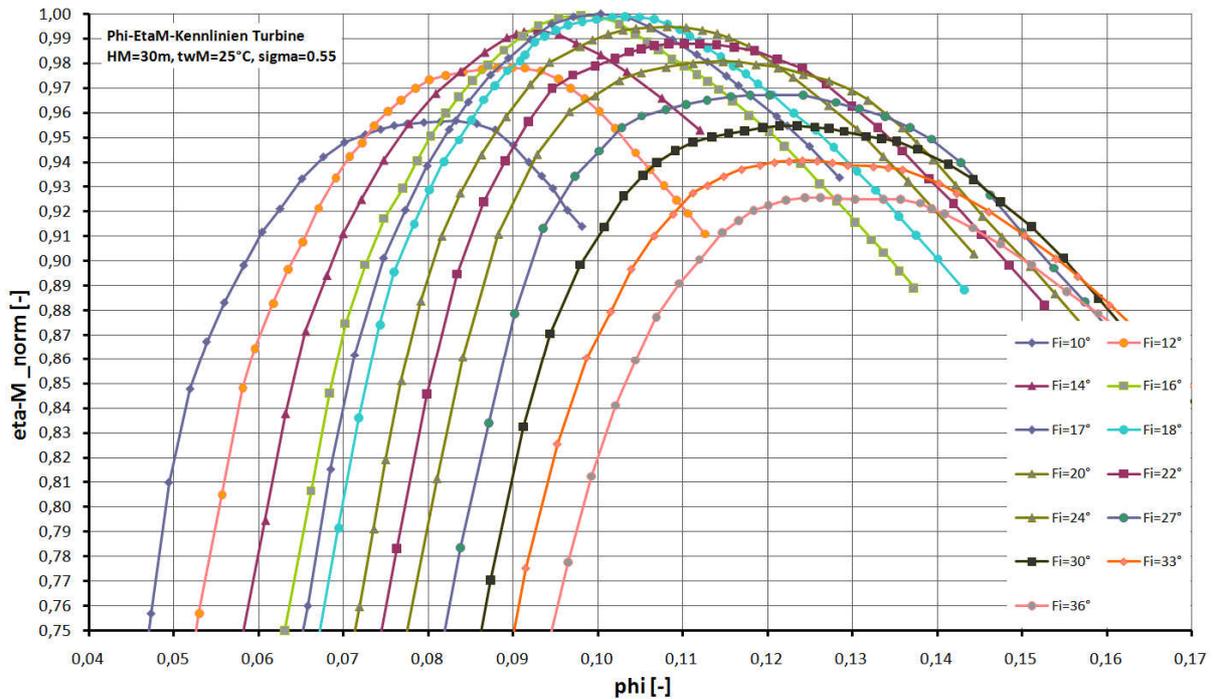


Abb. 6-2: Hydraulischer Wirkungsgrad über der Durchflussziffer im Turbinenbetrieb

Aus obiger Darstellung kann entnommen werden, dass der höchste Wirkungsgrad im Turbinenbetrieb bei einer Leitschaufelstellung von 17° und einer Durchflussziffer φ von 0,1 zu finden ist. Dieser Punkt wurde zur Validation der Kistler-Sensoren im Betrieb (vgl. Kapitel 5.3.2) angefahren.

Die Messungen im 3. Quadranten wurden aufgrund der gewählten Darstellungsform in Form eines $k_{cm1}(ku1)$ -Verlaufs zusätzlich zu den Kennfeldmessungen durchgeführt. Da in diesem Bereich eine besonders hohe Anzahl an Messpunkten für die Darstellung der Verläufe notwendig ist, können diese nicht aus den $\psi(\varphi)$ -Kennlinien errechnet werden. Auch die Durchbrennkurve wurde in einer eigenen Messung aufgezeichnet, da die Anzahl der Stützpunkte, die sich aus den Schnittpunkten mit den Kennlinien ergeben, eine zu grobe Darstellung ergeben hätte. Sowohl bei der Leitradstellung 8° als auch bei 10° ist der sogenannte „S-Schlag“ der Kennlinie deutlich zu erkennen. Auf diese Thematik wird in Kapitel 6.2 noch näher eingegangen. Die eingezeichneten Messpunkte bei dem Leitschaufelwinkel von 10° wurden für die Druckpulsationsmessungen ausgewählt (s. Abb. 6-4). Weitere Messpunkte wurden bei einer Leitradstellung von 30° im Turbinenbremsbetrieb definiert (s. Abb. 6-3). Zusätzlich wurden im Turbinen- und Turbinenbremsbetrieb zwei transiente Messungen durchgeführt, welche in weiterer Folge als Messreihen bezeichnet werden.

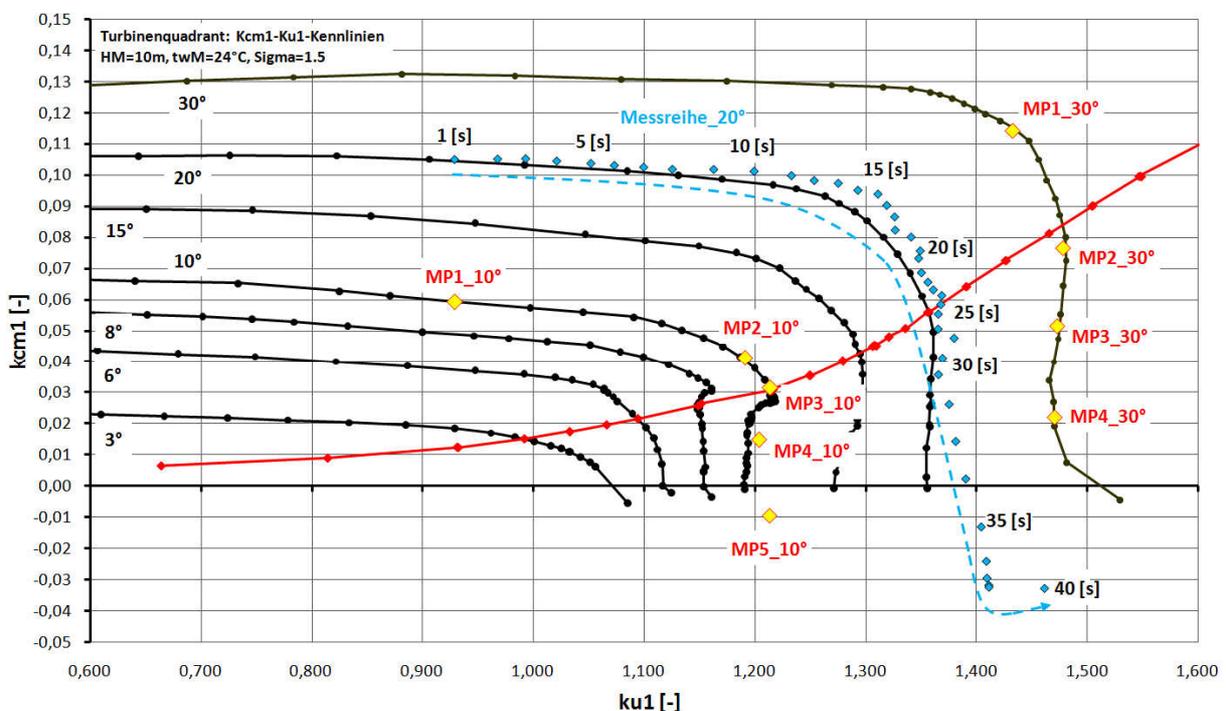


Abb. 6-3: $K_{cm1}(Ku1)$ – Kennlinien der Modellpumpturbine

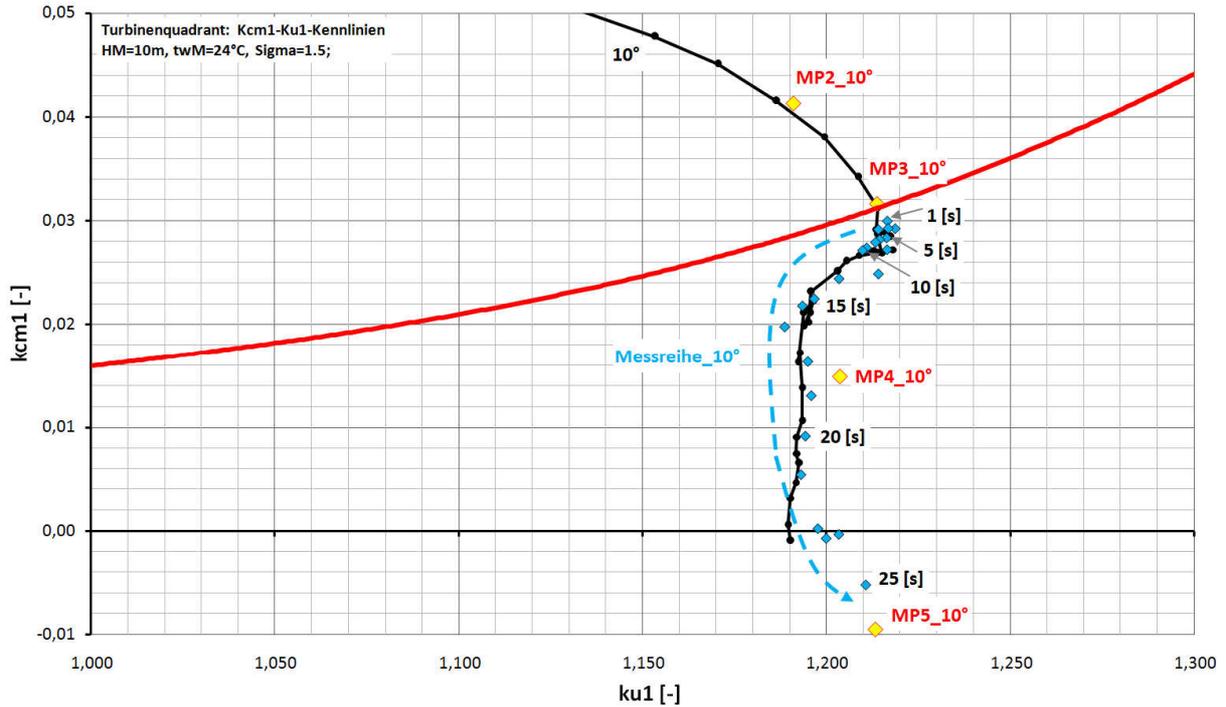


Abb. 6-4: Detaillierte Darstellung des Kcm1(Ku1)-Verlaufs bei 10° Leitschaufelstellung

6.1.2 Pumpenkennfeld

Das Pumpenkennfeld besteht aus 7 Kennlinien und wurde jeweils von großem zu kleinem φ durchfahren. Das folgende $\psi(\varphi)$ -Kennfeld zeigt die Pumpenkennlinien des für die Messung im Bereich der Kennlinieninstabilität verwendeten Laufrades.

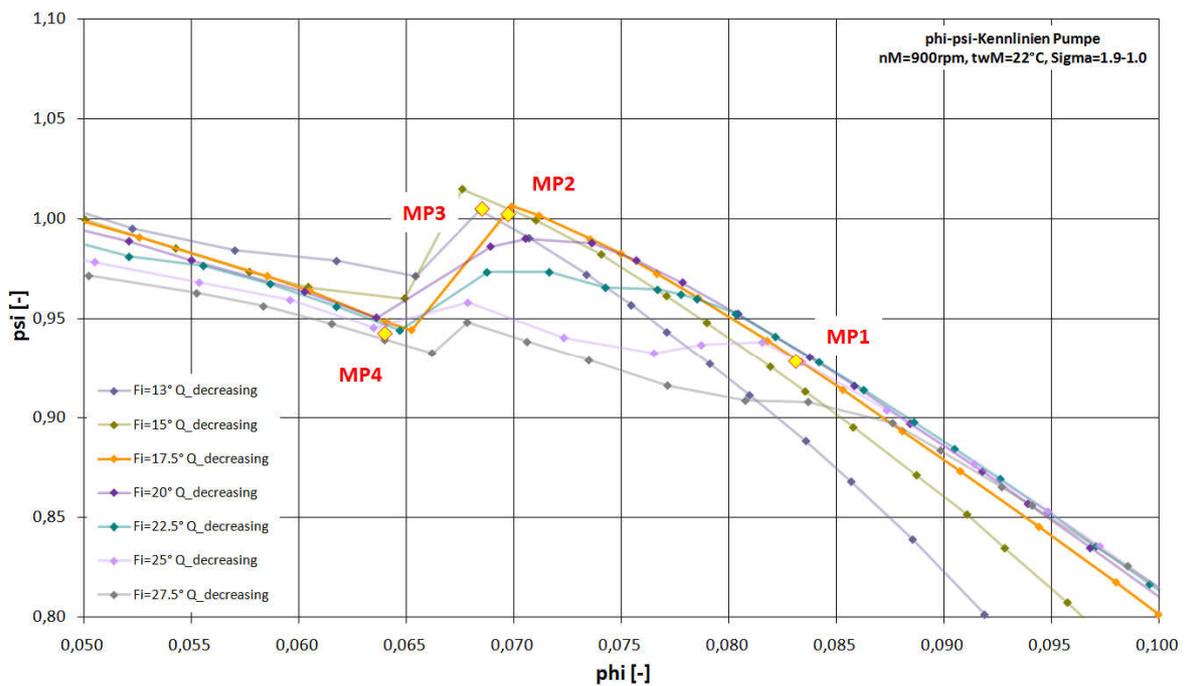


Abb. 6-5: Druckziffer über der Durchflussziffer im Pumpbetrieb

Die Drehzahl der in Pumpen-Richtung rotierenden Maschine war dabei die konstant gehaltene Größe bei 1100 min^{-1} . Das weitere Vorgehen war analog zur Messung des Turbinenkennfeldes. Die Instabilität im Pumpenkennfeld tritt durchwegs bei allen Leitschaufelwinkeln auf und variiert dabei in ihrer Ausprägung. Auch im normierten Wirkungsgradverlauf, der auf der nächsten Darstellung abgebildet ist, sind die Instabilitäten durch den plötzlichen Einbruch der Kennlinien, gut zu erkennen.

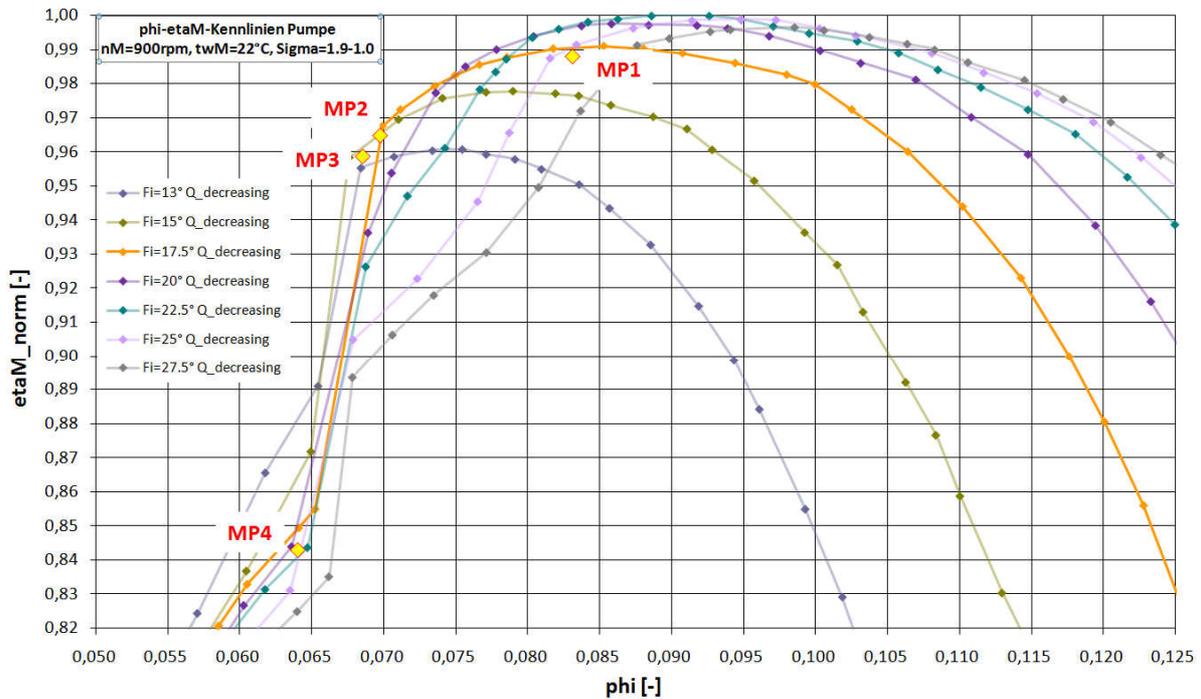


Abb. 6-6: Hydraulischer Wirkungsgrad über der Durchflussziffer im Pumpbetrieb

Für die Messung im Bereich des Kennlinienknicks wurde die Leitschaufelöffnung mit $17,5^\circ$ ausgewählt, da der Förderhöhenabfall bei dieser sehr ausgeprägt ist. Dabei wurden wiederum 4 stationäre Messpunkte ausgewählt. Die transient durchgeführte Messung (blau-gestrichelte Linie), bei welcher die Kennlinieninstabilität durchfahren wurde, wird als Messreihe bezeichnet. Dieser Verlauf ist in Abb. 6-7 mit der jeweiligen zeitlichen Angabe in Sekunden abgebildet. Die starke Abweichung zur stationär aufgezeichneten Kennlinie lässt sich durch das kontinuierliche Schließen des Energiedissipators erklären, was eine Stabilisierung einzelner Sekundenmesswerte verhinderte (vgl. Kapitel 6.3.1).

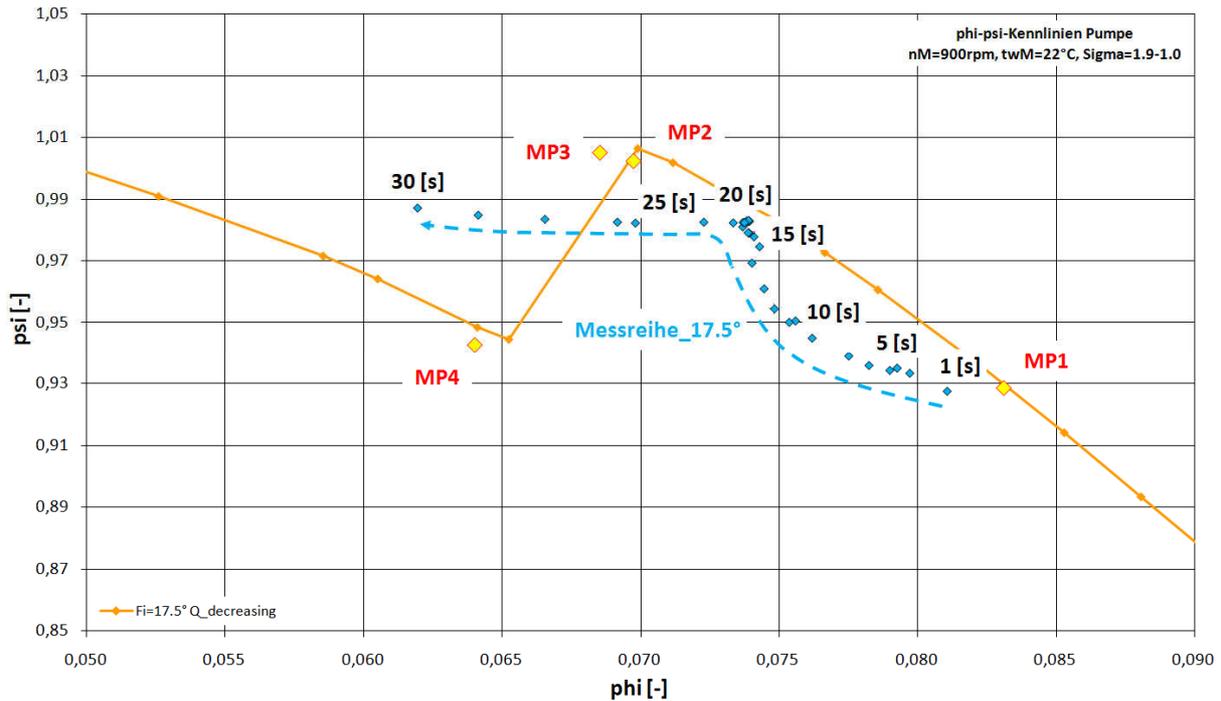


Abb. 6-7: Detaildarstellung der Kennlinieninstabilität im Pumpbetrieb

6.2 Rotor-Stator-Interaktionen und daraus entstehende Druckpulsationen

Bedingt durch die Wechselwirkungen zwischen den stehenden Leitschaufeln (z_{Le}) und dem rotierenden Laufrad mit seinen Laufschaufeln (z_{La}) entstehen instationäre Strömungsvorgänge, welche Druckpulsationen erzeugen, die sich als Flüssigkeitsschall in der Pumpturbine und im Rohrleitungssystem ausbreiten.

Zur Beschreibung der Interaktionen muss zwischen lokalen und globalen Gegebenheiten unterschieden werden. Wird beispielsweise wie in dieser Arbeit an einer bestimmten Position die Druckpulsation aufgezeichnet, so bezeichnet man diese als lokale Schaufelinteraktion. Hingegen ergibt beispielsweise die Messung des Drehmoments am Laufrad eine globale Schaufelinteraktion. Im Betrieb passiert eine Laufschaufel eine Leitschaufel und verursacht dadurch eine Wechselwirkung, welche als Drehklang bezeichnet wird. Bei einer Umdrehung kommt es dementsprechend bei jedem Vorbeilauf einer Laufschaufel an einer am Umfang angeordneten, gegenüberliegenden Leitschaufel zu einer Interaktion. Daraus ergeben sich für die Drehfrequenz f_n Frequenzen des Drehklangs je nach Ordnung m , welche sich aus folgenden Multiplikationen errechnen lassen [7]:

$$f_{La_bewegt} = z_{Le} \cdot f_n \cdot m \quad (6.2)$$

$$f_{Le_stehend} = z_{La} \cdot f_n \cdot m \quad (6.3)$$

Die folgende schematische Abbildung veranschaulicht den lokalen Drehklang für eine Umdrehung, der im Bereich der Leitschaufeln messbar ist. Die Anzahl der sichtbaren Schwingungen entsprechen somit einer Schaufelzahl von 9. In der gleichen Form ist die Schaufelinteraktion auch mit den Kistler-Drucksensoren lokal messbar.

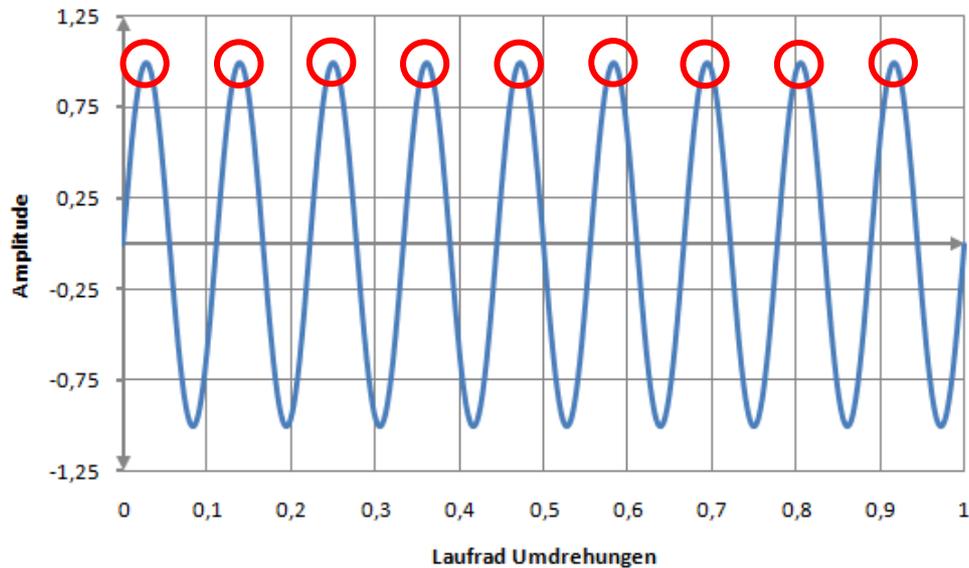


Abb. 6-8: Schematische Darstellung des Drehklanges im absoluten System

Der globale Schaufeldrehklang setzt sich aus dem Vielfachen von lokalen Drehklängen, bezogen auf den größten gemeinsamen Teiler (ggT) von z_{La} und z_{Le} zusammen. Jede Leitschaufel erfährt für sich einen Drehklang verursacht durch die passierenden Laufschaufeln und umgekehrt. Die Zusammenhänge für die globale Interaktion bzw. die maximal auftretende, globale Interaktion ergeben sich folgendermaßen [35]:

$$f_{global} = z_{La} \cdot z_{Le} \cdot f_n / ggT \quad (6.4)$$

$$f_{max_global} = z_{La} \cdot z_{Le} \cdot f_n \quad (6.5)$$

Die Wechselwirkung wird durch die Ungleichförmigkeit der Strömung und damit der Druckungleichheit im Bereich zwischen Lauftrad und Leitschaufeln erzeugt. Lokal ist beispielsweise der Druck am höchsten, wenn eine Laufschaufel sich kurz vor einer Leitschaufel oder dem Spiralsporn befindet. Dabei tritt eine Art Staudruckeffekt auf [12]. Instationäre Strömungen führen somit zu Druckänderungen, welche sich mit Schallgeschwindigkeit im System ausbreiten. Auch Ablösungen und Unsymmetrien in den Lauftradkanälen können zu Pulsationen führen. Letztere zeigen sich durch das Auftreten der Drehfrequenz und deren Vielfachen im Spektrum. Die periodischen Effekte treten als Einzeltöne, mit schmalbandigen Amplituden, im Frequenzspektrum auf, während

Wirbelgebiete in Ablösungen stochastischer Natur sind und zu Amplituden in einem Frequenzbereich führen.

Ändert sich der Strömungszustand in kurzer Zeit, so variiert auch der lokale Druck und es entstehen Schallwellen. Bewegt sich beispielsweise eine Kugel in einem Fluid periodisch hin und her, kommt es zu einer Änderung des Geschwindigkeits- und Druckfeldes. Ein Teil der Bewegungsenergie komprimiert das Fluid und wird in Form von Druckwellen abgestrahlt. Das nahe Umfeld der Kugel, wo die Verdrängungsströmung wahrnehmbar ist, wird als hydrodynamisches Nahfeld bezeichnet. Die abgestrahlte Energie kann im Fernfeld der Quelle mit Druckaufnehmern detektiert werden. Befindet sich ein Körper wie eine Lauf- oder Leitschaufel im Nahfeld, wirkt dieser wie eine sekundäre Schallquelle, da er den Strömungsausgleich hinter der Primärquelle stört. Je nach der von der Sekundärquelle erzeugten Geschwindigkeits- und Druckänderung kann die durch sie erzeugte Schallabstrahlung wesentlich größer sein als die der Primärquelle. Dieses Phänomen erklärt den lokalen Schaufeldrehklang, der auch im weiten Umfeld messbar ist. Die instationäre Strömung zwischen Rotor und Stator ist die Primärquelle und die Lauf- oder Leitschaufeln fungieren als Sekundärquelle [12].

Je nach Messstelle ergeben sich verschieden starke Einflüsse des Systems auf die Druckpulsationen. Beispielsweise ergeben sich durch Querschnittsänderungen, die Reflexionen erzeugen, Unsicherheiten, welche die Messwerte verfälschen können und bei der Interpretation der Messungen berücksichtigt werden müssen. Neben der Detektion des Drehklanges im Nahfeld mit der Kistler-Sensorik und im Fernfeld mit Hilfe der Keller-Sensorik lag der Fokus der Druckpulsationsmessungen im Bereich der „S-Schlag-Instabilität“ der Kcm1(Ku1)-Kennlinie.

Experimentelle Forschungsarbeiten, welche sich mit dieser Thematik auseinandersetzen, zeigen einen signifikanten Anstieg der Pulsationen zwischen den Leitschaufeln im Bereich der Instabilität. Vom Nennbetrieb ausgehend wurde bei einer Untersuchung die Drehzahl bei konstanter Leitschaufelöffnung erhöht bis der Durchbrennpunkt bei Nulldrehmoment erreicht wurde. Ab diesem Punkt beschreiben Hasmatuchi et al. [13], [14] ein instabiles Betriebsverhalten und die Pumpturbine pendelt zwischen Turbinenbremsbetrieb und Pumpenbetrieb in Turbinendrehrichtung hin und her. Durch Schließen eines Ventils, welches sich auf der Druckseite vor dem Modell befand, auf 95 % konnte ein stabiler Betrieb des Modells gewährleistet und die Kennlinie auch im Bereich des „S-Schlages“ untersucht werden. Mittels im Pumpturbinenmodell verteilt angebrachter, piezoresistiver Sensoren wurden speziell im Bereich der Leitschaufeln bis zu 25-Mal höhere Druckpulsationen

gemessen als im Nennbetrieb. Die Ergebnisse lassen die Autoren zu dem Schluss kommen, dass sich die Quelle der Durchflussunstetigkeit im Laufrad oder im schaufelfreien Raum zwischen Laufrad und Leitschaufeln befindet. Neben dem lokalen Schaufeldrehklang und dessen ersten Harmonischen zeigen die Ergebnisse auch eine niederfrequente Komponente welche bei 70 % der Drehfrequenz liegt.

Eine andere Forschungsarbeit von Staubli, Senn und Sallaberger [34] untersucht die instabilen Strömungsfelder im Bereich des „S-Schlages“ der charakteristischen Darstellung numerisch. Die Ergebnisse zeigen zeitlich variierende Zu- und Abflüsse vom Laufrad in den schaufelfreien Raum. Daraus schlussfolgerten die Autoren, dass lokale Wirbel in den Laufradkanälen, welche sich durch eine Rückströmung in den schaufelfreien Raum bilden, die Quelle für die veränderlichen Strömungszustände und damit der Ursprung für die Instabilität sind.

Eine weitere Forschungsarbeit von Widmer et al. [39], in welcher sowohl experimentell als auch numerisch die instabilen Charakteristiken am identischen Modell untersucht wurden, kam zum Schluss, dass sowohl eine stationäre Wirbelformation als auch rotating stall eine versperrende Wirkung haben und dadurch zur Instabilität führen können. Beide Phänomene lassen sich auf eine Separation des Durchflusses und eine Wirbelbildung im Laufrad und Leitapparat zurückführen und erhöhen den Differenzdruck über die Maschine. Dieser wiederum ist Auslöser für Schwingungen im hydraulischen System. Im Bereich der starken Teillast entstehen und zerfallen Wirbel, welche periodische Druckfluktuationen zur Folge haben. Diesen instationären Wirbelstrukturen, welche durch eine Rückströmung entstehen, wurde eine Frequenz von 30 bis 50 % der Drehfrequenz zugeordnet. Im Turbinenbremsbetrieb und bei kleinen Leitschaufelöffnungen verstärkt sich die Intensität der Wirbel, sie stabilisieren sich und bilden über den gesamten Umfang die stationäre Wirbelformation.

6.2.1 Messungen im Bereich des „S-Schlages“ der $k_{cm1}(k_{u1})$ -Kennlinie

Die Betriebspunkte, welche für die Messungen im Bereich der Instabilität des $k_{cm1}(k_{u1})$ -Verlaufs, bei einer Leitschaufelöffnung von 10° gewählt wurden, sind in Abb. 6-3 und Abb. 6-4 dargestellt. Die Kennlinie wurde bei einer konstanten Fallhöhe von 10 m durchfahren. Die Druckregelung des Prüfstandes sorgte für ein gleich bleibendes Absolutdruckniveau, bei welchem keine Kavitationserscheinungen auftraten. Dies wurde anhand von optischen Messungen mittels Stroboskop überprüft. Für die Messpunkte 1, 2, 3, 5 und die transient aufgezeichnete Messreihe war der Energiedissipator voll geöffnet. Für diesen Fall zeigte sich

nach Unterschreiten der Durchbrennkurve bei einem k_{cm1} von ca. 0,03 ein instabiles Verhalten des Pumpturbinenmodells. Ohne eigenes Zutun durchfuhr die Modellturbine den Turbinenbremsbetrieb und stabilisierte sich erst im 4. Quadranten, also im Pumpenbetrieb in Turbinendrehrichtung, wieder von selbst. In diesem Bereich wurde MP5 aufgezeichnet. Um den Betrieb in MP4, der im instabilen Bereich der Kennlinie liegt, für die Messdauer stabil einzustellen wurde der Energiedissipator des Prüfstandes bis auf 5 % vor der Endposition zu gefahren. Damit wurde auf der Druckseite des Pumpturbinenmodells ein zusätzlicher Widerstand ins hydraulische System geschaltet und entsprechend den Erfahrungen aus den Forschungsarbeiten von Hasmatuchi et al. [13], [14] konnte ein stabiler Betrieb auch im instabilen Bereich der Kennlinie erreicht werden. Die folgende Darstellung veranschaulicht die verschiedenen Betriebspunkte, welche anhand ihres k_{cm1} -Wertes voneinander zu unterscheiden sind.

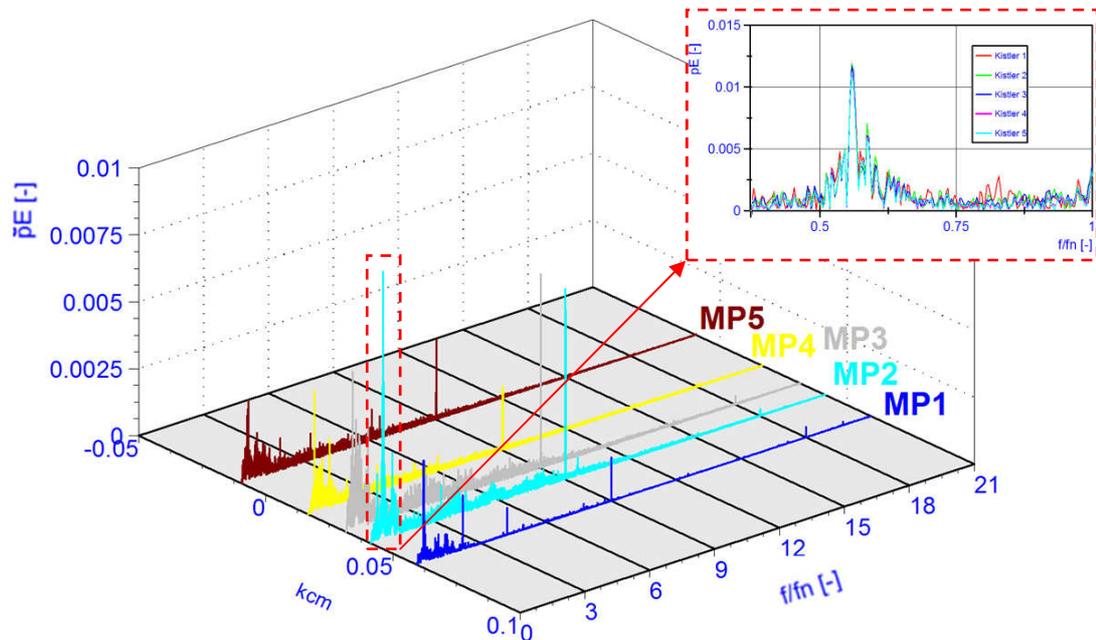


Abb. 6-9: Frequenzspektren der Messpunkte im Bereich des „S-Schlages“

Die Amplitude wurde auf den Druckpulsationskoeffizient \tilde{p}_E entsprechend IEC 60193 [16] umgerechnet und die Frequenz auf die Drehfrequenz des Modells bezogen. Der dimensionslose Druckpulsationskoeffizient errechnet sich wie folgt:

$$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho \cdot E} \quad [-] \quad (6.6)$$

Der dargestellte Kistler-Sensor 1 wurde mit 25 kS/s in jedem Punkt für 20 s abgetastet. Dominant in allen Messpunkten ist der lokale Schaufeldrehkang bei $f = 9 \cdot f_n$ und dessen erste Harmonische bei $f = 18 \cdot f_n$. In MP1 kann man zusätzlich eine Frequenzkomponente

bei $f = 0,32 \cdot f_n$ erkennen, welche bis hin zu Keller-Sensor 2 durchklingt und eine besonders klare Amplitude bei den Keller-Sensoren im Diffusor verursacht (s. Abb. 6-10).

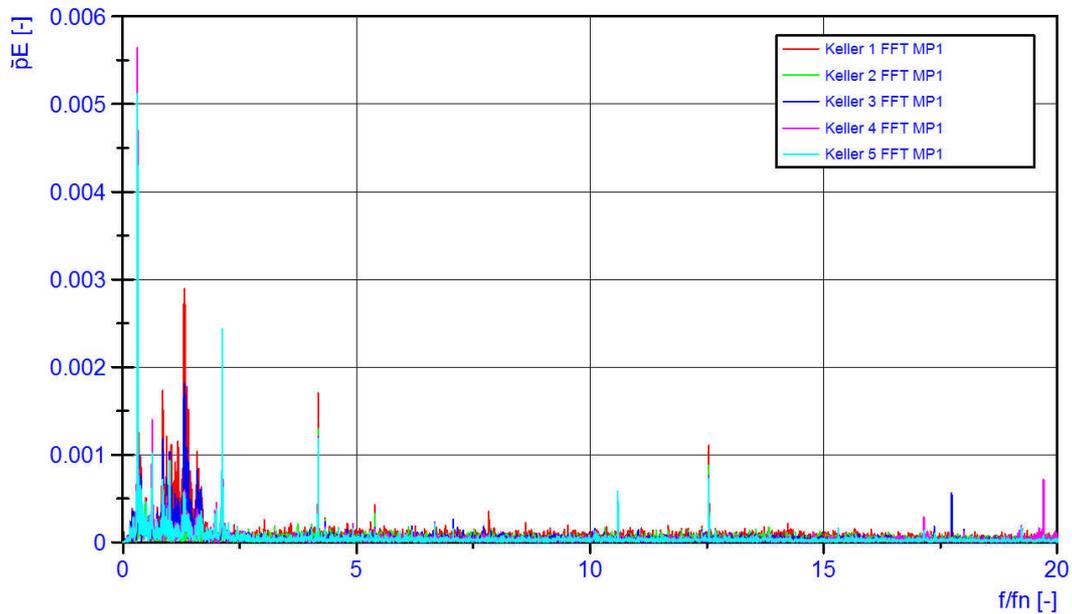


Abb. 6-10: Frequenzspektrum der Keller-Sensoren in MP1

Eine weitere niederfrequente Frequenzkomponente hebt sich in Abb. 6-9 bei MP2 mit $f = 0,56 \cdot f_n$ hervor. Diese Frequenz liegt im Bereich der von Widmer et al. [39] und Hasmatuchi et al. [13], [14] dargestellten Ergebnisse und gilt laut diesen als die Signatur der Instabilität in starker Teillast. Die Lage dieser Messpunkte ist noch im „stabilen“ Bereich der Kennlinie. Somit würden sich diese Betriebspunkte für weitere Analysen, insbesondere optischer Art, besonders gut eignen ohne einen Einfluss des Energiedissipators auf das Verhalten des Pumpturbinenmodells zu verzeichnen. Die FFT-Analyse der im MP2 gemessenen Druckpulsationen an den Keller-Sensoren ist in folgender Abbildung dargestellt.

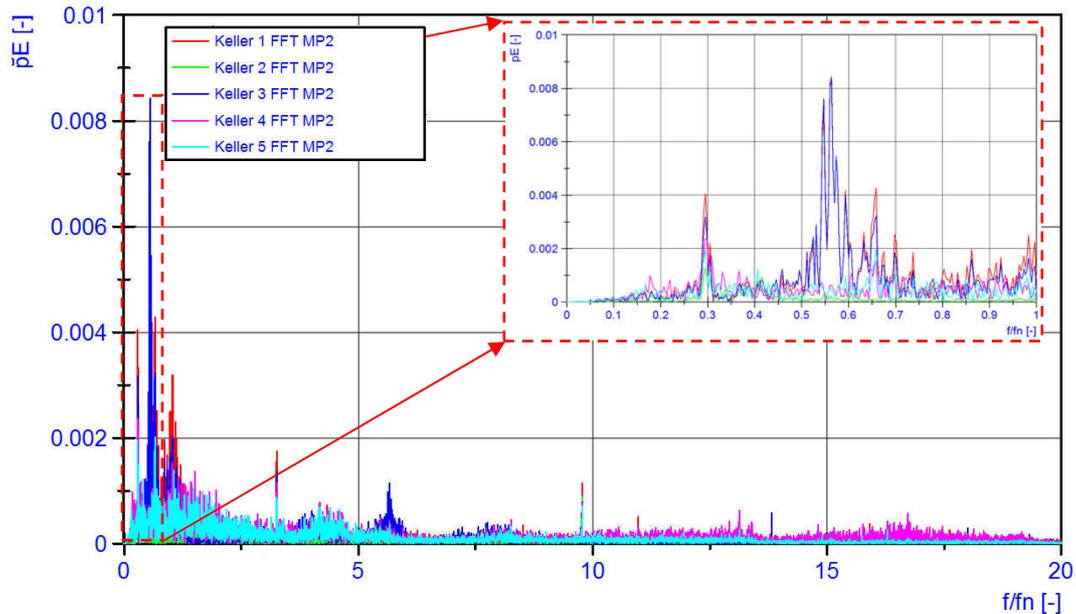


Abb. 6-11: Frequenzspektrum der Keller-Sensoren in MP2 mit Detaildarstellung

Darin zeigt sich, dass die auftretende Frequenzkomponente bei $f = 0,56 \cdot f_n$ auch noch im Fernfeld sichtbar ist; zusätzlich zu einer Frequenz bei $f = 0,30 \cdot f_n$. Dabei aber nur auf der Druckseite des Modells.

In Abb. 6-9 ist bei MP3 und MP5 von dieser Frequenzkomponente nichts mehr zu erkennen, wohl aber tritt bei beiden Betriebspunkten die Frequenz bei $f = 0,30 \cdot f_n$ wieder auf, die auch im stationär eingestellten MP4 erkennbar ist und wiederum bis zu den, im Rohrleitungssystem, integrierten Keller-Sensor durchdringt.

Mit der Aufzeichnung der Messreihe bei der Leitschaukelstellung von 10° wurde in dem Moment begonnen, als der Betrieb instabil wurde und sich die Maschine „selbstständig machte“. 25 s lang wurden die Druckverläufe mit 10 kS/s aufgezeichnet. Die stationären Messgrößen wurden im gleichen Zeitraum parallel dazu mit einem Messtakt von einer Sekunde und einer Abtastrate von 1 kS/s gemessen. Folgende Darstellung zeigt den instabilen Betrieb als Druckverlauf über der Messdauer. Um auch mit den Kistler-Sensoren quasistatische Messungen durchführen zu können, wurde die Zeitkonstante „long“ an den Ladungsverstärkern gewählt (vgl. Kapitel 3.5.5.1). Die gezeigten Druckverläufe haben den absoluten Systemdruck als Nullniveau und sind geglättet dargestellt.

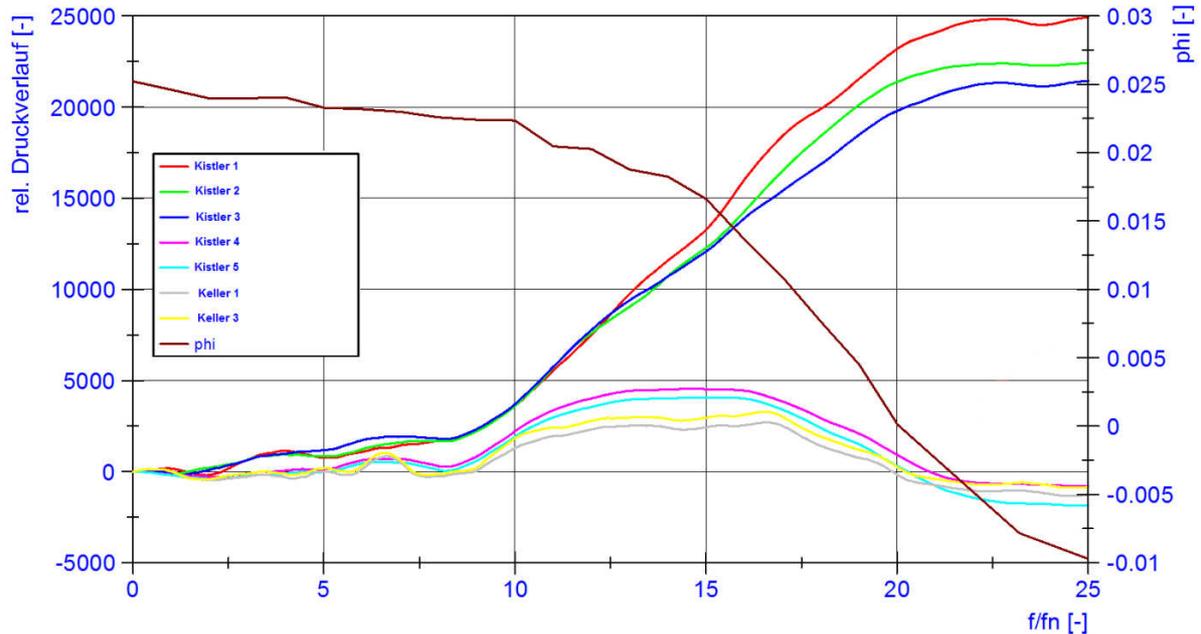


Abb. 6-12: Druckverläufe über der Zeit in MP4 bei einem Leitschaufelwinkel von 10°

Die Zeitachse beginnt in etwa im Durchbrennpunkt. Nach 10 Sekunden ist bei den Kistler-Sensoren 1, 2 und 3, die bei einem Leitschaufelwinkel von 10° , den Bereich zwischen Leitschaufeln und Laufrad erfassen, ein Druckanstieg zu verzeichnen. Bei diesen Sensoren erhöht sich das Druckniveau um ca. 25000 Pa. In diesem Augenblick wurde ein Momentanwert gemessen, der sich auf der *kcm1(ku1)*-Kennlinie genau dort befindet, wo die Steigung der Kurve ihr Vorzeichen ändert, also der „S-Schlag“ auftritt (vgl. Abb. 6-4: Messreihe_10°). Zusätzlich ist in der obigen Darstellung der Verlauf der Durchflussziffer φ dargestellt, der zum selben Zeitpunkt plötzlich eine stark sinkende Tendenz zeigt. Ab diesem Zeitpunkt detektieren die Kistler-Druckaufnehmer 4 und 5, deren Position sich im Bereich zwischen Leitschaufeln und Stützschaufeln befindet, nur einen wesentlich geringeren Anstieg des Drucks bis zur Sekunde 15, der in den folgenden 5 s wieder bis auf das ursprüngliche Niveau abfällt. Die jeweiligen Positionen auf der Kennlinie können der Abb. 6-4 entnommen werden.

Die Keller-Sensoren, welche druckseitig im Rohrleitungssystem montiert sind ermitteln einen qualitativ identischen Verlauf wie Kistler-Aufnehmer 4 und 5. Die saugseitig installierten Keller-Druckgeber verzeichnen keinerlei Druckanstieg. Der oben dargestellte Druckverlauf wurde wiederholt während des instabilen Betriebs der Maschine gemessen und kann somit als reproduzierbar bezeichnet werden.

Nach dieser Beobachtung kam die Frage auf, was beim Durchfahren einer Leitapparätöffnung, welche während den Messungen im 3. Quadranten keine instabilen Bereiche aufwies, passieren würde. Da bei der gewählten Leitschaufelöffnung von 20° jeder

Punkt beliebig lange stationär gehalten werden konnte musste ein instabiles Betriebsverhalten „aufgezwungen“ werden (vgl. Abb. 6-3 Messreihe_20°). Dazu wurde kontinuierlich die Drehzahl des Modells erhöht und die $kcm1(ku1)$ -Kennlinie bis in den 4. Quadranten durchfahren. Dabei wurde mit den identen Einstellungen wie zuvor folgender Druckverlauf für 40 s aufgezeichnet.

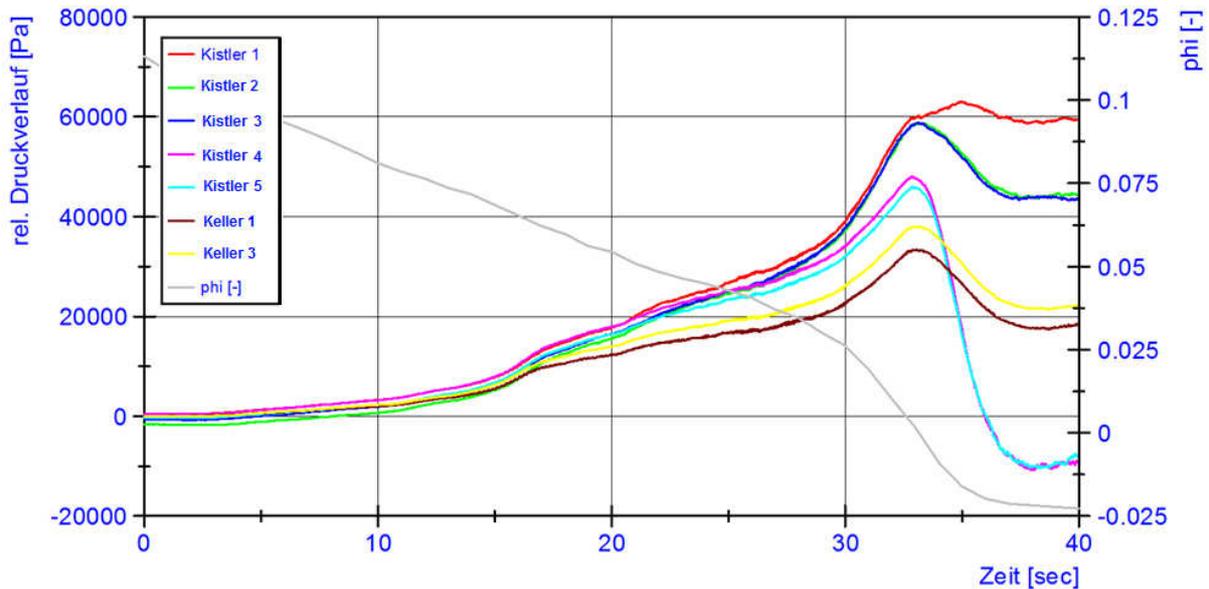


Abb. 6-13: Druckverläufe über der Zeit bei einer Leitschaufelöffnung von 20°

Während die Durchflussziffer φ stetig sinkt bis der Nulldurchgang erreicht ist und die Strömung im Prüfstand sich umkehrt, steigen die Druckverläufe der dargestellten Sensoren. Den höchsten Druckanstieg mit ca. 60000 Pa verzeichnen die 3 radial weiter innen liegenden Kistler-Druckaufnehmer. Fast zum gleichen Zeitpunkt, in dem der Vorzeichenwechsel der Durchflussrichtung stattfindet, bricht das Druckniveau an allen Messstellen, bis auf jene von Kistler-Sensor 1, ein. Den deutlichsten Druckabfall verzeichnen dabei die Kistler-Sensoren 4 und 5. Auch im druckseitigen Umfeld des Rohrleitungssystems sinkt der Druck wieder auf 20000 Pa über dem ursprünglichen Wert ab.

Legt man diesen Sachverhalt auf den Druckverlauf, welcher im Bereich des „S-Schlages“ gemessen wurde um, so lässt sich schlussfolgern, dass eine lokale Rückströmung, die zu einem Anstieg des Drucks zwischen Laufrad und Leitrad führt, für die Vorgänge verantwortlich ist.

6.3 Umlaufende Ablösungen - rotating stall

Treten umlaufende Ablösungen lokal im Laufrad oder Leitrad auf, so erregen diese Schwingungen bei definierten Frequenzen unterhalb der Drehfrequenz. Folgende Abbildung

dient zur Erläuterung der Entstehungssystematik von rotating stall am Beispiel eines Schaufelgitters einer Pumpe [12].

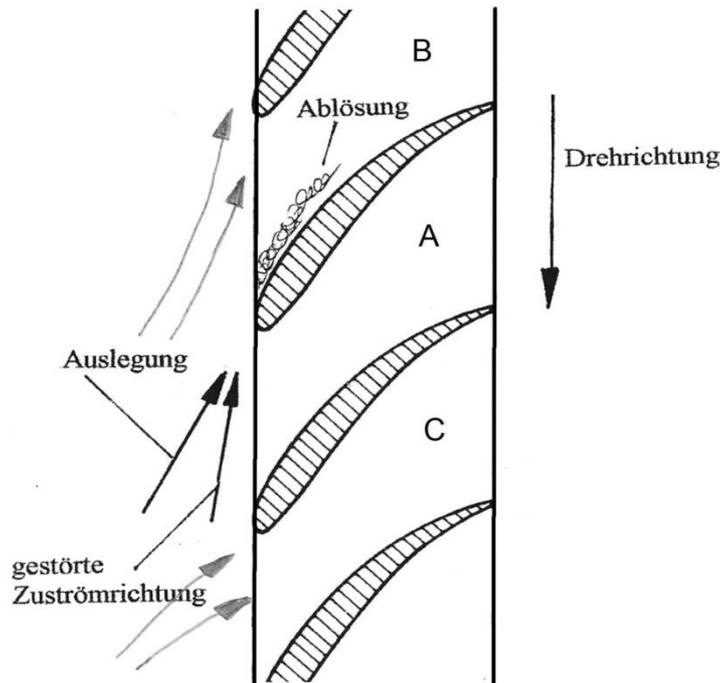


Abb. 6-14: Entstehungsmechanismus rotierendes Ablösen [17]

Bei hohem Anstellwinkel und vermindertem Durchsatz steigt die Anfälligkeit zur Ablösung der Strömung an der Saugseite der Schaufel. Löst sich die Strömung von Schaufel „A“ ab, wirkt das Totwasser im Bereich der Ablösezone versperrend für einen Teil des Kanalquerschnitts. Dadurch wird das den verspernten Kanal anströmende Fluid zu den Nachbarkanälen verdrängt. Bei Schaufel „B“ vergrößert sich dadurch der Anstellwinkel, wodurch die Strömung abreißt. Hingegen verkleinert sich der Anstellwinkel der in Drehrichtung benachbarten Schaufel „C“, was die Tendenz zur Ablösung vermindert. Mit diesem Mechanismus wandert die Ablösezone relativ gesehen entgegen der Drehrichtung. Im Absolutsystem läuft sie mit der Drehrichtung um. Erfahrungsgemäß mit dem 0,2 bis 0,9-fachen der Drehfrequenz beim Laufrad und 0,1 bis 0,15 Mal der Rotordrehfrequenz beim Leitrad [12], [18]. Rotating stall kann aber auch bei tieferen Frequenzen auftreten, abhängig von $q^* = \frac{q}{Q_{opt}}$. So wurden bereits Frequenzen von 0,014 bis 0,028 bezogen auf die Drehfrequenz im Bereich zwischen $q^* = 0,42$ bis 0,78 in einer Pumpenturbine in Pumpendrehrichtung gemessen [5].

Besondere Bedeutung erlangen umlaufende Ablösungen in Verbindung mit dem Auftreten der in Abb. 6-5 zu sehenden Kennlinien-Instabilität. Eine Forschungsarbeit von Jaberg und Hergt [19] behandelt dazu die Untersuchung der Abströmung von verschiedenen Radiallaufrädern mittels Hitzdrahtanemometrie. Die Autoren kamen zu dem Ergebnis, dass mit dem Auftreten

der Vollastinstabilität eine ausgeprägte Ablösezone entstand. Diese bildete sich an der vorderen Deckscheibe und war bei den untersuchten Varianten mit Leitschaufeln an eben diesen besonders stark ausgebildet. Durch Auswertung von Momentangeschwindigkeitsmessungen schlussfolgerte man, dass die Strömungsablösung in Form eines beginnenden, rotierenden Abreißens entsteht, welches unregelmäßig über die Laufradkanäle verteilt ist.

In einer weiteren Arbeit sah man die Ursache des rotating stall im Laufrad, wogegen der Kennlinienknick durch hohe Strömungsverluste im Leitrad verursacht wird [20]. Diese resultieren aus der Diskrepanz zwischen dem Geschwindigkeitsprofil der Austrittsströmung aus dem Laufrad und der Leitschaufelgeometrie. Auch rotating stall, welcher die Zuströmung zum Leitrad stört, kann laut den Autoren zu der Unstetigkeit in der Kennlinie führen.

Rotating stall tritt aber nicht nur im Pumpbetrieb auf, sondern auch im Turbinenbremsbetrieb von Pumpturbinen bei großen Leitschaufelöffnungen. Im Bereich zwischen der Durchbrennkurve und Nulldurchfluss treten in einem Teil der Lauf- und Leitschaufeln bereits Ablösungen auf, während im Rest der Maschine die Strömung noch anliegt. Wie bei Pumpen und Verdichtern rotieren die Ablösezonen mit einer subsynchronen Frequenz bezogen auf die Drehfrequenz. In der Forschungsarbeit von Widmer et al. [39] zeigte man eine, mit der 0,59-fachen Drehfrequenz, umlaufende, einzelne rotating stall Zelle im Leitrad bei einem Leitschaufelwinkel von 35° . Mit einer zusätzlichen numerischen Simulation zeigten die Autoren, dass sich die Strömungsinstabilität vom Laufrad aus in den schaufellosten Raum, in den Bereich der Leitschaufeln und den Bereich der Stützschaufeln ausbreitet. Die Ablösezonen blockieren einen Bereich des Umfangs und auch Rückströmungen wurden beobachtet. Wie auch schon bei der stationären Wirbelformation schlussfolgerten die Verfasser, dass rotating stall bei großen Leitschaufelöffnungen zu einem Druckanstieg über die Maschine führt und dadurch instabile Charakteristiken im Betrieb von Pumpturbinen zur Folge hat.

6.3.1 Messungen im Bereich der Kennlinieninstabilität im Pumpbetrieb

Im Folgenden werden die Resultate der Messungen im Bereich der Kennlinieninstabilität im Pumpbetrieb des Pumpturbinenmodells dargestellt. Die einzelnen angefahrenen Betriebspunkte sowie der durchfahrene Bereich während der transienten Messreihe sind in Abb. 6-7 eingezeichnet. Die für die Messung ausgewählte Leitschaufelstellung von $17,5^\circ$ wurde von großem zu kleinem φ durchfahren. Dabei wurde beim Anfahren der Messpunkte stets darauf geachtet, die jeweiligen Betriebspunkte immer auf diese Weise einzustellen um

mögliche Hystereseeffekte auszuschließen. Das Modell wurde auf eine fixe Drehzahl von 900 min^{-1} gebracht und der Druck mittels Regelung auf ca. 500000 Pa Überdruck konstant gehalten. Für eine dimensionslose Darstellung wurde die Amplitude wiederum auf den Druckpulsationskoeffizient \tilde{p}_E umgerechnet und auch die Frequenz auf die Nennfrequenz bezogen. Die Drucksensoren wurden mit 25 kS/s für eine Zeit von 20 s abgetastet. Folgende Abbildung zeigt die Frequenzspektren der ausgewählten Betriebspunkte für Kistler-Sensor 1.

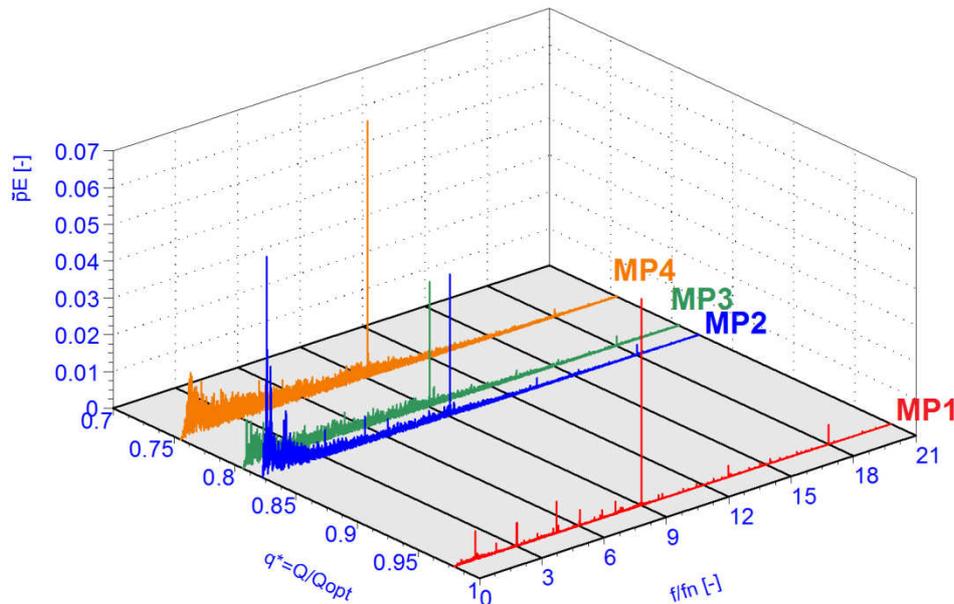


Abb. 6-15: Spektren der Druckpulsationen in den 4 Messpunkten von Kistler-Sensor 1

In MP1, der nahe dem lokalen Optimum liegt, ist neben dem Schaufeldrehklang auch die einfache und doppelte Drehfrequenz der Pumpturbine zu erkennen. Im Spektrum von MP2, der in Richtung kleinerem φ kurz vor dem Förderhöhen einbruch der Kennlinie liegt, hebt sich eine stark durchklingende Frequenz bei $f = 0,19 \cdot f_n$ heraus. In MP3 ist diese Frequenzkomponente noch sichtbar, jedoch mit einer wesentlich kleineren Amplitude, welche in dem auftretenden Frequenzband untergeht. Die Druckpulsationen nehmen im Bereich der Instabilität an den Einbaupositionen der Kistler-Sensoren stark zu. Der zeitliche Verlauf der Druckpulsationen ist in folgender Darstellung für alle am Umfang angeordneten Kistler-Sensoren dargestellt. Die Bandpassfilterung wurde mit den Grenzen von 1 und 150 Hz durchgeführt.

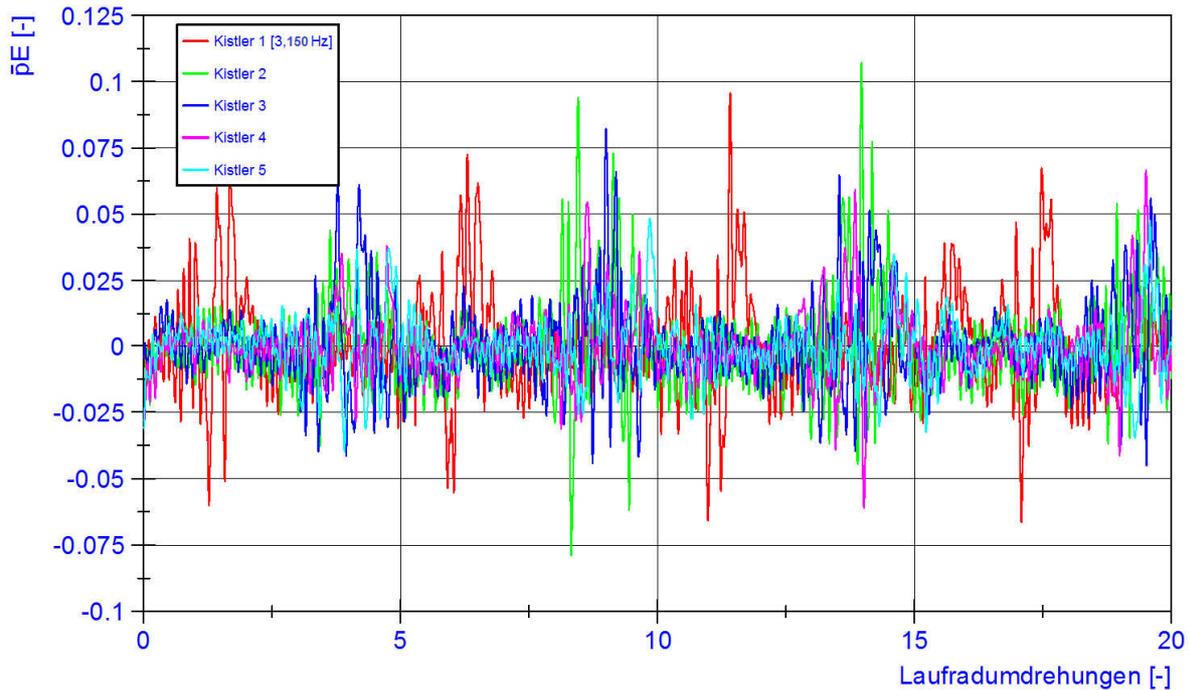


Abb. 6-16: Zeitlicher Verlauf der Druckpulsationen über 20 Umdrehungen

Mit einer Druckamplitude von bis zu 10 % der Förderhöhe tritt ein umlaufender Effekt auf, der als rotating stall identifiziert werden kann. Durch den Phasenversatz der Signale in Kombination mit der Einbausituation der Sensoren kann auf eine Ablösezone geschlossen werden, welche sich auf einen einzelnen Schaufelkanal begrenzt. Die Messung der Druckpulsation erfolgt aus dem stehenden System. Geht man jedoch von einem rotierenden Abreißen der Strömung im Laufrad aus, so tritt die dominierende Frequenz im mitlaufenden Koordinatensystem mit $f_{RSrotierend} = |f_0 - f_{RS}| = |1 \cdot f_n - 0,19 \cdot f_n| = 0,81 \cdot f_n$ auf, was mit den beschriebenen Erfahrungswerten der Literatur überein stimmt [35].

Die aufgezeichnete Messreihe bei der Leitschaufelstellung von $17,5^\circ$ ist ein transienter Verlauf durch die Kennlinienunstetigkeit, der aus mehreren Messpunkten besteht. Über eine Messdauer von 30 s wurden die Signale der Druckaufnehmer mit einer Abtastrate von 10 kS/s aufgezeichnet. Die stationären Messgrößen wurden dazu parallel im Sekundentakt mit einer Abtastrate von 1 kS/s aufgezeichnet. Die Drehzahl des Modells wurde konstant gehalten, während der Energiedissipator kontinuierlich geschlossen wurde. Folgende Darstellung zeigt den aufgezeichneten Druckverlauf und den Verlauf der Durchflusszahl φ . Die Kistler-Druckgeber wurden bei dieser Messung mit der Zeitkonstante „long“ betrieben, wodurch auch quasistatische Messungen möglich waren. Die in folgender Abbildung ersichtlichen Verläufe sind um ihr absolutes Druckniveau bereinigt und geglättet.

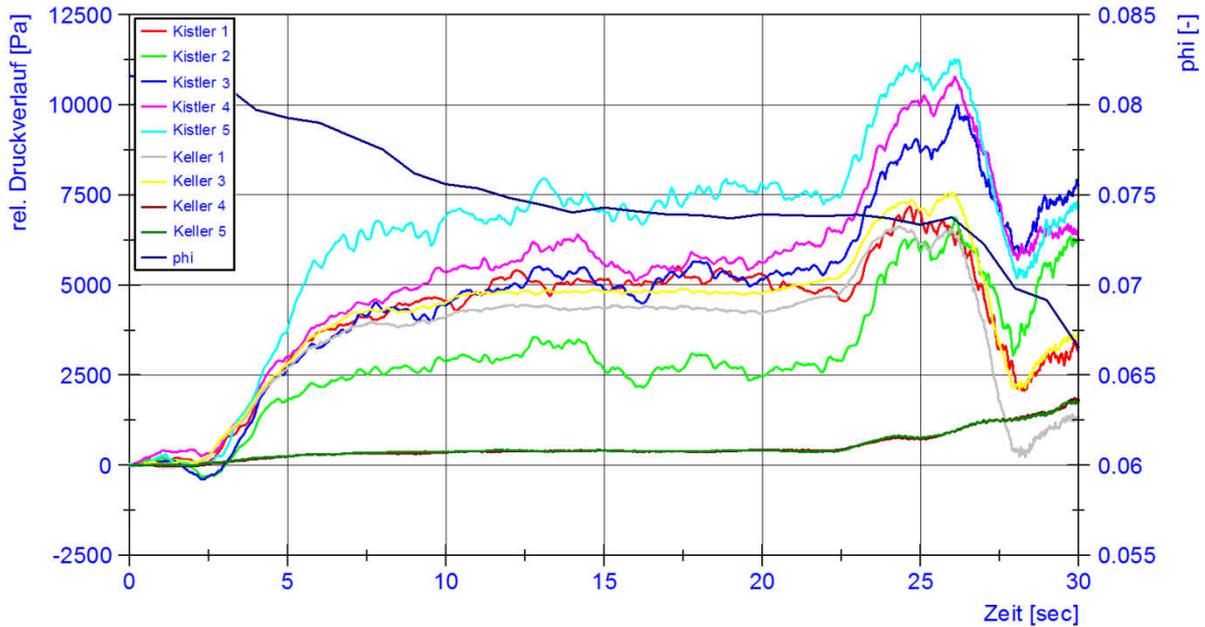


Abb. 6-17: Druckverläufe beim Durchfahren der Kennlinien-Instabilität

Die druckseitig angebrachten Keller-Sensoren verzeichnen zur gleichen Zeit, wie die Kistler-Aufnehmer, die im Leitschaufelring positioniert sind einen plötzlichen Druckanstieg um bis zu 5000 Pa, der nach ca. 4 s wieder abfällt. Die saugseitig im Diffusor angebrachten Keller-Druckgeber detektieren diesen Druckanstieg nicht. Nach ca. 26 s bricht die Durchflussziffer ein, was zeitlich mit dem Auftretenden der detektierten Druckspitzen übereinstimmt.

6.3.2 Messungen bei großer Leitschaufelöffnung im 3. Quadranten

Nachfolgend werden die Ergebnisse aus den Messungen bei einer Leitschaufelstellung von 30° im Turbinen- und Turbinenbremsbetrieb beschrieben. Die ausgewählten Betriebspunkte sind in Abb. 6-3 ersichtlich. Der $kcm1(ku1)$ -Verlauf wurde von Überlast beginnend durch Erhöhen der Modelldrehzahl durchfahren. MP1 liegt noch oberhalb der Durchbrennkurve, im Bereich, in welchem das Drehmoment ein positives Vorzeichen hat. Die weiteren Messpunkte liegen verteilt zwischen der Durchbrennkurve und dem Nulldurchfluss, wobei MP5 bereits einen sehr geringen Durchfluss von ca. $0,03 \text{ m}^3/\text{s}$ aufweist. Die Fallhöhe wurde über den gesamten Versuch bei 10 m konstant gehalten. Ebenso wurde der Absolutdruck mittels Regelung kontinuierlich eingestellt. Die Abtastrate betrug durchwegs 25 kS/s, die Aufzeichnungsdauer bis zu 20 s. Der Druckpulsationskoeffizient wurde wiederum nach Gleichung 6.6 berechnet und die Frequenz bezogen auf die Drehfrequenz dargestellt. Die gemessenen Fluktuationen der ausgewählten Betriebspunkte sind in folgender Abbildung für den Kistler-Sensor 1 als Frequenzspektren dargestellt.

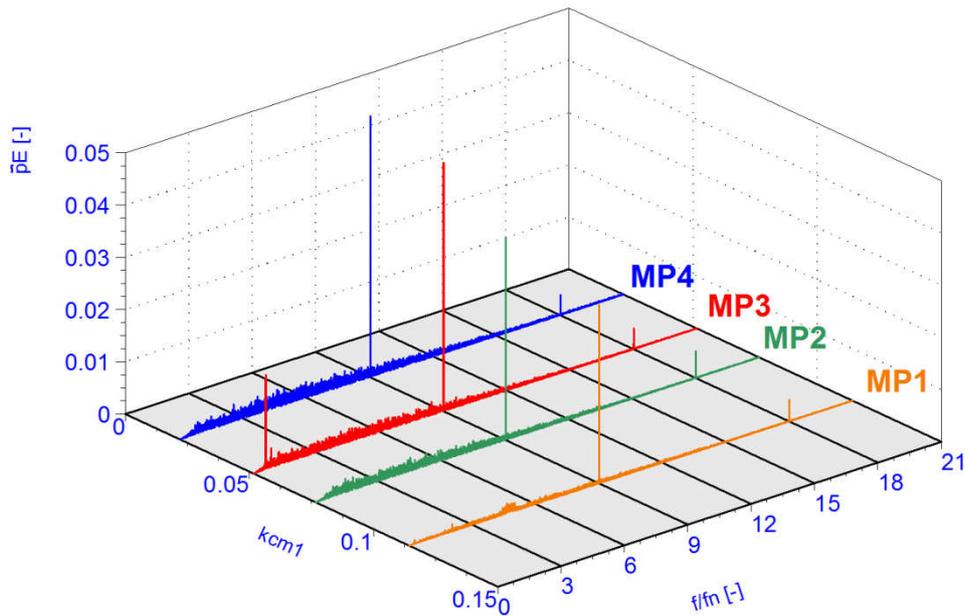


Abb. 6-18: Spektren der Druckpulsationen in den 4 Messpunkten von Kistler-Sensor 1

Wiederum zeigt sich der Schaufeldrehklang $f = 9 \cdot f_n$ und seine erste Harmonische bei $f = 18 \cdot f_n$ in allen Messpunkten. In MP3 hebt sich dominant eine Frequenzkomponente mit $f = 0,58 \cdot f_n$ hervor. Dieses Ergebnis deckt sich sehr gut mit dem Forschungsbericht von Widmer et al. und lässt in Verbindung mit dem zeitlichen Verlauf der Drucksignale den Schluss zu, erfolgreich ein rotierendes Abreißen der Strömung im Turbinenbremsbetrieb gemessen zu haben. Folgende Darstellung, die den Amplitudenverlauf der Kistler-Drucksensoren über zehn Laufradumdrehungen darstellt untermauert dieses Ergebnis. Die Signale wurden mit einem Bandpassfilter mit 3 und 30 Hz konditioniert, um höhere Frequenzen als den Drehklang herauszufiltern.

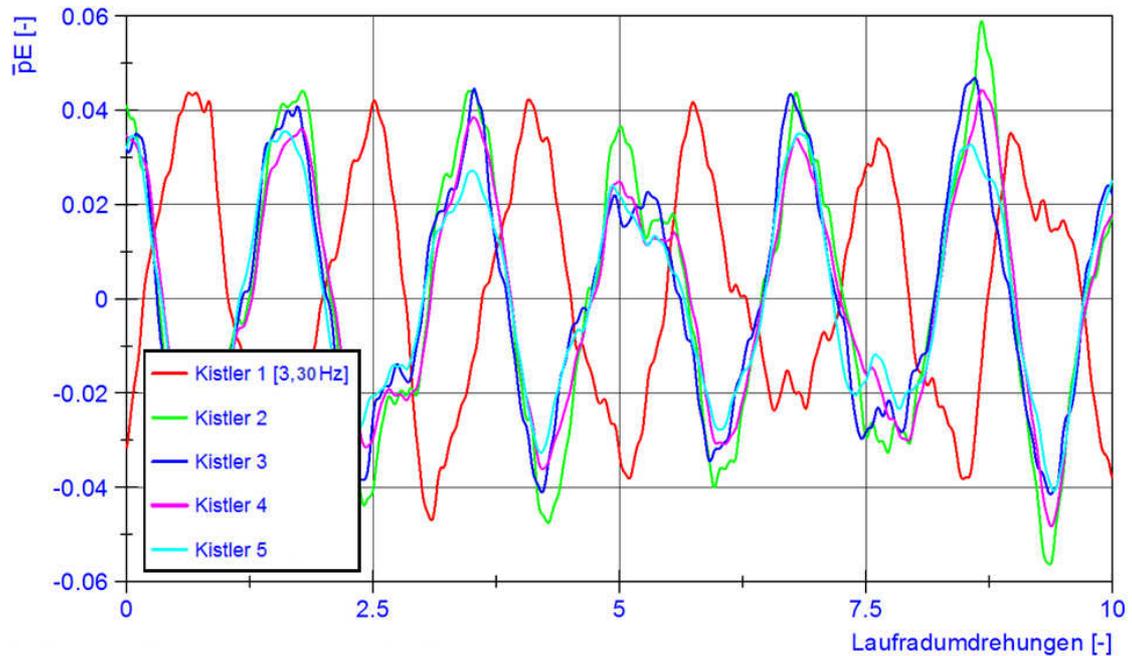


Abb. 6-19: Zeitliche Verläufe der Druckpulsationen zeigen rotierendes Abreißen

Durch die Einbauposition der Sensoren in Umfangsrichtung und den Phasenversatz der Signale lässt sich schlussfolgern, dass der Effekt auf eine einzelne Ablösezone begrenzt ist. Die Amplitude der Druckpulsationen erreicht bis zu 6% der Förderhöhe.

Um die Ausbreitung der Druckpulsationen in der Umgebung des Pumpturbinenmodells darzustellen wurden die Messsignale der weiter entfernt positionierten Keller-Sensoren zusätzlich einer FFT-Analyse unterzogen.

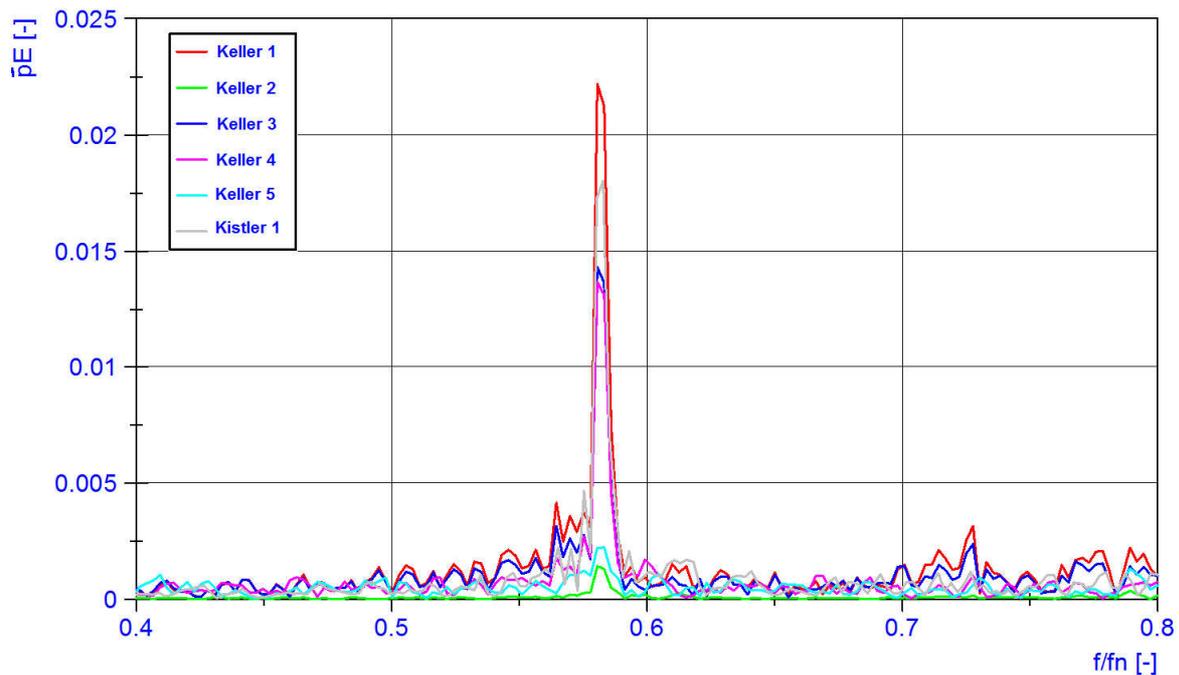


Abb. 6-20: Detail aus dem Frequenzspektrum der Betrachtung des Umfelds

Im Spektrum, welches nur den Bereich um die Frequenz mit der die Ablösezone rotiert, angezeigt ist zu erkennen, dass Keller-Sensor 1, der vom Modell weiter entfernt ist als Keller-Sensor 3, sogar eine größere Druckamplitude verzeichnet. In diesem Fall ist diese auch größer als jene, die von Kistler-Sensor 1 aufgezeichnet wird. Auch im Unterwasserkessel ist noch eine kleine Amplitude erkennbar.

Die oben angeführten Messergebnisse sollten die Leistungsfähigkeit der installierten Drucksensoren in Verbindung mit dem erstellten Messprogramm beweisen und Möglichkeiten aufzeigen, abseits des optimalen Wirkungsgrades zusätzliche Informationen über den Betrieb des Pumpturbinenmodells zu gewinnen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Diplomarbeit wurden hochdynamische Drucksensoren in den Hauptprüfstand des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen integriert und Messungen im Betrieb fernab des Optimums mit einem Modell einer Pumpturbine durchgeführt.

Um die Druckaufnehmer in das bestehende, elektronische Messsystem einzubinden wurde mit der Software LabVIEW ein Messprogramm generiert, welches auch mit besonders hohen Abtastraten und Datenmengen umzugehen vermag.

Nach der mechanischen und elektrischen Installation wurden eine statische und eine dynamische Validation der instationären Drucksensorik durchgeführt. Um das Potential der Messinstrumente in Verbindung mit dem erweiterten elektronischen Messsystem aufzuzeigen wurden Druckpulsationen in unterschiedlichen Betriebspunkten aufgezeichnet, gedeutet und mit einschlägiger Literatur in Verbindung gebracht. Anhand dessen zeigten sich Übereinstimmungen mit bereits veröffentlichten Ergebnissen und es ergaben sich neue Möglichkeiten zur Erfassung von Informationen in den jeweiligen Betriebszuständen.

In Verbindung mit der laufenden Modifikation des Prüfstandes zur Visualisierung der Laufrad-Leitradinteraktionen ergeben sich zusätzliche Optionen um die Messergebnisse aus der Drucksensorik und den optischen Analysen zu verknüpfen. So könnten beispielsweise mit einem zusätzlichen Modul im Messsystem jedem, von einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichneten Bild des Strömungsfeldes, phasensynchron Druckwerte zugeordnet werden.

Um den vermuteten Zusammenhang des so genannten „S-Schlages“ der Kennlinie im Übergangsbereich von Turbinen- auf Pumpbetrieb gezielt zu analysieren ist eine weitergehende Untersuchung der Frequenzkomponente, die bei $f = 0,56 \cdot f_n$ gefunden wurde und als die Signatur der Instabilität in starker Teillast gilt, erforderlich. Mit dem Ziel, aus den Messwerten der Drucksensorik ein Triggersignal für eine phasenaufgelöste, optische Geschwindigkeitsmessung abzuleiten.

Literaturverzeichnis

- [1] S. Aicher. *Softwarebausteine für ein mobiles Messsystem mittels LabVIEW*. Diplomarbeit, Fachhochschule Rosenheim, 2006.
- [2] P. Amler. *Neue Chancen für die Pumpspeicherkraft*. ANDRITZ Hydro News Ausgabe 14, Wien 2008.
- [3] M. Novotny, Konstruktionszeichnung, ANDRITZ Hydro GmbH, 2007.
- [4] T. Beyer. *PSW Goldisthal – Betriebserfahrungen mit drehzahlvariablen 300 MW Maschinensätzen*. 2. Praktikerkonferenz: Wasserkraft/Turbinen/Systeme, Graz 2011.
- [5] O. Braun. *Part Load Flow in Radial Centrifugal Pumps*. PhD thesis, École polytechnique fédérale de Lausanne, Laboratory for Hydraulic Machines, 2009.
- [6] Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (BGR). *Kurzstudie: Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen*. Hannover 2010.
- [7] D. Florjancic, W. Schöffler, H. Zogg. *Primäre Geräuschminderung an Kreiselpumpen*. Technische Rundschau Sulzer Nr.1, 1980
- [8] D. Florjancic. *Beim Anfahren großer Pumpturbinen zu beachtende Probleme*. Technische Rundschau Sulzer Nr.24, 1964.
- [9] G. Frizberg. *Die Zukunft der Wasserkraft nach der Energiewende*. 2. Praktikerkonferenz Wasserkraft/Turbinen/Systeme, Graz 2011.
- [10] W. Dünkel. *Exkursion in das Pumpspeicherwerk Goldisthal*. VDE-Kassel, 2006.
- [11] J. Giesecke, E. Mosonyi. *Wasserkraftanlagen*. Springer-Verlag, 2009.
- [12] J. F. Gülich. *Kreiselpumpen*. Springer-Verlag, 2010.
- [13] V. Hasmatuchi, S. Roth, F. Botero, F. Avellan, M. Farhat. *High-speed flow visualization in a pump-turbine under off-design operating conditions*. 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara (RO) 2010.
- [14] V. Hasmatuchi, M. Farhat, P. Maruzewski, F. Avellan. *Experimental investigation of a pump-turbine at off-design operating conditions*. 3rd Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno 2009.
- [15] G. Herbst, H. Roegner. „*Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers*“. VDI-Berichte Nr. 50, 1977.
- [16] International Standard: IEC 60193. *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*, 1999.
- [17] H. Jaberg. *Hydraulische Strömungsmaschinen*. Vorlesungsskriptum, TU Graz 2009.

-
- [18] H. Jaberg. *Instationäre Strömungen in Anlagen und Systemen*. Vorlesungsskriptum, TU Graz 2010.
- [19] H. Jaberg, P.Hergt. *Die Abströmung von Radiallaufrädern bei Teillast und ihr Zusammenhang mit der Vollastinstabilität*. 3rd Joint ASCE/ASME Mechanics Conference, La Jolla (CA) 1989.
- [20] H. Jaberg, P.Hergt. *Head curve stability in radial pumps*. 2nd European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Antwerpen (B), 1997.
- [21] Kooperationsvertrag abgeschlossen zwischen ANDRITZ Hydro GmbH und dem Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen, Graz 2011.
- [22] G. Lichtenegger. *Implementierung eines neuen Messdatenerfassungs- und Verarbeitungssystems zur experimentellen Untersuchung von Turbomaschinen*. Diplomarbeit, TU Graz, Institut für hydraulische Strömungsmaschinen, 2000.
- [23] C. Liess. *Pumpenturbine*. Skriptum zu Laborübungen, 2003.
- [24] H. Mennel. *Bedeutung der Speicher- und Pumpspeicherkraftwerke im Umbruch der Energiewirtschaft*. 2. Praktikerkonferenz Wasserkraft/Turbinen/Systeme, Graz 2011.
- [25] National Instruments. *LabVIEW Grundlagen 1 & 2*. Kurshandbücher, 2010.
- [26] J. Nöcker. Instabiler Betriebsbereich einer Pumpturbine. Covise User Meeting, Hohenheim 2007.
- [27] G. Penninger. *Schwingungen und mechanische Belastungen von Axialpumpenschaufeln mit und ohne Pfeilung im kavitierenden off-design Betrieb*. Dissertation, TU Graz, Institut für hydraulische Strömungsmaschinen, 2004.
- [28] C. Pfeleiderer, H. Petermann. *Strömungsmaschinen*. Springer-Verlag, 2005.
- [29] F. Rettenbacher. *Aufbau eines Francisturbinenprüfstands*. Diplomarbeit, TU Graz, Institut für hydraulische Strömungsmaschinen, 2010.
- [30] J. Raabe. *Hydraulische Maschinen und Anlagen*. VDI-Verlag GmbH, 1989.
- [31] O. Schennach. *Untersuchung der Stator-Rotor-Stator Interaktion in einer transsonischen Axialturbine*. Dissertation, Technische Universität Graz, Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2007.
- [32] J. Schiffer, F. Senn, M. Guggenberger. *Modification of a pump-turbine test-rig*. Milestone report, TU Graz 2011.
- [33] E. Schrüfer. *Elektrische Meßtechnik*. Hanser-Verlag, 2001.
- [34] T. Staubli, F. Senn, M. Sallaberger. *Instability of Pump-Turbines during Start-up in Turbine Mode*. HYDRO, Ljubljana 2008.

- [35] T. Staubli. *Einfluss vom umgebenden Fluid auf das Schwingungsverhalten von Strömungsmaschinen*. VDI-Schwingungstagung, Darmstadt 1993.
- [36] J. Spitzer. *Allgemeine Energiewirtschaftslehre*. Vorlesungsskriptum, TU Graz 2006.
- [37] Verbund AG. *Pumpspeicherwerk Limberg II*. 2010.
- [38] Vorarlberger Illwerke AG. *Kopswerk II dabei*. 2004.
- [39] C. Widmer, T. Staubli, N. Lederberger. *Unstable characteristics and rotating stall in turbine brake operation of pump-turbines*. ASME Journal of Fluids and Engineering, 2011.
- [40] www.bp.com/statisticalreview, 18.09. 2011.
- [41] www.e-control.at, 23.10. 2011.
- [42] www2.emersonprocess.com, 03.02. 2011.
- [43] www.eex.com, 04.12.2011.
- [44] www.egl.eu, 03.02.2012
- [45] www.epp.eurostat.ec.europa.eu, 23.10. 2011.
- [46] www.hbm.com, 03.02. 2011.
- [47] www.hfm.tugraz.at, 22.01. 2012.
- [48] www.iea.org, 21.09. 2011
- [49] www.keller-druck.com, 02.02. 2011.
- [50] www.kistler.com, 03.02. 2011.
- [51] www.lahmeyer.de, 14.01. 2011.
- [52] www.sine.ni.com, 02.02. 2011.
- [53] www.regelleistung.net, 08.12.2011.
- [54] www.sps-magazin.de , 02.02. 2011.
- [55] www.statistik.at, 18.09. 2011.
- [56] www.statistics4u.info, 06.02. 2012.
- [57] www.worldbank.org, 18.09. 2011.
- [58] www.worldenergy.org, 19.09. 2011.

