

Abschlussbericht

Entwicklung eines Diagnose- und Überwachungssystems für Spülpumpen und Bohranlagen sowie die Entwicklung nachhaltiger Pulsationsdämpfersysteme und der Erarbei- tung von Grundlagen für bessere Planungssicherheit für zukünftige Bohranlagen

iPAT- Bericht Nr. 261

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie unter dem Förderkennzeichen 0325225B gefördert.

Zuwendungsempfänger:	Lehrstuhl f. Prozessmaschinen u. Anlagentechnik, Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg
Projektpartner:	Herrenknecht Vertical GmbH Schäfer & Urbach GmbH
Projektträger	Projektträger Jülich, Forschungszentrum Jülich
Laufzeit:	39 Monate
Berichtszeitraum:	01.01.2011 bis 31.3.2014
Autor:	Prof. Dr.-Ing. Eberhard Schlücker

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Inhalt

Inhalt.....	I
Abbildungsverzeichnis.....	II
Tabellenverzeichnis.....	IV
Symbolverzeichnis.....	V
1. Kurze Darstellung.....	1
1.1. Aufgabenstellung.....	1
1.2. Voraussetzungen zur Durchführung des Forschungsvorhabens.....	2
1.2.1. Herrenknecht Vertical GmbH.....	2
1.2.2. Schäfer und Urbach GmbH.....	3
1.2.3. Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (iPAT).....	3
1.2.4. VMT GmbH Gesellschaft für Vermessungstechnik.....	4
1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens.....	4
1.4. Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde.....	7
1.4.1. Diagnosesystem.....	7
1.4.2. Resonatoren.....	9
1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen.....	11
2. Eingehende Darstellung.....	12
2.1. Erzielte Ergebnisse.....	12
2.1.1. Laborversuche zur Merkmalsbildung irregulärer Betriebszustände.....	12
2.1.2. Laborversuche zur Untersuchung der Ventilaktivität mit Hoch- geschwindigkeitskamera.....	22
2.1.3. Entwicklung des Langzeitdatenerfassungssystems und Feldversuche.....	32
2.1.4. Prüfstandversuche zur Wirkung und Eignung von Resonatoren.....	39
2.1.5. Prüfstandversuche zur Resonator-Erprobung.....	50
2.1.6. Entwicklung eines Störungsfrüherkennungssystems mit der Software LabVIEW.....	59
2.1.7. Arbeiten zur Entwicklung des Gesamtdiagnosesystems.....	66
2.2. Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplanes.....	69
2.3. Während der Durchführung des Vorhabens dem ZE bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen.....	70
2.4. Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen des Ergebnisses.....	70
Anhang.....	71
Literaturverzeichnis.....	71

Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Spülpumpe im Laborversuch mit Sensorik (rot) und Strömungsrichtung (grün)	13
Bild 2: Verschleißbild der Ventile im Bohrbetrieb (links) und für Laborversuch (rechts).....	14
Bild 3: Vergleich der Druck- und Dehnungssensoren zur Erfassung des Arbeitsraumdrucks, links für $p_F = 200$ bar $n_N = 75$ 1/min, rechts $p_F = 50$ bar $n_N = 60$ 1/min	15
Bild 4: Drucksignal und Körperschallsignal an Pumpenkopf 1 für unbeschädigten Zustand $p_N = 100$ bar, $n = 70$ 1/min	16
Bild 5: Körperschallsignal am Pumpenkopf und Arbeitsraumdruckverläufe $p_{F,N} = 100$ bar, $n = 70$ 1/min	17
Bild 6: Veränderung von Druck und Körperschallsignal für eine Schädigung des Saugventils $p_{F,N} = 200$ bar, $n = 70$ 1/min	17
Bild 7: Veränderung des Körperschallsignals für eine Schädigung des Druckventils $p_{F,N} = 200$ bar, $n = 70$ 1/min	18
Bild 8: Frequenzspektrum des Körperschallsignals am Pumpenkopf im unbeschädigten Zustand und mit eingebrachten Schädigungen, $n = 70$ 1/min und $p_{F,N} = 200$ bar	19
Bild 9: Auswertung der Hochgeschwindigkeitsfilme und resultierende Ventilhubkurve [1]	23
Bild 10: Maximaler Ventilhub in Abhängigkeit von der Drehzahl, $p_S = 5-9$ bar, $p_F = 150$ bar.....	24
Bild 11: Bestimmung des Zeitpunktes der Ventildurchströmung für Ventil 1 bei $p_S = 6$ bar, $p_F = 150$ bar, $n = 109$ 1/min	25
Bild 12: Verformung der Ventilabdichtung beim Schließen und resultierende Effekte.....	26
Bild 13: Maximale Ventilgeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Ventilschließens in Abhängigkeit von der Drehzahl; $p_S = 5-9$ bar $p_F = 150$ bar.....	27
Bild 14: Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt, Dicke des Ventilspalts und Körperschallsignal am Pumpenkopf; Ventil Typ 2 $p_S = 6$ bar, $p_F = 150$ bar, $n = 109$ 1/min.....	28
Bild 15: Frequenzspektrum der Körperschallsignale zum Zeitpunkt des Ventilöffnens Ventil Typ 1; $p_S = 6$ bar, $p_F = 150$ bar, $n = 109$ 1/min	29
Bild 16: Hardwarekonzept Datenloggingsystem Feldversuche	32
Bild 17: Messdaten der Spülpumpe: Dehnung und Körperschall an Pumpenkopf 1 $p_F = 120$ bar, $n = 80$ 1/min	34
Bild 18: Saug und Förderdruck Spülpumpe 05.11. $n = 95$ 1/min, $p_F = 145$ bar	35
Bild 19: Saug und Förderdruck Spülpumpe 12.11. $n = 100$ 1/min, $p_F = 180$ bar	35
Bild 20: Skizze zur Bestimmung der Dämpfungskennwerte.....	39
Bild 21: Fließbild und Schematischer Aufbau der Versuchsanlage zur Resonatorerprobung	40

Bild 22: Schnittdarstellung Modellresonator 1	41
Bild 23: Schnittdarstellung Modellresonator 2	42
Bild 24: Einfügestrestpulsation für Resonator 2 bei Veränderung der Wandstärke, $p_N = 50 \text{ bar}$, $\eta = 0,97$	43
Bild 25: Einfügestrestpulsation für Resonator 1 bei Einbau von Normblenden im Resonatorzulauf, $p_N = 60 \text{ bar}$, $\eta = 0,97$	45
Bild 26: Durchgangstrestpulsation für Resonator 1 bei Einbau von Normblenden im Resonatorzulauf, $p_N = 60 \text{ bar}$, $\eta = 0,97$	45
Bild 27: Einfügestrestpulsation, Resonator 1 blende im Zu- und Auslauf , $p_N = 20 \text{ bar}$, $\eta = 0,97$	46
Bild 28: Einfügestrestpulsation, Blende im Zu- und Auslauf von Resonator 1, $p_N = 60 \text{ bar}$, $\eta = 0,97$	47
Bild 29: Einfügestrestpulsation, Resonator 1 Variationen im Zulauf , $p_N = 40 \text{ bar}$, $\eta = 0,93$	48
Bild 30: Einfügestrestpulsation, Resonator 1 Variationen im Auslauf $p_N = 40 \text{ bar}$, $\eta = 0,93$	48
Bild 31: Schnittdarstellung des Resonators für die Spülpumpen.....	50
Bild 32: Messaufbau zur Bestimmung der Pulsation im ungedämpften Zustand	51
Bild 33: Messaufbau zur Bestimmung der Pulsation mit eingebautem Resonator	51
Bild 34: Peak-to-Peak Pulsation mit und ohne Dämpfer, 4,5“ Liner, $p_{F,N} = 100 \text{ bar}$	52
Bild 35: Zeitlicher Verlauf des Förderdruckes, $n = 110 \text{ min}^{-1}$, $p_F = 150 \text{ bar}$	53
Bild 36: Peak to Peak Pulsation mit und ohne Dämpfer, 4,5“ Liner, $p_{F,N} = 150 \text{ bar}$	53
Bild 37: Frequenzspektren des Förderdruckes, $p_F = 150 \text{ bar}$	54
Bild 38: Peak-to-Peak Pulsation mit und ohne Dämpfer, 4,5“ Liner, $p_F = 200 \text{ bar}$	55
Bild 39: Einfügestrestpulsation in Abhängigkeit der Drehzahl und des Drucks, 4,5“-Liner	56
Bild 40: Peak to Peak Pulsation für Linergröße 7,0 Zoll mit eingebautem Resonator	57
Bild 41: Schema des Auswertungsmechanismus für die Störungsfrüherkennungssoftware	59
Bild 42: Analoger und Digitaler Signalverlauf für den Arbeitsraumdruck (Dehnung)	60
Bild 43: Oberfläche der Prototypensoftware des Störungsfrüherkennungssystems in der Entwicklungsumgebung LabVIEW.....	64
Bild 44: Hardwarekonzept des Spülpumpenüberwachungssystems (Fa. VMT GmbH)	66

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Technische Daten der Triplexpumpe SCHÄFER & URBACH	13
Tabelle 2: Eigenschaften der untersuchten Ventiltypen	22
Tabelle 3: Ergebnisse Bestimmung der max. und mittleren Strömungsgeschw. im Ventilspalt	29
Tabelle 4: Ergebnisse des Vergleichs der untersuchten Ventile	30
Tabelle 5: Technische Daten der Versuchspumpe - Resonatorprüfstand	41
Tabelle 6: Auslegungsdaten der Modellresonatoren	42
Tabelle 7: Auslegungsdaten des Resonators	50
Tabelle 8: Technische Daten der Spülpumpe BT 75-120 für den Einsatz bei der Resonatorerprobung	51
Tabelle 9: Sensorik für das Störungsfrüherkennungssystem	59

Symbolverzeichnis

Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
D	-	Dämmmaß
d	m	Durchmesser
f	Hz	Frequenz
h	m	Hub
i	-	Verdrängeranzahl
n	1/min	Drehzahl
p, P	bar, Pa	Druck
Q	l/min, m ³ /h	Volumenstrom
R	-	Restpulsation
\dot{V}	l/min, m ³ /h	Volumenstrom
Δ	-	Differenz
ζ	-	Druckverlustbeiwert
η	-	Wirkungsgrad

Indizes

Index	Bedeutung
A	Arbeitsraum
AN	Anregungs-
D	Durchgangs-
E	Einfüge-
eff	Effektiv
F, f	Förder-, bzw. Förderseitig
K	Kolben
N	Nenn-, (z.B. Nenndrehzahl, Nenndruck)
PW	Pumpenwelle
S	Saug-, bzw. Saugseitig
theo	theoretisch

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AP	Arbeitspaket
DMS	Dehnmessstreifen
DN	Nenndurchmesser
FFT	Fast Fourier Transformation
iPAT	Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik
PN	Nenndruck
PTP	Engl. <i>Peak-To-Peak</i> , Schwingungsbreite von Minimal- zu Maximalwert
RMS	Engl. <i>Root-Mean Square</i> , Quadratischer Mittelwert, Effektivwert

1. Kurze Darstellung

1.1. Aufgabenstellung

Die Bundesregierung hat sich zum Ziel gesetzt, den Anteil der geothermischen Energie am Gesamtenergieverbrauch der Bundesrepublik Deutschland in den kommenden Jahren wesentlich auszubauen. Die geothermische Energie soll in Zukunft breiter genutzt, der Energieertrag gesteigert und die Kosten der Errichtung und des Betriebes gesenkt werden. Da die Geothermie in Zukunft eine besondere Rolle bei der umweltbewahrenden und regenerativen Energieversorgung mit Wärme und Strom spielen soll, ist das Themenfeld dieser Studie, eine Kostenreduzierung für Geothermieanlagen und die Durchführung von Bohrungen für die tiefe Geothermie durch die Früherkennung von Verschleiß besonders nennenswert. Wie der Bundesanzeiger in der Förderungsausschreibung vorsieht, ist eine Entwicklung von Geräten, Apparaten und Maschinen die „unter den geothermal typisch hohen Drücken und korrosiven Rahmenbedingungen verlässlich und energieeffizient wartungsarm funktionieren“, ein wesentlicher Beitrag zu dieser Kostenreduzierung. Dies betrifft insbesondere die Entwicklung von Pumpen. Da die Entstehung von Verschleiß in den Pumpensystemen zu Störungen und somit womöglich zu ungeplanten Ausfällen der geothermischen Bohrung führen kann, ist es sowohl im Interesse des Anlagenbetreibers und anderen beteiligten Parteien den Kostenaufwand und das Risiko anhand eines Früherkennungssystems niedrig zu halten.

Der Modernisierung und Weiterentwicklung der Bohrtechnik kommt in diesem Fall eine besondere Bedeutung zu. Der Mangel an zeitgemäßer Technik und die damit verbundenen hohen Bohrkosten sind gegenwärtig die am stärksten limitierenden Faktoren für die Realisierung von Geothermieprojekten. Gerade die Reduktion der Bohrkosten, die indirekt von einer einwandfreien Funktion der beteiligten Komponenten der Bohranlage abhängt, ist somit für den weiteren Ausbau dieser Form der Energiegewinnung in Deutschland ein wesentlicher Gesichtspunkt. Die Bohrungen stellen den höchsten Anteil an den Gesamtkosten eines Geothermieprojektes dar. Da die Realisierbarkeit eines Projektes erst nach Abschluss der ersten Bohrung und der Prüfung der Fündigkeit von geeigneten Wärme- bzw. Wasserquellen festgestellt werden kann, sind die Bohrungen gleichermaßen der größte Risikofaktor für die Investoren. Aus diesem Grund muss es das Ziel sein, die Bohrkosten und das Risiko bei einer Bohrung konsequent zu senken, bzw. zu minimieren. Die Strategie zum Erreichen dieses Ziels ist dabei eine umfassende Adaption und Weiterentwicklung der beteiligten Bohrtechnik zur Reduktion der Bohrzeiten, was dann auch zu einer Minimierung der Kosten und des Ausfallsrisikos für die Bohrungen führt.

Der Einsatz von Verdrängerpumpen für die Zirkulation der Bohrspülung hat sich in den letzten Jahren bewährt. Die Bohrlochsicherheit ist im Wesentlichen abhängig von einem funktionierenden Spülkreislauf. Die Bohrspülung, ein Gemisch aus Wasser und verschiedenen festen und flüssigen Additiven, hat die Aufgabe die noch unverrohrten Bohrabchnitte zu stabilisieren, sorgt für den Abtransport des anfallenden Bohrabraumes und ist zudem notwendig für die Kühlung und Schmierung des Bohrwerkzeuges unter Tage. Durch die enthaltenen Partikel und Chemikalien hat die Bohrspülung stark abrasive und korrosive Wirkung auf die im Spülkreislauf enthaltenen Komponenten insbesondere die verwendeten Pumpen. Um einen unvorhersehbaren Ausfall der Spülpumpen zu vermeiden sollte im Rahmen dieses Projektes damit zunächst untersucht werden, inwieweit sich eine Früherkennung von Verschleiß an den wichtigsten Bauteilen der Spülpumpen realisieren lässt und sich durch ein solches System die Ankündigung von Störfällen automatisch diagnostizieren lässt.

Verdrängerpumpen neigen prinzipbedingt zu einer stark diskontinuierlichen Förderung, und weisen damit eine hohe Pulsationsneigung auf, welche im angeschlossenen System zu starken Druck und Förderstromschwankungen führen kann. Aus diesem Grund werden auf der Förderseite dieser Pumpen Pulsationsdämpfer eingesetzt. Etabliert ist dabei der Einsatz von gasgefüllten Dämpfern (Blasenspeichern), die aber auf den jeweiligen Betriebspunkt, hinsichtlich Ihrer Gasmenge und -druck angepasst werden müssen um eine optimale Wirkung zu ermöglichen. Die Pumpen müssen aber prozessbedingt je nach Bohrverlauf variabel eingesetzt werden, daraus ergeben sich stark unterschiedliche Bereiche für Förderdruck und Fördermenge. Es soll deshalb im Rahmen dieses Projektes ebenfalls erforscht werden ob der Einsatz eines alternativen Dämpferkonzeptes (Resonatoren) zur Pulsationsdämpfung möglich ist, durch welches sich der Wartungs- und Betreuungsaufwand für die Dämpfer deutlich reduzieren lässt.

1.2. Voraussetzungen zur Durchführung des Forschungsvorhabens

Im Folgenden werden die beteiligten Projektpartner und somit die technischen Voraussetzungen des Projektes kurz vorgestellt. Zusätzlich zu den drei Projektpartnern war die Fa. VMT GmbH mit der Einbringung von zusätzlichen F+E Fremdleistungen an dem Verbundprojekt beteiligt.

1.2.1. Herrenknecht Vertical GmbH

Die Herrenknecht Vertical GmbH (kurz: Herrenknecht) ist ein im Jahr 2005 gegründetes Tochterunternehmen der Herrenknecht AG. Die Firma ist spezialisiert auf die Entwicklung und Fertigung von Tiefbohrsystemen zur Exploration von Energieressourcen in bis zu 8.000 Meter Tiefe, und verfügt somit über eine breite Kenntniss über die Bedürfnisse für die Komponenten dieser Anlagen. Als Projektkoordinator arbeitet die Herrenknecht Vertical GmbH über die eigenen

Ressourcen hinweg sehr eng mit dem Mutterhaus zusammen. Speziell bei der Forschungs- und Entwicklungsarbeit kann auf die Kompetenz, das Know-how, Personal und Produktionsstätten in unmittelbarer Nachbarschaft zurückgegriffen werden.

Hauptaufgaben von Herrenknecht im Forschungsprojekt waren neben der Bereitstellung eines Spülpumpenaggregates die Organisation und Begleitung von Feldversuchen, sowie die Einbindung eines Gesamtdiagnosesystems in das Umfeld einer Tiefbohranlage.

1.2.2. Schäfer und Urbach GmbH

Das Unternehmen Schäfer und Urbach GmbH (kurz Schäfer & Urbach) ist eine Entwicklungs- und Herstellungsfirma die Anlagen und Komponenten für die System- und Hochdrucktechnik fertigt. Ihre Dienstleistungsangebote umfassen die Entwicklung, Fertigung, Inbetriebnahme und den Vertrieb von Industriepumpen und Hochdrucktechnikanlagen. In dieser Funktion zeichnet sich die Firma verantwortlich für den Bau und Vertrieb von Spülpumpen, auch für den Einsatz in den Bohranlagen der Firma Herrenknecht. Schäfer & Urbach stellt als Zubehör für seine Pumpen auch Resonatoren als Pulsationsdämpfer her. Die Firma ist seit ihrer Übernahme im Jahre 2011 im Besitz der Herrenknecht AG und somit Teil des Herrenknecht Konzerns.

Die Hauptaufgaben im Forschungsprojekt waren neben der Resonatorentwicklung vor allem die Durchführung von Labor- und Werkstests unter Einbeziehung von vorhandenem Prüfstandequipment.

1.2.3. Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (iPAT)

Der Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik (kurz iPAT) befasst sich in seiner Forschungstätigkeit mit Themen rund um den Einsatz, die Auslegung und Optimierung von Prozessmaschinen insbesondere von Verdrängerpumpen in verfahrenstechnischen Anlagen und Prozessen. In der Anlagentechnik liegt der Forschungsschwerpunkt im Bereich der Hochdrucktechnik, der Apparateauslegung und der Betriebssicherheit von Prozessmaschinen in verfahrenstechnischen Anlagen. Die weitreichende Expertise des Lehrstuhls in den Bereichen Störungsfrüherkennung und Pulsationsdämpfung in Systemen mit oszillierenden Verdrängerpumpen ist dabei durch zahlreiche Veröffentlichungen und Industriekooperationen belegt. Darüber hinaus bestanden durch die langjährige Zusammenarbeit mit Schäfer & Urbach vor dem Projektstart bereits feste Verbindungen in der Kooperation.

Für das durchgeführte Vorhaben lagen die Hauptaufgaben des Lehrstuhls neben der Bereitstellung der wissenschaftlichen Kompetenz während des gesamten Projektverlaufs vor allem in den Versuchsplanungen, -analysen und Auswertungen,

aber auch in der grundlegenden Entwicklung für ein automatisiertes Diagnose- und Überwachungssystem für Spülpumpen.

1.2.4. VMT GmbH Gesellschaft für Vermessungstechnik

Als Teil des Unternehmensverbundes der Herrenknecht AG entwickelt die VMT GmbH (kurz VMT) als langjähriger Partner von Herrenknecht vor allem angepasste Softwarelösungen u.A. im Bereich der Messdatenerfassung.

Im Rahmen des Vorhabens war es die Aufgabe von VMT ein praxistaugliches und an die Anlagenerfordernisse angepasstes Gesamtdiagnose- und Überwachungssystem auf Basis der Ergebnisse des iPAT zu entwickeln.

1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens

Wie bereits zuvor beschrieben war das Projekt als Verbundprojekt mit drei beteiligten Projektpartnern geplant und wurde in insgesamt acht Arbeitspaketen durchgeführt diese sind nachfolgend aufgeführt und erläutert.

Da am Lehrstuhl für Prozessmaschinen ein geeigneter Mitarbeiter erst zum 1. Februar 2011 eingestellt werden konnte wurde der Projektstart am Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik vom ursprünglich geplanten 01.10.2010 auf den 01.01.2011 verschoben.

AP1 Labortests

Zunächst musste für die Untersuchungen ein Spülpumpenaggregat, wie es bei Anlagen für tiefe Geothermiebohrungen zum Einsatz kommt, aufgebaut und für die notwendigen Versuche zur Verfügung gestellt werden. Dabei galt es insbesondere Anpassungen für verschiedene Versuchs- und Messsysteme vorzubereiten, wozu zusätzliche Projektierungs- und Montagearbeiten erforderlich waren. Auf Basis von Erfahrungswerten aus vergangenen Projekten im Bereich Spülpumpen und der Störungsfrüherkennung wurde unter Berücksichtigung der speziellen Notwendigkeiten für das Spülpumpensystem geeignete Sensoren für die Durchführung von Labortests ausgewählt, Versuchspläne und Messprotokolle erstellt sowie geeignetes Messequipment beschafft. Nach der Planung wurden die Modifikationen zur Installation des Messequipments an der Spülpumpe umgesetzt. Auf Basis der Versuchspläne wurde dann ein Versuchsfeld für die Laborversuche am Prüfstand der Firma Schäfer & Urbach vorbereitet, die Pumpe in das Prüffeld eingebaut und Funktionstests der Pumpe im Versuchsfeld durchgeführt.

Im Bereich der Labortests waren verschiedene Untersuchungen geplant. Zum einen sollte die Ventilaktivität der verwendeten Ventile mittels High-Speed-Kamera analysiert werden. Dazu wurden zunächst im Bereich des Saugventils optische Zugänge geschaffen. Dazu wurde ein zusätzlicher Pumpenkopf konstruiert und mit

einem einschraubbaren und druckfesten Schauglas ausgestattet. Bei der Durchführung der Versuche wurden zwei verschiedene Ventiltypen unterschiedlicher Hersteller in der Pumpe vermessen. Neben der Aufnahme von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Videos wurden zur späteren Analyse auch weitere Messdaten aufgezeichnet.

Des Weiteren sollten im Rahmen der Labortests Untersuchungen zur Erkennung von irregulären Betriebszuständen durchgeführt werden. Dazu wurde die Pumpe bei verschiedenen Drehzahlen und Druckbedingungen betrieben und dabei Körperschall und Drucksignale aufgezeichnet. Dies wurde zunächst für den unbeschädigten Zustand der Pumpe durchgeführt. Anschließend wurden die wichtigsten Verschleißteile der Pumpe gezielt geschädigt, eingebaut und die Pumpe erneut vermessen. Aus den so gewonnenen Daten wurden Merkmale für die Erkennung von irregulären Betriebszuständen abgeleitet.

AP2 Resonator

Zur Erprobung von alternativen Dämpferkonzepten sollte im Projekt zunächst ein Resonator für die Spülpumpen ausgelegt, konstruiert und anschließend gebaut werden. Nach einer anschließenden Abnahme sollte der Resonator dann in den Werks- und Feldtests erprobt und für den Einsatz auf Geothermiebohranlagen durch verschiedene Modifikationen optimiert werden. Nach einer ersten Grobplanung des Resonators wurde aufgrund der Dimensionen und damit verbundenen Kosten beschlossen die Eignung und Modifikationen zunächst im Labormaßstab zur Erproben. Dazu wurde am iPAT ein Prüfstand aufgebaut. Im Prüfstandbetrieb wurden zwei Modellresonatoren erprobt und optimiert welche einmal vom iPAT und einmal von Schäfer & Urbach konstruiert und gefertigt wurden. Auf Grundlage der Ergebnisse aus dem Prüfstandbetrieb wurde dann ein Resonator für den Einsatz an Spülpumpen ausgelegt, gebaut, abgenommen und in Werkstest am Prüfstand von Schäfer & Urbach erprobt.

AP3 Werkstests

Im Anschluss an die Labortests waren Werkstests geplant bei denen im Prüfstandbetrieb das Gesamttaggregat der Pumpe aufgebaut, und anschließend Untersuchungen zum Temperatureinfluss und zum Einfluss von sich entwickelndem Verschleiß an den Ventilen unter realitätsnahen Bedingungen durchgeführt werden sollten. Auf Basis dieser Ergebnisse sollte eine Optimierung der Merkmalsbildung für irreguläre Betriebszustände durchgeführt werden und anschließend die Entwicklung eines Software-Diagnosesystems mit dem Programm LabVIEW durchgeführt werden.

In Rücksprache mit dem Projektträger wurde von den Projektpartnern beschlossen diesen Werkstest durch einen zusätzlichen Feldtests auf einer Bohranlage zu ersetzen. Dies ermöglichte den Betrieb unter realen Einsatzbedingungen. Dieser

zusätzliche Feldtest wurde im Zeitraum zwischen Oktober und Dezember 2011 auf der Bohranlage von Herrenknecht Vertical im Besitz der Firma H. Anger's Söhne bei der Geothermiebohrung in Kirchweidach durchgeführt. Auf Basis der Ergebnisse dieser Untersuchungen wurde am iPAT dann wie geplant die Software zur Störungsfrüherkennung mit dem Programm LabVIEW entwickelt.

AP4 Datenerfassungssystem

Um die Akquise von Daten der Spülpumpe im realen Bohrbetrieb auf Bohranlagen zu ermöglichen sollte ein System zur Langzeiterfassung von Messdaten entwickelt werden. Diese Arbeiten wurden vom iPAT durchgeführt und ein Langzeitdatenerfassungssystem aufgebaut und programmiert. Als Vorbereitung zur Entwicklung des Gesamtdiagnosesystems wurde darüber hinaus geprüft und zusammengestellt welche, zusätzlich zu den an der Spülpumpe erfassten, Messdaten für die Bewertung des Anlagenzustandes notwendig sind.

AP5 Feldversuche 1

In den ersten regulär geplanten Feldversuchen sollten Messdaten sowohl von den Spülpumpen als auch von der weiteren Bohranlage aufgenommen werden. Zusätzlich zu dem Feldversuch in Kirchweidach der anstatt des Werkstests, vgl. AP 3, durchgeführt wurde, wurde ein Feldtest im Rahmen des AP5 auf der Bohrstelle der Geothermiebohrung in Brühl durchgeführt. Im Zeitraum von Juni 2012 bis Ende 2013 war das Datenloggingsystem an einer der Spülpumpen der Bohranlage installiert. Dabei wurden neben den Daten aus dem Spülpumpenbetrieb auch weitere Daten aus dem Bohrbetrieb erfasst. Der Zustand der Pumpen und Wartungsarbeiten wurden durch die Servicetechniker in einem speziellen Spülpumpenwartungsbuch dokumentiert. Durch anhaltende Probleme im Bohrbetrieb und damit einhergehende lange Stillstandzeiten der Bohranlage konnten jedoch nur wenige Messdaten an den Pumpen im laufenden Bohrbetrieb gesammelt werden. Zudem kam es im Betrieb teilweise zu Störungen an der eingesetzten Sensorik. Aus den Feldversuchen wurden jedoch wichtige Erfahrungen bezüglich der Anforderungen zum Schutz der Sensorik vor Beschädigungen sowie Umwelt- und Wetterbedingten Einflüssen gewonnen, welche in die industrielle Umsetzung des Störungsfrüherkennungssystems bei der Entwicklung des Gesamtdiagnosesystems eigenflossen sind.

AP6: Diagnosesystem

Für die Erstellung des Gesamtdiagnosesystems wurden die in den Feld- und Laborversuchen ermittelten Daten empirisch ausgewertet. Mit der industriellen Umsetzung des Gesamtdiagnosesystems wurde die Firma VMT GmbH beauftragt. Zusammen mit den Projektpartnern wurde zunächst ein Lastenheft definiert. Dazu wurden die Ergebnisse des Forschungsprojektes vorgestellt und zusammen mit einer Systembeschreibung und Quellcodes für das Störungsfrüherkennungssystem an VMT übergeben. Die Auswahl geeigneter Sensorik und Hardware zur

Messdatenerfassung im Rahmen der Umsetzung erfolgte dabei in enger Abstimmung zwischen den Projektpartnern und VMT.

AP7: Feldversuche 2

Zur Erprobung des entwickelten Gesamtdiagnosesystems und des Resonators waren erneute Versuche im Feld geplant. Da zum Zeitpunkt der Fertigstellung des Gesamtdiagnosesystems und des Resonators keine geeignete Bohranlage im europäischen Raum zur Verfügung stand, konnten die Erprobung im Feld während des Berichtszeitraumes nicht mehr abgeschlossen werden. Wie bereits in AP3 beschrieben wurde die Erprobung des Resonators deshalb auf dem Pumpenprüfstand von Schäfer & Urbach in Ratingen durchgeführt. Eine Erprobung des Gesamtdiagnosesystems im realen Einsatz auf einer Bohranlage ist über den Berichtszeitraum hinaus durch Herrenknecht geplant, weshalb eine kostenneutrale Verlängerung der Laufzeit des Verbundprojektes durch Herrenknecht beantragt und auch genehmigt wurde.

AP8: Abschluss

Nach der Durchführung des zweiten Feldversuchs mit der Erprobung des Gesamtdiagnosesystems und des entwickelten Resonators war der Rückbau des Versuchsfeldes geplant. Diese Erprobung konnte aufgrund des Mangels einer geeigneten Bohranlage im Berichtszeitraum nicht mehr durchgeführt werden, weshalb die abschließenden Arbeiten zum Rückbau des Versuchsfeldes ebenfalls noch ausstehen.

1.4. Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde

1.4.1. Diagnosesystem

Für die Anlagenverfügbarkeit von hydraulischen Systemen ist die Verlässlichkeit der eingesetzten Pumpen ein wesentlicher Faktor. Die Überwachung und Störungsfrüherkennung für verschiedene Pumpen war in der Vergangenheit bereits Forschungsgegenstand am iPAT und wurde durch Zahlreiche Publikationen und insbesondere Dissertationen belegt:

- *Axel Fronek* [9] beschreibt in seiner seiner Dissertation die Grundlagen der Störungsfrüherkennung an Flüssigkeitsringvakuumpumpen
- Schwerpunkt der Arbeit von *Ulrich Klapp* [11] waren grundlegende Untersuchung zur Störungsfrüherkennung und der Identifikation von Schäden an oszillierenden Verdrängerpumpen
- *Ronald Schmidt* [16] untersuchte die physikalischen Ursachen für die Entstehung von Körperschallsignalen bei irregulären Betriebszuständen in Pumpensystemen

Diagnosesysteme werden für die präventive Instandhaltung an oszillierenden Verdrängerpumpen im industriellen Bereich im Prototypenstatus eingesetzt. Diese Systeme überwachen kontinuierlich den Zustand der Verdrängerpumpen und spüren zum Beispiel gezielt Leckagen an den Pumpenventilen auf. Häufig werden für derartige Diagnosesysteme Drucksensoren zur Aufnahme der Druckverläufe in der Pumpe oder den angeschlossenen Leitungen sowie Körperschallsensoren verwendet, die Schwingungen und Stoßanregungen an verschiedenen Punkten der Pumpe erfassen. Die Druckverläufe und Körperschallsignale werden hinsichtlich typischer Anomalitäten untersucht und die Schwingungen in ein Frequenzspektrum transformiert und durch eine entsprechende Software analysiert. Für die Einstellung und Anpassung von solchen Systemen muss die Auswertung zunächst manuell erfolgen und kann bei bekannter Symptomatik später automatisiert und somit online erfolgen. In der Zusammenarbeit zwischen dem Schäfer & Urbach und dem iPAT wurde vor dem Projektbeginn bereits ein Diagnosesystem für oszillierende Verdrängerpumpen entwickelt und zum Patent beim Europäischen Patent und Markenamt eingereicht (Patentnummer: DE102008037393A1).

Bei oszillierenden Verdrängerpumpen wird innerhalb des Pumpentriebwerks die rotatorische Bewegung einer Kurbelwelle (Antriebswelle) in eine translatorische Bewegung des Verdrängerkörpers umgewandelt. Verschleiß oder Schäden können im Bereich des Triebwerks in erster Linie an den Lagern, der Verzahnung oder den Kreuzköpfen auftreten und können durch die oben erwähnte Sensortechnik erfasst werden. Mit der DIN ISO 10816 [5] gibt es eine Grundlage für die Schwingungsüberwachung von Maschinen durch Messung an den nicht beweglichen Teilen. Dabei gibt es spezielle Vorgaben hinsichtlich der Klassifizierung der Maschinenschwingungen für verschiedene Pumpentypen und Leistungsklassen sowie Empfehlungen und Vorgaben für die Messpunkte und die Messtechnik. Mit diesen Vorgaben kann eine globale Überwachung von Pumpen realisiert werden. Detaillierte Aussagen bezüglich der Art bzw. Ursache des Schadens sind mit dieser Art der Überwachung jedoch nicht möglich.

Gegenwärtiger Stand der Technik im Bereich der Lagerüberwachung und Diagnostik ist ebenfalls die Messung und Auswertung von Körperschallsignalen. Dabei können in einfachen Systemen Lagerschäden durch die Überprüfung bestimmter Überrollfrequenzen einzelner Lagerkomponenten nachgewiesen werden [9,12]. In komplexen Systemen wie sie Pumpen oder andere Maschinen darstellen ist die Identifikation dieser Schäden schwieriger da die Lager nicht mehr alleiniger Verursacher für Körperschallsignale sind und somit andere Bestandteile der Pumpe einen möglichen Störeinfluss darstellen. Für die Identifikation von Lagerschäden in Prozessmaschinen müssen also diese Störeinflüsse in der Auswertung berücksichtigt bzw. eliminiert werden. Dies kann z.B. über die Verwendung von breitbandigen Effektivwerten oder durch eine Hüllkurvenanalyse des ermittelten Körperschallsignals geschehen. [3, 12]

Durch ein Diagnosesystem können die Auswirkungen von Schädigungen in einer Pumpe analysiert und erkannt werden. Viele Schäden an Verdrängermaschinen entstehen jedoch nicht durch eine Fehlfunktion der Maschine selbst sondern werden durch Umgebungs- bzw. Umwelteinflüsse oder aus der Interaktion der Pumpe mit dem angeschlossenen hydraulischen Rohrleitungssystem verursacht. Rohrleitungen stellen ein schwingfähiges System dar, und besitzen verschiedene Eigenfrequenzen, abhängig von der Länge der Leitungen, Anzahl und Art der Einbauten (Armaturen etc.) sowie dem enthaltenen Fluid. Pumpen wirken in hydraulischen Systemen bedingt durch Ihre diskontinuierliche Förderung als Schwingungserreger [Küttner]. Durch eine kritische Anregung des Systems können im System Resonanzen sowohl der mechanischen Struktur als auch der Flüssigkeit in der Leitung, in Form von Druckschwankungen auftreten. Diese können in der Folge beispielsweise zu einer unzulässig hohen Belastung der Bauteile oder dem Auftreten von Kavitation führen. Partikel im Förderfluid können sich ebenfalls negativ auf die Lebensdauer der Pumpe und Ihrer Bauteile auswirken, da diese zu einem erhöhten abrasiven Verschleiß führen.

Da ein Bohrvorgang immer eine Veränderung des hydraulischen Anlagenteils mit sich bringt und sich das System somit abhängig vom Bohrfortschritt permanent wandelt ist es wichtig neben der Pumpe auch das System mit zu überwachen. Um die Ursachen von Abweichungen vom normalen Betriebszustand festzustellen und gegebenenfalls im Vorfeld Maßnahmen ergreifen zu können, um die Pumpe optimal im Betrieb zu halten, müssen also nicht nur Daten über den Zustand der Pumpe sondern auch über das angeschlossene System gesammelt und ausgewertet werden.

1.4.2. Resonatoren

Wie bereits zuvor beschrieben stellen Pumpen und Ihre angeschlossenen Rohrleitungssysteme ein schwingfähiges System dar, in welchem die Pumpe als Schwingungserreger agiert. Wie bereits beschrieben wird durch die translatorische Bewegung des Verdrängers die Flüssigkeit in den angeschlossenen Rohrleitungen zeitlich veränderlich beschleunigt und abgebremst. Dabei entsteht ein diskontinuierlicher Förderstrom. Aufgrund der Massenträgheit des Fördermediums und der in der Rohrleitung entstehenden Druckverluste verursacht die zeitlich veränderliche Bewegung der Flüssigkeit einen ebenfalls zeitlich veränderlichen Druck im System. Durch den Einsatz mehrerer Verdrängerkörper innerhalb einer Pumpe, die über die Kurbelwelle phasenverschoben betrieben werden kann eine Senkung der Druck- und Förderstromschwankungen erreicht werden. [8, S.77 f.] Reicht diese Absenkung für den vorgegeben Prozess noch nicht aus sind sogenannte sekundäre Maßnahmen zur Pulsationsdämpfung notwendig, um die Auswirkungen der Druck- und Förderstromschwankungen im System zu begrenzen und eine gegebenenfalls schädigende Wirkung zu vermeiden.

Für den Einsatz in hydraulischen Systemen mit oszillierenden Verdrängerpumpen sind am Markt eine Vielzahl unterschiedlicher Dämpfersysteme erhältlich. Der Wirkmechanismus dieser Dämpfer basiert dabei entweder auf der Einbringung eines elastischen Elementes in das System, welches bei hohen Belastungen Energie absorbiert und diese bei niedriger Belastung ins System zurückgibt, oder auf der gezielten Nutzung von akustischen Effekten, wie z.B. Reflexion und Interferenz der Druckwellen. Etabliert ist vor allem die Verwendung von gasgefüllten Absorptionsdämpfern. Eine Bauform dieser gasgefüllten Dämpfer ist der sogenannte Blasenspeicher, der auch derzeit auf Bohranlagen für die Pulsationsdämpfung verwendet wird. Das in den Dämpfern enthaltene Gas wirkt aufgrund seiner im Vergleich zu Flüssigkeiten hohen Kompressibilität als elastisches Element welches sich unter Druck leicht komprimieren lässt. Um eine Einlösung bzw. Reaktion des Gasvolumens mit dem Fördermedium zu vermeiden sind diese baulich durch eine Membran getrennt. Blasenspeicher wirken effektiv auch auf niederfrequente Anregungen, müssen jedoch für jeden Betriebspunkt (Fördermenge und Förderdruck) individuell eingestellt werden um eine optimale Dämpfungswirkung zu erzielen. Bei abrasiven bzw. korrosiven Medien muss zudem der Zustand der Membran regelmäßig auf Beschädigungen überprüft werden. Der Betrieb ist also gerade bei stark variierenden Betriebsparametern der Pumpe wartungsintensiv.

Dämpfer die mit dem Fördermedium gefüllt sind, z.B. Resonatoren, stellen eine Alternative zu den gasgefüllten Dämpfern dar. Gerade in Bereich der Aeroakustik werden diese Dämpfer häufig verwendet um beispielsweise ungewollte Geräusche in Räumen oder technischen Anlagen zu eliminieren. Die Wirkungswiese dieser Resonatoren beruht dabei ebenfalls auf der Einbringung eines elastischen Volumens in das System. Für die Auslegung von Resonatoren für den Einsatz in hydraulischen Systemen gibt es in der Literatur nur wenige theoretische Ansätze. Ein Ansatz ist die Berechnung über die Elastizität des eingebrachten Volumens, auch bekannt als Helmholtz-Resonator. Andere Auslegungstheorien gehen von einer rein akustischen Wirkung der Resonatoren aus, wobei durch die geometrische Gestaltung von Ein- oder Mehrkammerresonatoren gezielte Interferenzeffekte zur Pulsationsdämpfung genutzt werden können. [4, 7, 10] Die Erfahrung bei der Untersuchung von Resonatoren zeigt jedoch, dass beide Wirkmechanismen, also Volumenelastizität und akustische Wirkung, nicht eindeutig voneinander zu trennen sind. Die Auslegung von industriellen Resonatoren beruht deshalb häufig auf empirischen Erfahrungen der Hersteller, durch welche sich deutliche Reduktionen der Baugröße bei gleicher Wirksamkeit der Dämpfer im Vergleich zur theoretischen Auslegung erzielen lassen.

In der Literatur wird Resonatoren vor allem eine breitbandige, mit Ausnahme des Helmholtz Resonators, und hohe Dämpfungswirkung zugeschrieben, insbesondere bei hohen Frequenzen.[7] Durch den Aufbau ohne bewegliche Teile gelten Resonatoren zudem als nahezu wartungsfrei. Nachteilig ist, wie bereits beschrieben,

die im Vergleich zu gasgefüllten Dämpfern deutlich erhöhte Baugröße und somit auch höhere Investitionskosten.

Am iPAT wurden in der Vergangenheit bereits Untersuchungen zur Pulsationsdämpfung durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Arbeiten sind in Form von Dissertationen und Publikationen erschienen, welche nachfolgend in Ausschnitten aufgeführt sind:

- *Bernd Seidl* beschäftigte sich in seiner Forschungsarbeit, betreut durch *Prof. Gerhard Vetter*, mit der Pulsationsdämpfung der Druckschwingung in Rohrleitungssystemen mit oszillierenden Verdrängerpumpen. Die Ergebnisse dieser Arbeit sind als Dissertation [18] und als Beiträge in Fachzeitschriften erschienen.
- *Prof. Eberhard Schlücker* veröffentlichte Ergebnisse zur Pulsationsdämpfung mit Absorptionsdämpfern [14] und zusammen mit *Oliver Schade* [15] zur Pulsationsdämpfung mit Resonatoren und Blenden in der Zeitschrift „Industriepumpen und Kompressoren“

1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Wie bereits unter Punkt 1.2. beschrieben war für das Forschungsvorhaben bereits bei der Antragsstellung die Zusammenarbeit mit der VMT GmbH geplant, und wurde entsprechend der Planung umgesetzt.

Die Firma VMT GmbH war mit der Umsetzung des Gesamtdiagnose- und Überwachungssystems auf Basis der Ergebnisse des Lehrstuhls für Prozessmaschinen und Anlagentechnik zur Störungsfrüherkennung, sowie mit der Anpassung des Systems an die speziellen Bedürfnisse von Tiefbohranlagen beauftragt und hat dies im Rahmen des Projektes umgesetzt.

2. Eingehende Darstellung

2.1. Erzielte Ergebnisse

Wie bereits in Kapitel 1.2.3. beschrieben waren die Hauptaufgaben des iPAT im Forschungsprojekt die wissenschaftliche Betreuung des Gesamtprojektes, die Planung, Durchführung und Auswertung von Labor und Feldversuchen und die Entwicklung eines Diagnosesystems für Spülpumpen zur Einbindung in ein Gesamtdiagnosesystem für Bohranlagen und die Erprobung des Resonators als Alternative zur etablierten Pulsationsdämpfung mit Blasenspeichern.

Im Rahmen des Projektes wurden folgende Arbeiten durch den iPAT durchgeführt:

- Laborversuche zur Merkmalsbildung irregulärer Betriebszustände an Spülpumpen (AP1)
- Laborversuche zur Untersuchung der Ventilaktivität mit Hochgeschwindigkeitskameras (AP1)
- Prüfstandversuche zur Eignung und Wirkung von Resonatoren (AP2)
- Prüfstandversuche zur Resonatorerprobung (AP2, AP3, AP7)
- Entwicklung und Programmierung eines Langzeitdatenerfassungssystems für den Einsatz auf Bohranlagen (AP3, AP4)
- Feldversuche zur Datengewinnung an Spülpumpen unter realen Betriebsbedingungen (AP3, AP7)
- Entwicklung eines Störungsfrüherkennungssystems mit der Software LabVIEW (AP3)

Nachfolgend werden die Ergebnisse, die Notwendigkeit und das Vorgehen bei den durchgeführten Arbeiten detailliert erläutert.

2.1.1. Laborversuche zur Merkmalsbildung irregulärer Betriebszustände

Versuchsaufbau und Vorgehen

Die Untersuchungen zur Erkennung von irregulären Betriebszuständen der Spülpumpen wurden am Pumpenprüfstand von Schäfer & Urbach in Ratingen durchgeführt. Bei den Untersuchungen kam eine Triplex-Spülpumpe vom Typ BT 75-120 von Schäfer & Urbach zum Einsatz. Die Technischen Daten der verwendeten Versuchspumpe sind dabei in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Technische Daten der Triplexpumpe SCHÄFER & URBACH

Hersteller - TYP	Schäfer & Urbach – BT 75-120
Max. Förderdruck	355 bar
Fördermenge	1823 l/min (@ 135 min ⁻¹)
Drehzahlbereich	0 - 135 min ⁻¹
Kolbendurchmesser	5,5“ (entspricht 139,7 mm)
Kolbenhub	305 mm
Schubstangenverhältnis	0,205
Antriebsart	Geradschubkurbeltrieb

Für die Messdatenerfassung musste Hardware und Sensorik durch den iPAT ausgelegt, beschafft und an der Versuchspumpe installiert werden. Bild 1 zeigt die Versuchspumpe mit der installierten Sensorik für die Laborversuche.

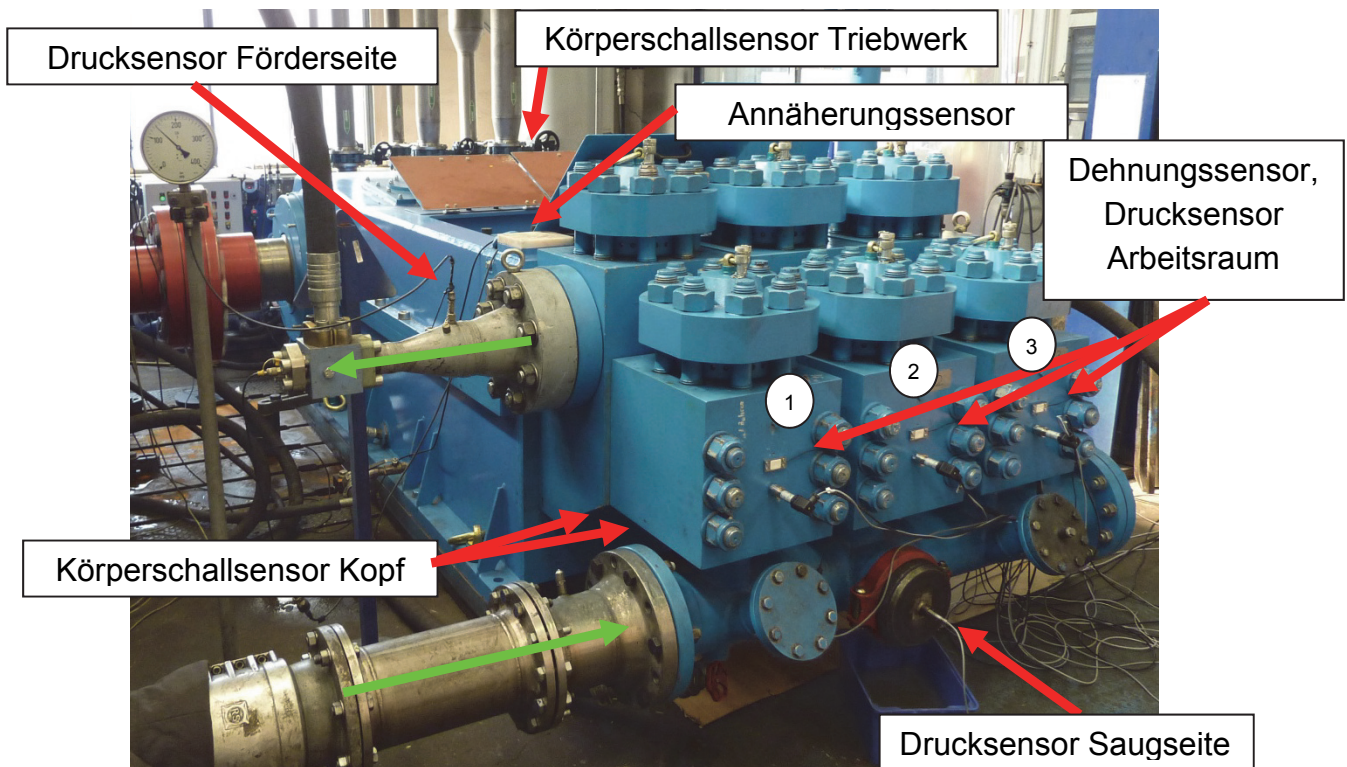


Bild 1: Spülpumpe im Laborversuch mit Sensorik (rot) und Strömungsrichtung (grün)

Aufgrund des Aufbaus der Spülpumpe mit jeweils einem separaten zweiteiligen Pumpenkopf für die insgesamt drei Verdränger, wurde an jedem Pumpenkopf ein individueller Körperschallsensor zur Erfassung der Signale zur Erkennung von Schäden angebracht. Der Druck im Arbeitsraum wurde jeweils mit einem herkömmlichen Drucktransmitter und einem Dehnungssensor aufgenommen. Dabei sollte ein Vergleich zwischen beiden Sensoren durchgeführt werden, bezüglich der Signalqualität bei der qualitativen Überwachung des Arbeitsraumdruckes. Um die Verdrängerbewegung zu erfassen wurde im Triebwerksbereich ein Ultraschall-

annäherungssensor eingesetzt. Die Erfassung von Messdaten erfolgte jeweils mit einer Samplerate von 10.000 Hz, 25000 Hz und 50.000 Hz. Um Merkmale für die Erkennung von irregulären Betriebszuständen zu generieren muss die Pumpe zunächst im unbeschädigten Zustand vermessen werden. Anschließend werden gezielt Schädigungen in die Pumpe eingebracht und die Pumpe wird bei vergleichbaren Betriebsbedingungen erneut vermessen. Aus den Unterschieden der aufgezeichneten Signale können dann Kriterien für die Erkennung der eingebrachten Schäden abgeleitet werden.

Für die Laborversuche wurden folgende Schadensbilder als relevant für die Störungsfrüherkennung befunden und entsprechend Messungen zur Erkennung dieser Schadensbilder durchgeführt:

- Beschädigung des Saugventils der Spülpumpe
- Beschädigung des Druckventils der Spülpumpe
- Bruch der Ventilsfeder (Saug- und Druckseitig)

Das häufigste Schadensbild an den Spülpumpen ist im realen Bohrbetrieb ein Ausfall der Ventile bedingt durch abrasiven Verschleiß, dies belegen sowohl praktische Erfahrungen der Projektteilnehmer als auch die Fachliteratur. So stellt *Buja* [2] fest: „Leckagen treten, wie entsprechende Versuche gezeigt haben, weniger an den Kolben, als vielmehr an den Ventilen auf, wenn die Ventilsitze beschädigt sind, so dass die Ventile nicht mehr absolut schließen.“ Um dieses Verschleißbild für die Laborversuche nachzustellen wurden Pumpenventile durch Einbringung einer Kerbe geschädigt um so den Strahlverschleiß bei Ausbrüchen zu simulieren. Bild 2 zeigt das Verschleißbild eines Ventils der Spülpumpen aus dem realen Bohrbetrieb und das manuell geschädigte Ventil aus den Laborversuchen.



Bild 2: Verschleißbild der Ventile im Bohrbetrieb (links) und für Laborversuch (rechts)

Zur Simulation eines Defektes der Ventildfeder (Komplettversagen) wurde die Feder komplett durchtrennt und in die Pumpe eingebaut.

Auf dem Prüfstand war ein Betrieb der Versuchspumpe mit etwa 400 kW hydraulischer Antriebsleistung möglich. Für die Versuchsdurchführung wurden Versuchsreihen bei verschiedenen Förderdrücken und unterschiedlichen Drehzahlen realisiert. Der Förderdruck wurde dabei zwischen 50 und 300 bar, die Drehzahl zwischen 50 und 110 Umdrehungen pro Minute variiert.

Ergebnisse zur eingesetzten Messtechnik

Für die Bewertung der Funktionsweise einer Pumpe, und somit auch für die Störungsfrüherkennung, ist der Verlauf des Druckes im Arbeitsraum ein wichtiger Parameter. Wie bereits beschrieben wurden in den Laborversuchen sowohl Dehnungssensoren als auch piezoresistive Drucktransmitter verwendet. Dabei sollte überprüft werden, ob die Dehnungsaufnehmer zur nichtinvasiven Messung des Arbeitsraumdruckes verwendet werden können.

Für die Erprobung des Messkonzeptes in den Labor- und Feldversuchen wurden durch den iPAT Dehnungssensoren ausgelegt und gefertigt. Diese Sensoren bestehen aus einem metallischen Grundkörper auf denen ein Dehnmessstreifen (DMS) aufgeklebt ist. Der Sensor wird auf die Oberfläche des Pumpenkörpers mittels vier Befestigungsschrauben angebracht und detektiert die Dehnung des Materials aufgrund des im Arbeitsraum anliegenden Innendruckes. Abhängig von der geometrischen Gestaltung und den Materialeigenschaften ist dabei die Dehnung an der Oberfläche des Pumpenkopfes direkt proportional zum Innendruck. In Bild 3 sind das Signals des Druckaufnehmers (*Fa. KELLER*) und ein skaliertes Signals des Dehnungsaufnehmers für verschiedene Betriebspunkte gegenübergestellt.

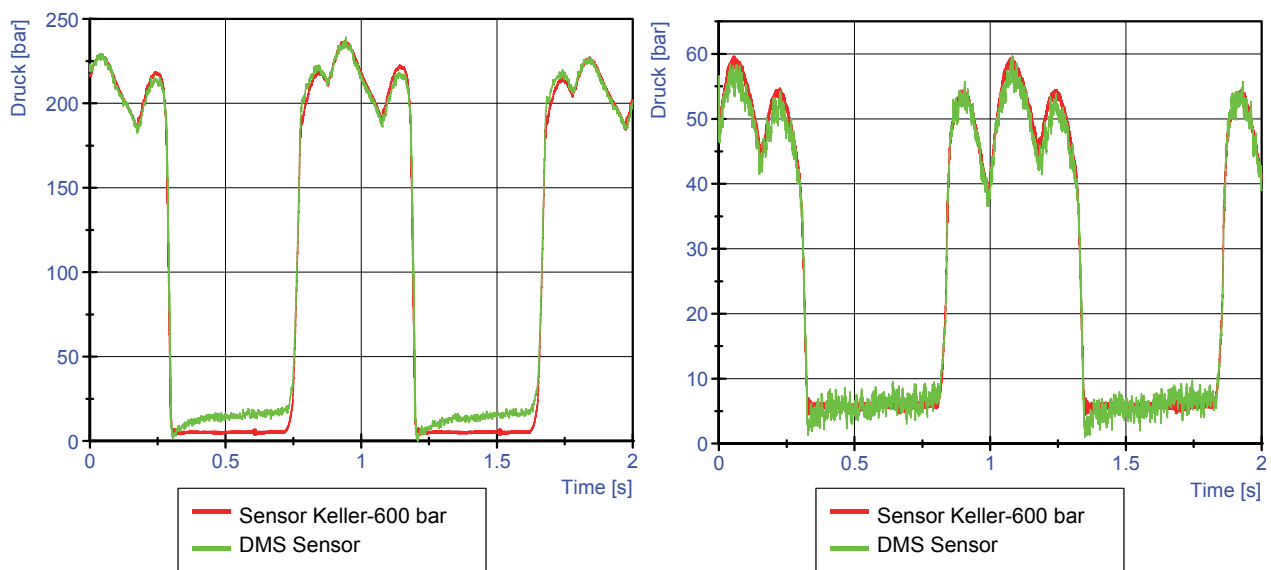


Bild 3: Vergleich der Druck- und Dehnungssensoren zur Erfassung des Arbeitsraumdrucks, links für $p_F = 200 \text{ bar}$ $n_N = 75 \text{ 1/min}$, rechts $p_F = 50 \text{ bar}$ $n_N = 60 \text{ 1/min}$

Es konnte gezeigt werden, dass in den untersuchten Druck und Drehzahlbereichen die mit den Dehnungssensoren erfassten Daten bezüglich des Arbeitsraumdruckes nach einer Tiefpassfilterung und Skalierung nur eine geringfügige Abweichung zu den mit herkömmlichen Drucksensoren erfassten Daten aufweisen. Gute Übereinstimmungen zeigen sich insbesondere für die Lastwechsel und den Druckverlauf während des Förderhubes. Der Einsatz von Dehnungssensoren ist somit eine für diese Pumpe geeignete Messmethode zur nichtinvasiven Messung des qualitativen Verlaufes des Arbeitsraumdruckes.

Ergebnisse zur Erkennung von irregulären Betriebszuständen

Zunächst wurde die Pumpe im unbeschädigten Referenzzustand vermessen. Das Körperschallsignal für den unbeschädigten Zustand ist nachfolgend über die Dauer eines Arbeitszyklus der Pumpe aufgetragen.

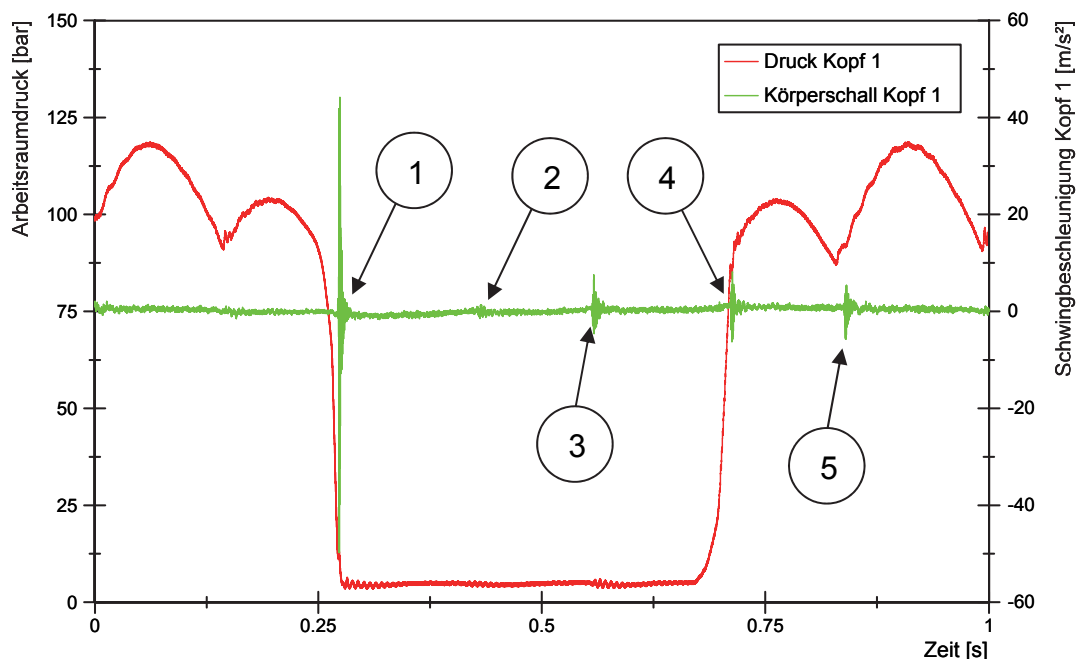


Bild 4: Drucksignal und Körperschallsignal an Pumpenkopf 1 für unbeschädigten Zustand
 $p_N = 100 \text{ bar}$, $n = 70 \text{ 1/min}$

Im Körperschallsignal für den unbeschädigten Zustand der Pumpe sind nur wenige auffällige Ausschläge der Schwingbeschleunigung zu erkennen. Die Ausschläge bei 1 und 4 können der Ventilaktivität, also den Zeitpunkten des Öffnens bzw. Schließens der Ventile zugeordnet werden, vgl. *Klapp* [11]. Genauer entspricht der Zeitpunkt 1 der Öffnung des Saugventils und 4 dem Zeitpunkt des Öffnens des Druckventils. Die Ausschläge 2,3 und 5 sind keinen speziellen Zeitpunkten der Verdrängerbewegung an Kopf 1 zuzuordnen, sind also bedingt durch die weiteren Pumpenköpfe der Triplex-Spülpumpe. Diese Beeinflussung der Signale an Pumpenkopf 1 durch die weiteren Pumpenköpfe ist in Bild 5 sichtbar. Es zeigt die Druckverläufe in den drei Arbeitsräumen und das Körperschallsignal von Kopf 1.

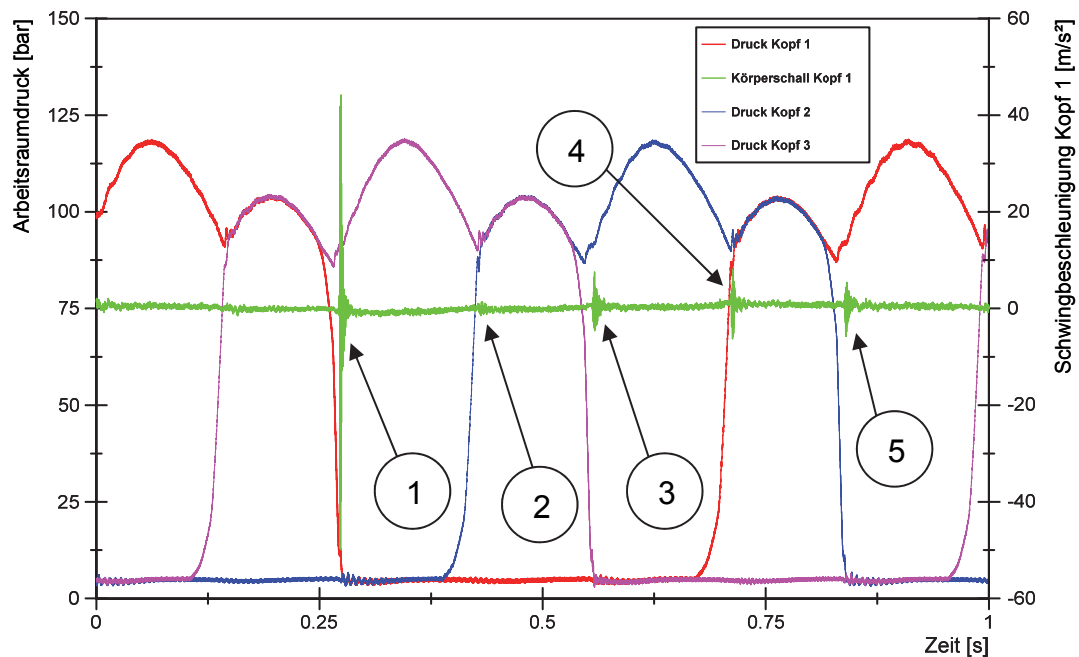


Bild 5: Körperschallsignal am Pumpenkopf und Arbeitsraumdruckverläufe
 $p_{F,N} = 100 \text{ bar}$, $n = 70 \text{ 1/min}$

Die Ausschläge bei den Zeitpunkten 1 und 4 entsprechen wie beschrieben der Ventilaktivität an Kopf 1. Die Signale bei 2 und 5 sind auf die Ventilaktivität der Ventile von Kopf 2 zurückzuführen. Das Öffnen des Saugventils von Kopf 3 ist ebenfalls zum Zeitpunkt 3 sichtbar. Die Ursache für die Entstehung der Körperschallsignale konnte in den Untersuchungen zur Ventilhubkinematik identifiziert werden und ist in Kapitel 2.1.2 erläutert.

Bild 6 zeigt die Veränderung im Körperschallsignal für den Fall einer Schädigung des Saugventils.

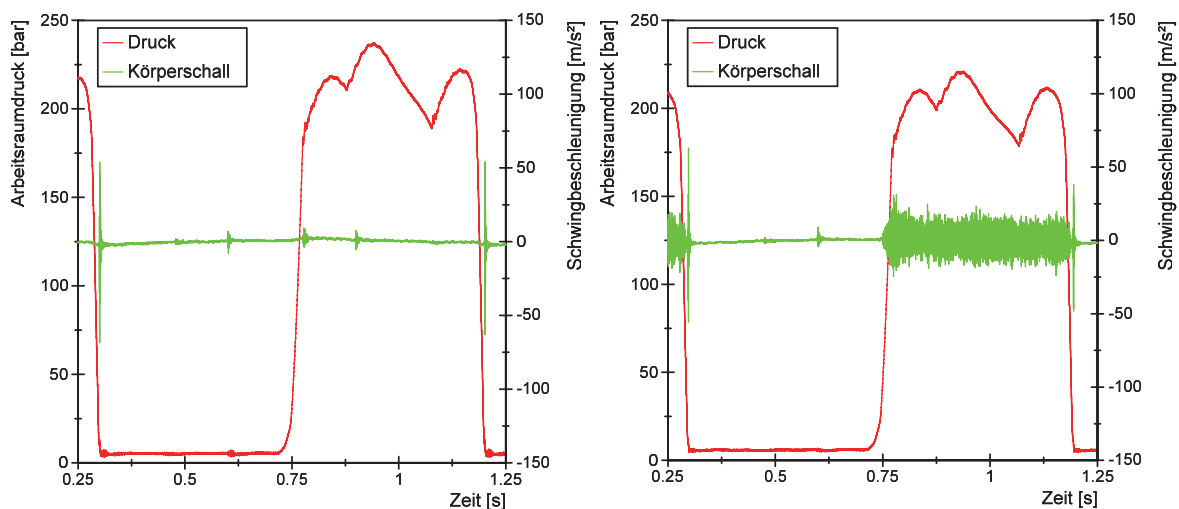


Bild 6: Veränderung von Druck und Körperschallsignal für eine Schädigung des Saugventils
 $p_{F,N} = 200 \text{ bar}$, $n = 70 \text{ 1/min}$

Beim Einbau eines kerbgeschädigten Saugventils in die Pumpe kommt es zu der dargestellten Veränderung des Körperschallsignals. Im Bereich des Druckhubes der

Pumpe kommt es zu einem deutlichen Anstieg der Schwingbeschleunigung. Der Effektivwert steigt für das gezeigte Beispiel von $1,78 \text{ m/s}^2$ auf $3,86 \text{ m/s}^2$. Durch die Beschädigung der Ventildichtfläche verliert dieses (teilweise) seine Dichtwirkung. Die Folge ist ein Leckstrom durch das geschädigte geschlossene Ventil, aufgrund der Druckdifferenz auf beiden Seiten. Die Leckage verursacht Körperschallsignale, die eine starke Ähnlichkeit zu den Signalen beim Auftreten von Kavitation aufweisen, vgl. *Klapp* [11].

Die Veränderung des Körperschallsignals für ein geschädigtes Druckventil ist in Bild 7 dargestellt.

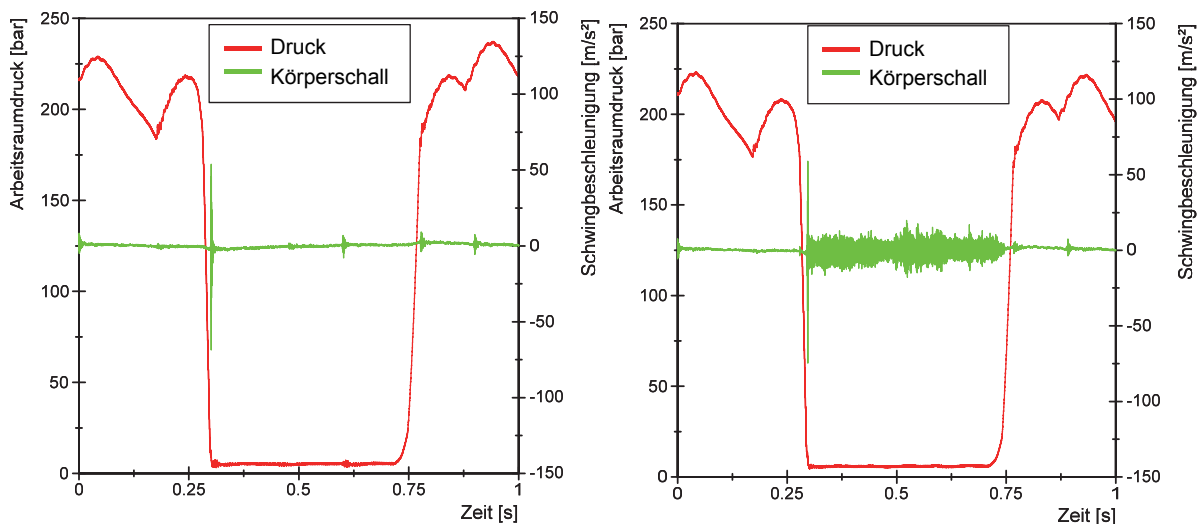


Bild 7: Veränderung des Körperschallsignals für eine Schädigung des Druckventils
 $p_{F,N} = 200 \text{ bar}$, $n = 70 \text{ 1/min}$

Bei Schädigung des Druckventils kommt es zu einer Leckage vorwiegend während des Saughubs der Pumpe, also zu dem Zeitpunkt zu dem das Druckventil geschlossen ist. Der Effektivwert der Schwingbeschleunigung steigt im gezeigten Beispiel von $1,65 \text{ m/s}^2$ auf $5,62 \text{ m/s}^2$.

Durch die eingebrachte Kerbschädigung wurde der vol. Wirkungsgrad der Pumpe, bestimmt als relative Druckhublänge, nicht messbar beeinflusst. Dies bedeutet, dass die simulierte Schädigung der Pumpe noch keinen nennenswerten Einfluss auf die Förderleistung hat, die Schäden an den Ventilen aber dennoch bereits identifiziert werden können. Die manuelle Schädigung ist somit geeignet den einsetzenden Schadensfall vor dem Ausfall der Ventile zu simulieren.

Bild 8 zeigt beispielhaft die Frequenzspektren der Körperschallsignale für den Referenzzustand und die Messungen mit den gezielten Schädigungen der Ventile im Frequenzbereich zwischen 1 und 25.000 Hz am Pumpenkopf an welchem die Schädigung eingebracht wurde.

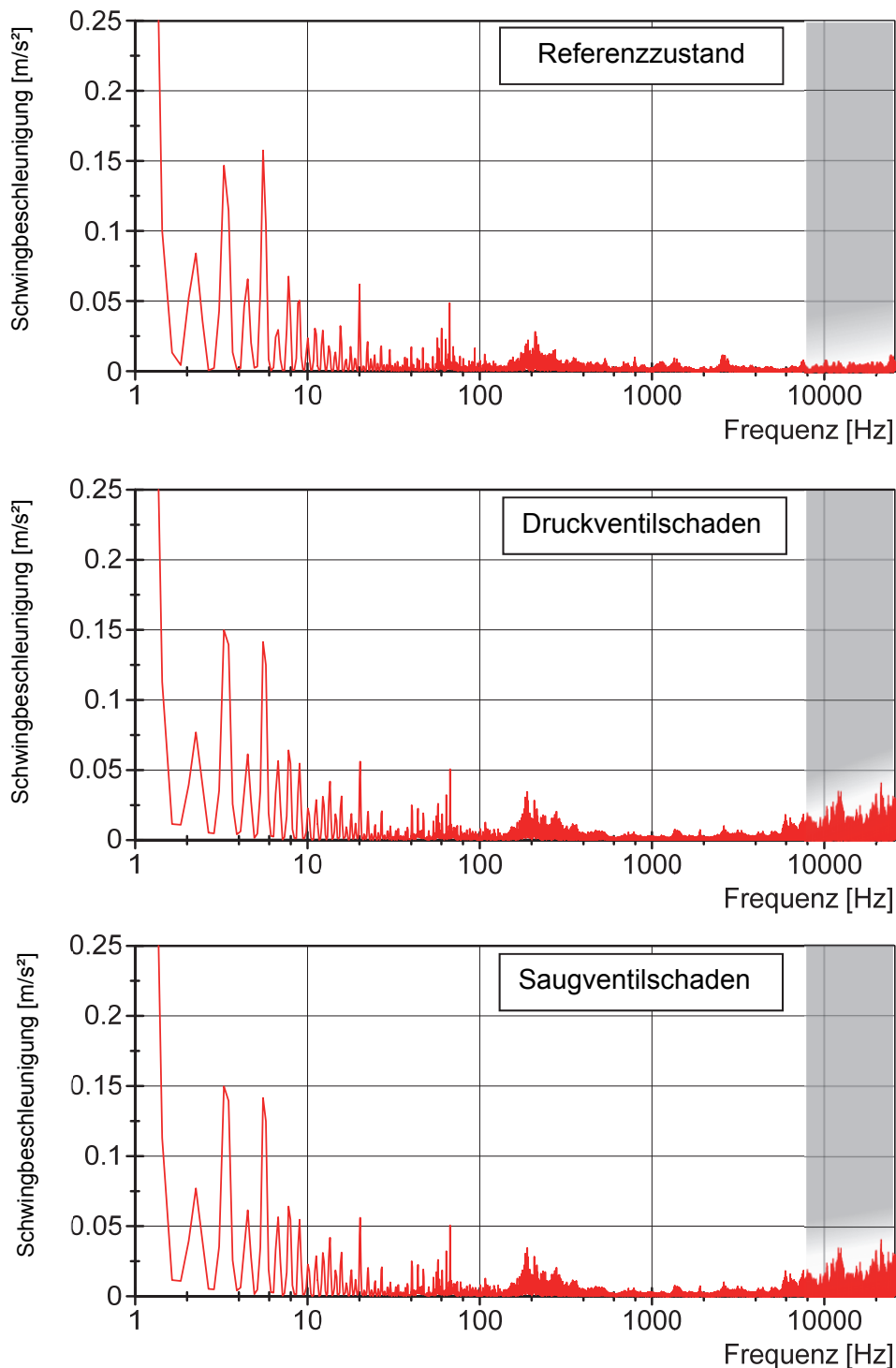


Bild 8: Frequenzspektrum des Körperschallsignals am Pumpenkopf im unbeschädigten Zustand und mit eingebrachten Schädigungen, $n = 70$ 1/min und $p_{F,N} = 200$ bar

Aus dem gezeigten Frequenzspektrum ist zu erkennen, dass im Falle eines beschädigten Ventils eine Änderung im Frequenzspektrum des Körperschallsignals am Pumpenkopf auftritt. Im niederfrequenten Bereich des Spektrums sind keine Veränderungen der Maschinenschwingungen sichtbar. Für beide Ventilschäden konnte jedoch im Frequenzbereich oberhalb von 8 kHz (grau markiert) eine breitbandige Erhöhung der Schwingbeschleunigung festgestellt werden. Für die

Schadenerkennung ist somit die Abtastung der Körperschallsignale mit mindestens 16.000 Werten pro Sekunde notwendig.

Ebenfalls wurde der Einfluss eines Bruches der Ventildfedern untersucht. Ein Bruch der Ventildfedern kann zu einem verspäteten Schließen des jeweiligen Ventils führen. Wird beispielsweise die Feder des Druckventils einer Pumpe beschädigt, wird im Arbeitsraum der Pumpe länger ein Druck entsprechend dem Niveau in der Druckleitung gemessen. Die gemessene relative Dauer des Druckhubes nimmt somit zu. Für eine beschädigte Saugventilfeder würde analog das Saugventil länger geöffnet bleiben und somit die relative Saughublänge zunehmen. Für die Untersuchung dieses Effektes auf die Spülpumpe wurde eine durchtrennte Ventildfeder sowohl an einem Saugventil als auch an einem Druckventil der Pumpe eingebaut. Für beide Schadenszustände konnte jedoch keine messbare Veränderung der relativen Hublängen festgestellt werden. Dies deutet darauf hin, dass die Ventildfedern nur einen sehr geringen, bzw. keinen messbaren Einfluss auf das Schließverhalten der Ventile haben. Eine Beschädigung dieser Bauteile kann demnach zwar nicht erkannt werden, ist aber für die Funktionalität der Ventile bei den untersuchten Betriebsbedingungen auch nicht relevant.

Bei der Untersuchung von Lagern in einem Pumpenprüfstand des Lehrstuhles wurden identische Körperschallsensoren wie im beschriebenen Versuchsaufbau zur Zustandsüberwachung am Pumpengehäuse im Antriebsbereich eingesetzt. Während dieser Versuche kam es wiederholt zu Lagerschäden. Mit der Hüllkurvenanalyse war es dabei möglich die Art der Lagerschäden zweifelsfrei nachzuweisen. Die praktischen Erfahrungen aus den Arbeiten des iPAT zeigen, dass eine Identifikation der Ursachen von Lagerschäden mittels der Hüllkurvenanalyse und Schwellwertüberwachung erfolgreich durchgeführt werden kann.

Um zusätzliche Betriebserfahrungen bezüglich der eingesetzten Messtechnik und Sensorik zu erlangen, wurden im Projektzeitraum ebenfalls Messungen an einer Pumpe vom Typ SPL-28 vorgenommen. Dabei handelt es sich um eine Triplex-Kolbenpumpe mit einem gemeinsamen Pumpenkörper und Kugelventilen. An dieser Pumpe wurden ebenfalls Messungen mit beschädigten Komponenten, in diesem Fall der Ventilsitz vorgenommen. Dabei konnte belegt werden, dass die gleichen, bereits oben beschriebenen Veränderungen im Körperschallsignal der Pumpe festzustellen waren. Da diese Pumpe über einen gemeinsamen Pumpenkörper verfügt, in den die drei Ventilsäulen eingelassen sind, ist zur Überwachung der Körperschallsignale der Pumpenköpfe nur ein Körperschallsensor notwendig. Für die Zuordnung der Schäden bei der automatisierten Auswertung von Körperschallsignalen ist jedoch wie von *Klapp* beschrieben [11], ein weiterer Arbeitsschritt notwendig, die Bestimmung der Korrelationskoeffizienten zwischen Druckverläufen und Körperschallsignalen. Somit konnte belegt werden, dass das ausgewählte Sensorikkonzept und die

Methoden zum Nachweis der Schädigungen der Pumpe auch auf weitere Pumpen übertragbar ist.

Zusammenfassung

In den Laborversuchen zur Identifikation von Schädigungen wurde die Pumpe mit der notwendigen Sensorik ausgestattet und zunächst im unbeschädigten Zustand vermessen. Anschließend wurden gezielt Schädigungen eingebracht und die Pumpe erneut vermessen.

Für die Erfassung des qualitativen Arbeitsraumdruckes können Dehnungssensoren verwendet werden. Diese werden an der Oberfläche des Pumpenkopfes installiert und detektieren dort nicht-invasiv die Dehnung des Materials infolge des anliegenden Innendrucks. Bei dem Vergleich mit den Signalen herkömmlicher Drucktransmitter wurden nur vernachlässigbar geringe Unterschiede im Signalverlauf festgestellt.

Durch den Einbau von beschädigten Ventilen entstehen zusätzliche Körperschallsignale. Diese Körperschallsignale sind Strömungsgeräusche und sind bedingt durch Leckströme durch das geschlossene Ventil. Eine Schädigung des Druckventils verursacht eine Zunahme des Körperschallsignals im Saughub der Pumpe. Eine Schädigung des Saugventils kann im Druck-/Förderhub der Pumpe erkannt werden. Durch die Korrelation von Druck und Körperschallsignal kann somit der Schaden zugewiesen werden.

Der Einbau einer beschädigten Ventulfeder hatte keine signifikanten Auswirkungen auf die aufgezeichneten Messdaten. Triebwerksschäden konnten im Rahmen der Laborversuche nicht simuliert werden. Eine Klassifizierung der Schwingungen der Pumpe ist jedoch gemäß DIN ISO 10816-6 möglich. Stand der Technik bei der Untersuchung der Ursachen von Lagerschäden ist die Hüllkurvenanalyse der Körperschallsignale. Erfahrungen aus den Arbeiten des iPAT zeigen, dass diese Art der Analyse auch für den vorliegenden Pumpentyp erfolgreich angewendet werden kann.

2.1.2. Laborversuche zur Untersuchung der Ventilaktivität mit Hochgeschwindigkeitskamera

Die Untersuchungen zur Bestimmung der Ventilhubkinematik wurden auf dem Pumpenprüfstand von Schäfer & Urbach in Ratingen durchgeführt. Dafür wurde eine Triplex-Spülpumpe vom Typ BT 75-120 verwendet, die technischen Daten dieser Pumpe sind in Kapitel 2.1.1 in Tabelle 1 zusammengefasst. Um die Ventile der Pumpe in situ zu beobachten war die Modifikation eines Pumpenkopfes notwendig. Im Bereich des Saugventils wurde ein druckfestes Schauglas in den Pumpenkopf eingeschraubt. Eine Untersuchung der Druckventile war aufgrund der Geometrie der Pumpenköpfe nicht möglich, die Ergebnisse der Ventiluntersuchung der Saugventile sind aber prinzipiell auch auf die Druckventile der Pumpe übertragbar.

Bei der Versuchsdurchführung wurden zwei gängige, genormte Ventile unterschiedlicher Hersteller bei gleichen Betriebsbedingungen verglichen. Bei beiden Ventilen handelt es sich um zwangsgeführte, federbelastete Kegelventile, welche aus einem Grundkörper aus Stahl bestehen und im Bereich der Dichtfläche einen Elastomereinsatz aufweisen. Die beiden Ventile unterscheiden sich in Form und Gewicht. In Tabelle 2 sind die für die Auswertung notwendigen Eigenschaften der beiden Ventiltypen zusammengefasst.

Tabelle 2: Eigenschaften der untersuchten Ventiltypen

		Ventil 1	Ventil 2
Anströmfläche ca. [mm²]	geschlossener Zustand	9700	8100
	geöffneter Zustand	18600	19900
Federrate ca. [N/mm²]		4,4	1,9
Federvorspannkraft ca. [N]		115	23
Maximal möglicher Ventilhub ca. [mm]		16,5	21,0
Kegelwinkel Ventilsitz α [°]		90	80
mittlerer Durchmesser Dichtfläche ca. [mm]		146	141
Gewicht Ventilkörper ca. [kg]		5,15	4,3
Gewicht Feder ca. [kg]		0,25	0,45

Die Hochgeschwindigkeitsfilme der Ventilbewegung wurden mit einer Samplerate von 15.000 Bildern/s aufgezeichnet. Parallel waren an der Pumpe Sensoren zur Erfassung des Drucks auf der Saugseite, im Arbeitsraum und auf der Förderseite sowie Körperschallsensoren und eine Gabellichtschranke zur Bestimmung der Drehzahl angebracht. Die Messdatenerfassung erfolgte TTL-getriggert mit einer Erfassungsrate von 50.000 Hz.

Für die Analyse der Ventilaktivität bzw. der Ventilhubkinematik wurde für jeden Ventiltyp eine Messreihe bei einem konstanten Förderdruck von 150 bar durchgeführt, wobei die Drehzahl zwischen 30 und 110 Umdrehungen pro Minute variiert wurde.

Um sowohl qualitative als auch quantitative Aussagen über das Ventilverhalten treffen zu können, müssen die Hochgeschwindigkeitsvideos in Graphen überführt werden, welche den Ventilhub in Abhängigkeit der Zeit darstellen. Dies geschieht durch eine Umwandlung der Filme in Einzelbilder und anschließender Auswertung dieser Einzelbilder mit der Software „NI Vision Assistant“. Dabei werden die Bilder zunächst durch verschiedene Filter und eine Bereichsauswahl so verändert, dass die Bewegung einer charakteristischen Markierung (z.B. eine farbige Nut in der Ventilplatte) oder geometrischen Kante als Lichtpunkt in einem binären Farbsystem erkannt wird. Bei bekannter Ventilgeometrie kann die so erhaltene Bewegung des Referenzpunktes im Koordinatensystem skaliert und umgerechnet werden. Dieses Vorgehen ist schematisch in Bild 9 dargestellt.

Die so erhaltenen zeitlichen Verläufe der Ventilbewegung können für die weitere Auswertung verwendet werden.

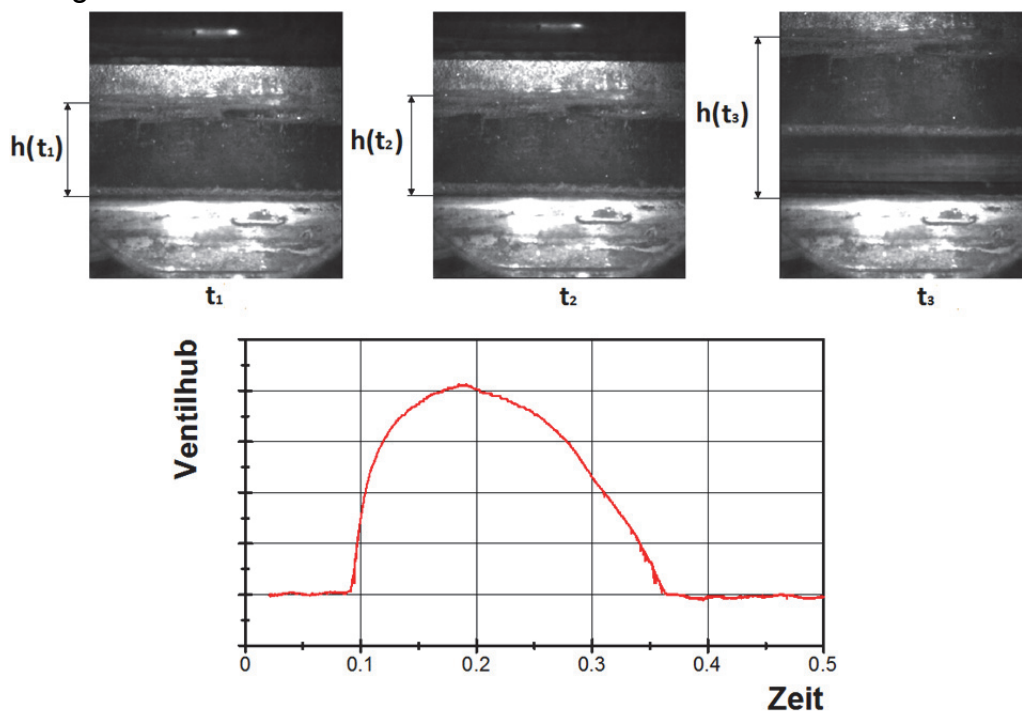


Bild 9: Auswertung der Hochgeschwindigkeitsfilme und resultierende Ventilhubkurve [1]

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Bestimmung des maximalen Ventilhubes für die beiden Ventiltypen in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl aufgezeigt.

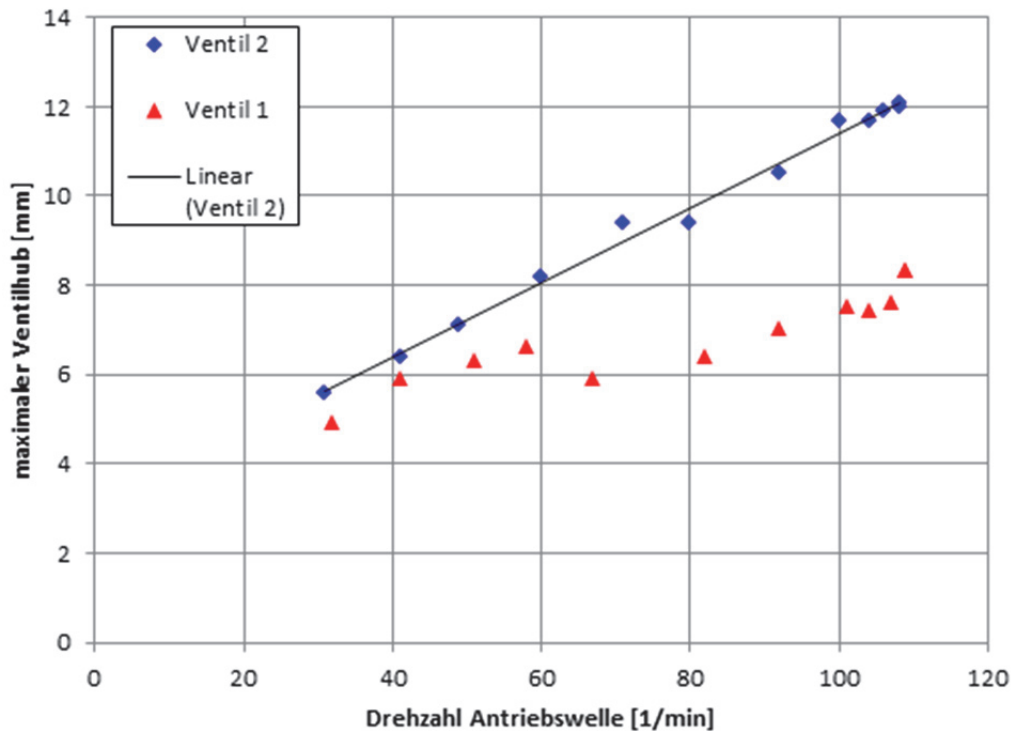


Bild 10: Maximaler Ventilhub in Abhängigkeit von der Drehzahl,
 $p_S = 5-9 \text{ bar}$, $p_F = 150 \text{ bar}$

Der maximale Ventilhub des Saugventils ist bei dem Ventil vom Typ 2 durchgängig höher als bei dem vom Typ 1. Die Ursachen für die geringeren Ventilhubhöhen von Typ 1 sind bedingt durch die höhere Federrate und Federvorspannkraft dieses Ventiltyps sowie durch das deutlich höhere Gewicht der Kombination aus Ventilschließkörper und Ventildfeder. Der maximale Ventilhub zeigt für Ventil 2 eine nahezu lineare Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl, und somit auch vom Förderstrom, für Ventil 1 kann keine lineare Approximation gefunden werden.

Durch die Korrelation der Filmaufnahmen und der Messdaten konnte festgestellt werden, dass bei beiden Ventiltypen eine Kompression des elastischen Einsatzes im Bereich der Ventildichtflächen vorliegt. Diese Kompression ist bedingt durch die Druckdifferenz über die Ventile und führt zu einer Relativbewegung im Material, welche einen Einflussfaktor für Beschädigungen des Ventils darstellt. Zudem verzögert sich durch die Expansion des Elastomermaterials der Zeitpunkt der Ventilöffnung. Der exakte Zeitpunkt der Ventildurchströmung kann aus dem saugseitigen Drucksignal bestimmt werden, hier kommt es aufgrund der Massenträgheit des saugseitigen Fördermediums bei der Öffnung des Ventils zu einem negativen Druckstoß.

Das Vorgehen bei der Bestimmung der Kompression des elastischen Einsatzes im Bereich der Ventildichtfläche und des Zeitpunktes der Ventildurchströmung ist nachfolgend schematisch in Bild 11 dargestellt.

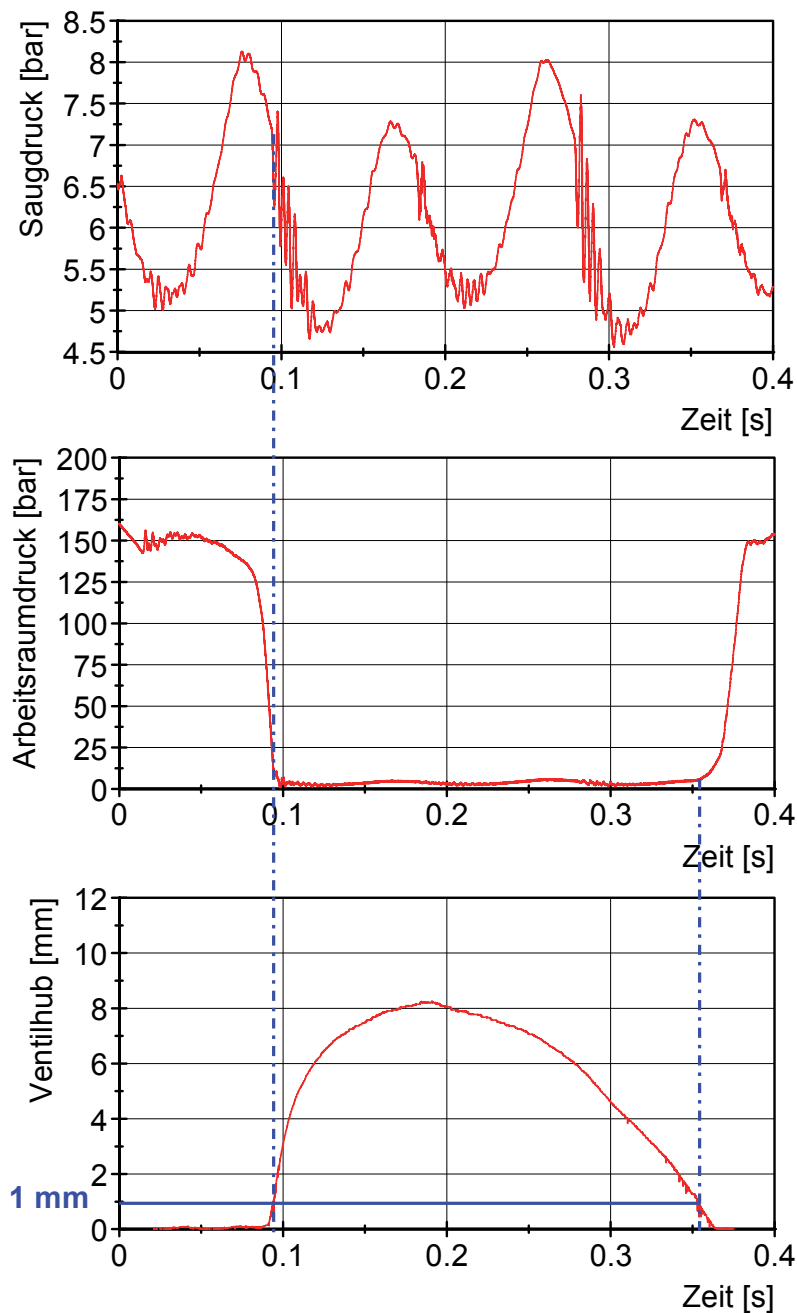


Bild 11: Bestimmung des Zeitpunktes der Ventildurchströmung für Ventil 1 bei $p_S = 6 \text{ bar}$, $p_F = 150 \text{ bar}$, $n = 109 \text{ 1/min}$

Für das Ventil vom Typ 1 zeigt sich eine geringere vertikale Kompression des Ventilmaterials von maximal 1 mm (entspricht 5,5 % der Höhe der Gummierung). Dem gegenüber steht Ventil 2, welches eine maximale Kompression von 1,5 mm aufweist (entsprechend 6,4 % der Höhe der Gummierung). Die Verformung des elastischen Einsatzes der Ventildichtflächen ist nachfolgend schematisch in Bild 12 dargestellt.

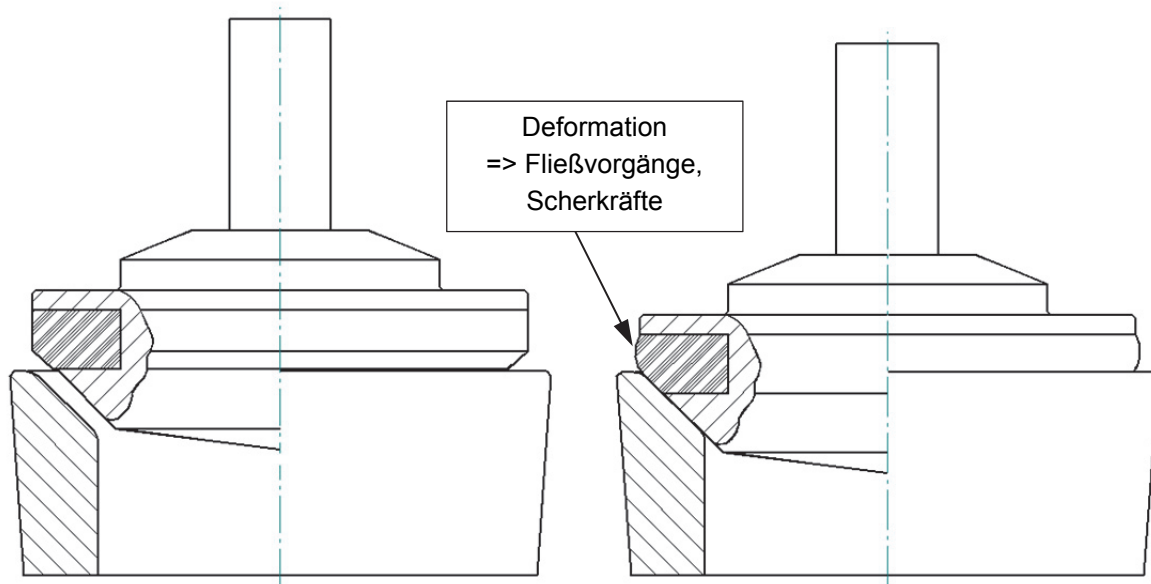


Bild 12: Verformung der Ventilabdichtung beim Schließen und resultierende Effekte

Die absoluten Werte für die Kompression der Ventilgummierungen sind abhängig von der Druckdifferenz über dem Ventil. Es ist davon auszugehen, dass die Kompression für höhere Förderdrücke (Einsatzbereich der Pumpe bis 530 bar, bei kleinerer Linergröße) weiter zunimmt. Starke elastische Verformungen der Gummierung des Ventilschließkörpers führen zu Fließvorgängen im Material und im Bereich der Kontaktfläche zu hohen Scherkräften. Diese Belastungen können in der Folge zur Abnutzung und somit Schädigung der Dichtflächen führen, gerade wenn es durch das Fördermedium zu einer Versprödung bzw. Verhärtung des Materials kommt. Die Belastung für den Werkstoff ist somit bei Ventil 1 als geringfügig geringer anzunehmen.

Durch Differentiation der Ventilhubkurven kann die Geschwindigkeit der Ventilbewegung bestimmt werden. Die Ventilgeschwindigkeit beim Schließvorgang, also dem Aufsetzen des Ventilkörpers auf den Ventilsitz, lässt Rückschlüsse auf mögliche Belastungen des Ventils im Betrieb und somit auf Schädigungen des Ventils zu. Hohe Geschwindigkeiten beim Aufsetzen der Schließkörpers auf dem Ventilsitz führen zu hohen Stoßenergien. Diese können die Dichtflächen dauerhaft beschädigen und somit einen Verlust der Dichtungswirkung verursachen. Die Ergebnisse der Bestimmung der maximalen Ventilgeschwindigkeit beim Ventilschluss sind nachfolgend in Bild 13 dargestellt.

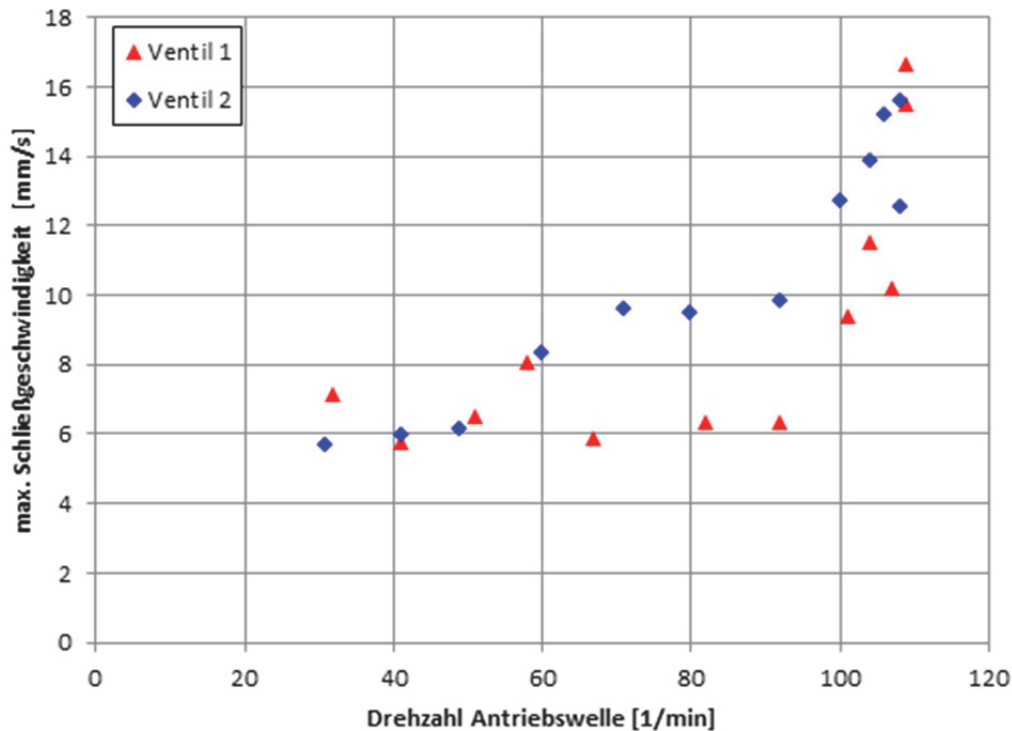


Bild 13: Maximale Ventilgeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Ventilschließens in Abhängigkeit von der Drehzahl; $p_s = 5-9$ bar $p_F = 150$ bar

Die Geschwindigkeiten beim Ventilschluss unterscheiden sich für beide Ventiltypen insbesondere im Bereich hoher Drehzahlen nur geringfügig. Die höchsten Geschwindigkeiten beim Ventilschluss treten bei hohen Pumpendrehzahlen auf und betragen bei den Ventilen vom Typ 1 etwa 16,6 mm/s und 15,8 mm/s für die Ventile vom Typ 2. Die resultierenden Kräfte sind somit für beide Ventiltypen vergleichbar.

Aus der Kenntnis der Pumpengeometrie können über die Theorie zum Förderverhalten weitere Daten wie der Verdrängerhub, die Verdrängergeschwindigkeit und der Förderstrom berechnet werden. Aus diesen Daten wird die Strömungsgeschwindigkeit im geöffneten Ventilsplatt ermittelt. Hohe Strömungsgeschwindigkeiten verursachen einen hohen Druckverlust und können im Extremfall lokale Kavitation im Ventilsplatt auslösen. Bei den durchgeführten Messungen konnte jedoch keine Kavitation beobachtet werden. Zudem steigen gerade bei partikelbeladenen Strömungen das abrasive Verschleißpotential und die Geräuschentwicklung mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit an. Bild 14 zeigt beispielhaft die Ergebnisse für die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilsplatt während des Ventilhubes und das am Pumpenkopf gemessene Körperschallsignal.

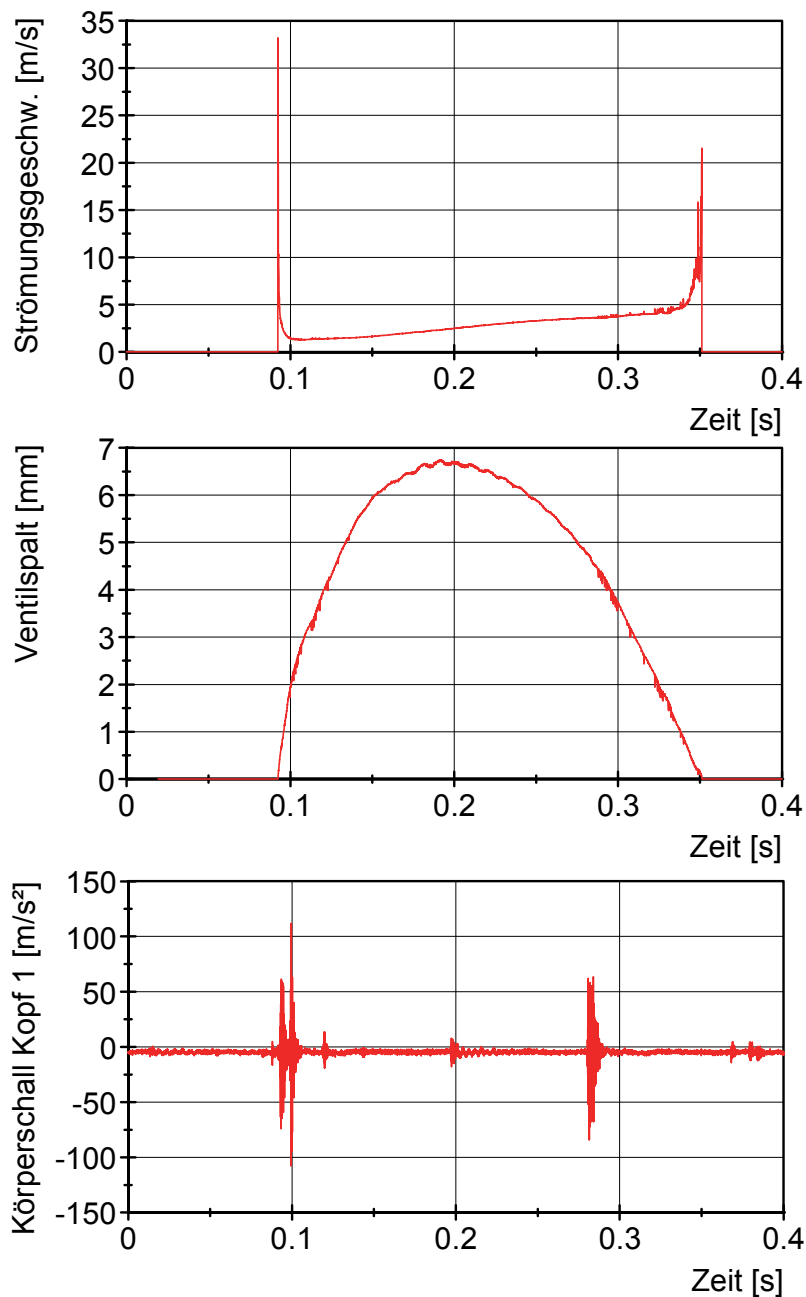


Bild 14: Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt, Dicke des Ventilspalts und Körperschallsignal am Pumpenkopf; Ventil Typ 2 $p_s = 6$ bar, $p_F = 150$ bar, $n = 109$ 1/min

Zum Zeitpunkt des Öffnens und Schließens des Ventils sind die Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilspalt maximal, da in diesem Fall die Spaltmaße und somit die durchströmte Fläche minimal sind.

Zum Zeitpunkt der einsetzenden Strömung im Ventilspalt ist eine hohe Schwingbeschleunigung im Körperschallsignal sichtbar. Die Ursache hierfür ist somit nicht auf das Aufsetzen der Ventile beim Schließen zurückzuführen sondern resultiert aus der hohen Strömungsgeschwindigkeit im Spalt, welche ein Strömungsrauschen verursacht. Die Ergebnisse der Bestimmung der maximalen Strömungs-

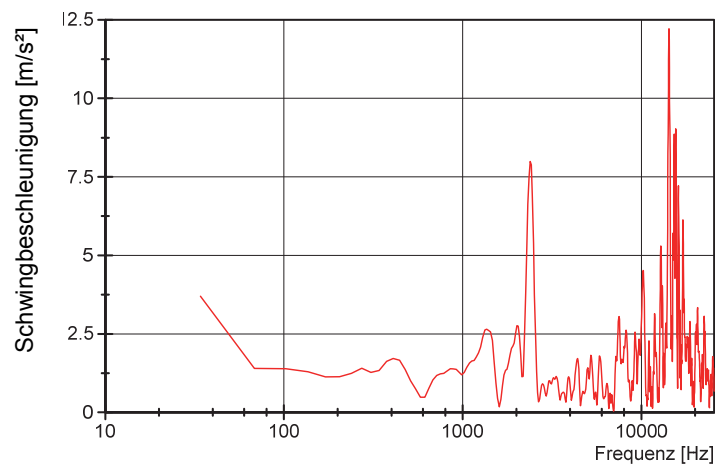
Geschwindigkeiten im Ventilspalt ist für beide Ventiltypen nachfolgend in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Ergebnisse Bestimmung der max. und mittleren Strömungsgeschw. im Ventilspalt

	Ventil 1	Ventil 2
Maximale Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt [m/s]	268,2	33,2
Mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt [m/s]	3,45	2,98
Max. Schwingbeschleunigung bei Ventilöffnung [m/s²]	497,6	118

Ein quantitativer Vergleich der berechneten maximalen Strömungsgeschwindigkeiten ist mit hinreichender Sicherheit nicht möglich, da diese aus theoretischen Werten und den zuvor mit optischen Methoden bestimmten Ventilhubkurven berechnet wurden. Wie bereits beschrieben tritt die maximale Strömungsgeschwindigkeit bei minimaler Höhe des Ventilspalts auf, etwaige Messfehler in der Bestimmung des Ventilhubes haben also hier einen hohen Einfluss. Ein qualitativer Vergleich ist aber durch die Korrelation mit den gemessenen Körperschallsignalen möglich. Diese deuten darauf hin, dass die maximale Strömungsgeschwindigkeit in Ventil 1 deutlich größer ist als bei Ventil 2. Daraus bedingt kann abgeleitet werden, dass Ventil 1 anfälliger ist für das Auftreten von Kavitation. Kavitation kann an funktionalen Oberflächen beim Zusammenfallen der entstehenden Dampfblasen zu einer Schädigung in Form von Erosion dieser Oberflächen führen. Das Potential des Auftretens von abrasiven Verschleißes der Ventildichtfläche ist bei Ventil 1 im Vergleich zu Ventil 2 ebenfalls erhöht.

Eine Frequenzanalyse der Körperschallsignale zum Zeitpunkt der Ventilöffnung zeigt, dass die auftretenden Schwingungen vor allem im Frequenzbereich oberhalb von 6 kHz auftreten, siehe Bild 15.



**Bild 15: Frequenzspektrum der Körperschallsignale zum Zeitpunkt des Ventilöffnens
Ventil Typ 1; $p_s = 6 \text{ bar}$, $p_F = 150 \text{ bar}$, $n = 109 \text{ 1/min}$**

Dies ist der gleiche Frequenzbereich, der für die Erkennung von Ventilleckagen für die Störungsfrüherkennung verwendet wird. Der Bereich der Ventilöffnung und des

Schließens muss also für die Störungsfrüherkennung ausgenommen werden, da es sonst zu einer Beeinträchtigung der Nutzsignale für die Schadenserkennung kommt.

Die Ergebnisse des Vergleichs der untersuchten Ventiltypen sind nachfolgend in Tabelle 4 noch einmal zusammengefasst.

Tabelle 4: Ergebnisse des Vergleichs der untersuchten Ventile

	Ventil 1	Ventil 2
Ventilgewicht (Schließkörper & Feder)	höher	geringer
Schließgeschwindigkeit	vergleichbar im Bereich hoher Drehzahlen (max. Belastung)	
Verformung des elastischen Einsatzes	geringer	höher
Belastung durch Deformation des Ventilschließkörpers	geringer	geringfügig höher
Ventilhub	geringer	höher
Mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt	größer	geringer
Max. Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt	größer	geringer
Potential für abrasiven Verschleiß der Ventildichtfläche	größer	geringer
Kavitationsanfälligkeit	größer	geringer

Zusammenfassung

Durch den Einsatz eines druckfesten Schauglases im Bereich der Saugventile konnte die Ventilaktivität des Saugventils einer Spülpumpe in-situ mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichnet werden. Diese Hochgeschwindigkeits-Aufnahmen konnten dann ausgewertet und zusammen mit den Messdaten weiterer hochauflösender Sensoren dazu verwendet werden, die Ventilhubkinematik der Pumpe im Detail zu analysieren. In den Versuchen wurden zwei gängige Ventile für den ausgewählten Pumpentyp bei gleichen Betriebsbedingungen untersucht und in der anschließenden Analyse miteinander verglichen. Bei dieser Analyse konnten Einflussfaktoren für den Verschleißmechanismus an den Ventilen identifiziert werden. Dies ist zum einen die Strömungsgeschwindigkeit im Ventilspalt als Einflussfaktor für abrasiven Verschleiß bei Partikelbeladener Strömung. Zum anderen spielt die elastische Verformung des Einsatzes im Bereich der Ventildichtfläche eine wichtige Rolle, da es bei der Verformung zu Fließvorgängen im Material kommt, welche gerade bei stärkerer Belastung zu einem schnelleren Abnutzen des Werkstoffes führen. Aus diesen Erkenntnissen konnten Ansätze für die Optimierung der Ventile bezüglich ihrer Verschleißfestigkeit abgeleitet werden. Zudem konnte festgestellt werden, dass für beide Ventiltypen die Ventilfeeder nur einen geringen Einfluss auf die Ventilhubkinematik bei den untersuchten Bedingungen hat. Dies bestätigt die Beobachtung aus den Laborversuchen, dass eine Beschädigung der Ventilfeeder keinen signifikant messbaren Einfluss auf die aufgezeichneten Messdaten der Pumpe zeigte.

Zudem war es möglich, eine Ursache für das Auftreten von Körperschallsignalen zum Zeitpunkt der einsetzenden Ventildurchströmung zu identifizieren. Die Körperschallsignale sind Folge von Strömungsgeräuschen, welche durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilsplatt zu Beginn der Durchströmung verursacht werden. Diese Geräusche zeigen in Ihrem Spektrum eine vergleichbare Charakteristik wie die Strömungsgeräusche, welche zur Identifikation von Ventilleckagen und somit von irregulären Betriebszuständen verwendet werden. Der Bereich der Ventilaktivität (Öffnen und Schließen der Ventile) muss somit bei der Störungsfrüherkennung entfernt werden, damit es nicht zu einer negativen Beeinflussung der Schadenserkennung kommt.

2.1.3. Entwicklung des Langzeitdatenerfassungssystems und Feldversuche

Die in den Laborversuchen eingebrachten Schädigungen in die Pumpe simulieren einen bereits vollständig ausgeprägten Schadenfall. Im realen Betrieb der Pumpen treten Schäden meist nicht spontan auf, sondern entwickeln sich während eines fortwährenden Verschleißprozesses, dessen genauer Ablauf bisher nicht aufgeklärt werden konnte. Einflussfaktoren für den Verschleiß der Pumpenventile konnten jedoch durch die in Kapitel 2.1.2. beschriebenen Untersuchungen identifiziert werden. In den Feldtests sollten zur besseren Vorhersage der Schadensentwicklung deshalb unter Einsatz der zuvor im Labor eingesetzten Sensorik Lebenszyklus-Analysen der Verschleißteile unter realen Betriebsbedingungen vorgenommen werden. Zudem sollte durch Analyse der Drucksignale die Dynamik der Interaktion der Spülpumpen mit dem hydraulischen System des Spülkreislaufs analysiert werden.

Entwicklung Langzeitdatenerfassungssystem

Um im laufenden Betrieb der Bohranlagen Daten an den Spülpumpen über einen langen Zeitraum autark sammeln und erfassen zu können war die Entwicklung eines Datenlogging-Systems notwendig. Diese Arbeiten wurden durch den iPAT durchgeführt. Der Aufbau dieses Systems ist nachfolgend in Bild 16 dargestellt.

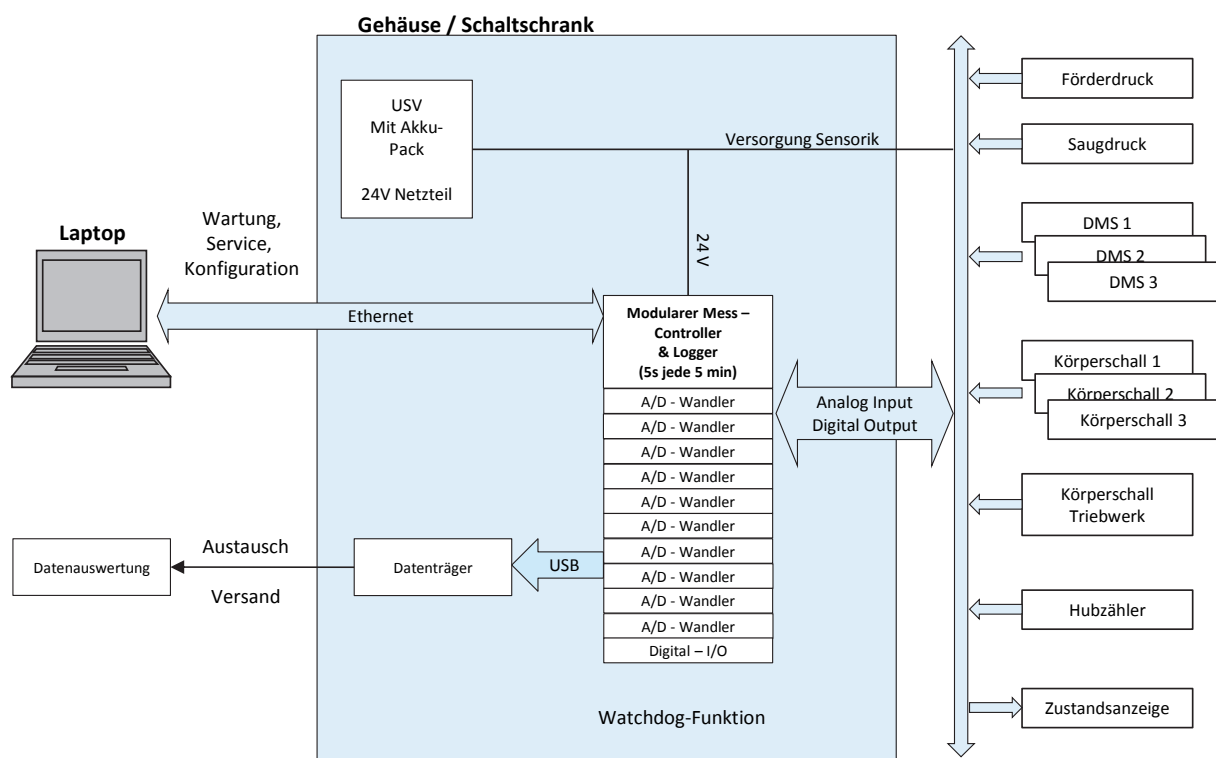


Bild 16: Hardwarekonzept Datenloggingssystem Feldversuche

Für die Datenerfassung und Speicherung kam ein modulares Messdatenerfassungssystem der Firma National Instruments zum Einsatz, welches mittels der Software LabVIEW programmiert wurde. Die Hardware wurde in einen Schaltschrank eingebaut, welcher im Container des Pumpenaggregats aufgestellt

wurde. Zum Schutz gegen Stromausfälle und um Störeinflüsse aus dem Bohrstellenstromnetz vorzubeugen wurde eine unterbrechungsfreie Stromversorgung mit Akku und Netzfilter in den Schaltschrank integriert. Bei den Feldversuchen wurde weitestgehend die gleiche Sensorik wie in den Laborversuchen verwendet. Da gezeigt werden konnte, dass die Dehnungssensoren zur qualitativen Erfassung des Arbeitsraumdruckes geeignet sind, wurde lediglich auf den Einsatz zusätzlicher Drucksensoren zur Überwachung dieses Parameters verzichtet. Die Messdatenerfassung erfolgte alle 5 Minuten mit je 5 Sekunden Dauer und einer Datenerfassungsrate von 50.000 Hz. Zur Sicherung der Messdaten kamen USB-Speichermedien zum Einsatz, welche in spezifischen Intervallen ausgetauscht und an den iPAT zur Auswertung verschickt wurden.

Feldmessungen in Kirchweidach

Die Messungen auf der Bohranlage der Geothermiebohrung in Kirchweidach fanden im Zeitraum zwischen Oktober 2011 bis zum Abschluss der Bohrung im Dezember 2011 statt. Dabei war das Datenloggingsystem an einer der insgesamt drei Spülpumpen vom Typ BT 80-120 der Bohranlage installiert. Die Inbetriebnahme des Datenerfassungssystems erfolgte dabei im laufenden Betrieb der Bohranlage. Somit war keine Möglichkeit gegeben den Zustand der Spülpumpe vor dem Start der Messungen festzustellen. Während der Messungen wurde insgesamt ein Wechsel der Ventile an der überwachten Pumpe vorgenommen. Der Zustand der Ventile wurde jedoch nicht dokumentiert.

Die Messdaten aus dem Feldbetrieb zeigen bezüglich der Signalcharakteristik eine gute Übereinstimmung mit den Daten aus den Laboruntersuchungen. Die Messungen zeigen zudem, dass der Effektivwert der Schwingbeschleunigung für den unbeschädigten Zustand der Ventile vom Förderdruck und der Pumpendrehzahl, also dem Förderstrom abhängig ist.

Über den Verlauf der Messungen konnte bei vergleichbaren Betriebsbedingungen eine Veränderung des Körperschallsignals an den einzelnen Pumpenköpfen, möglicherweise infolge von Verschleiß an den Pumpenventilen festgestellt werden. Diese sind beispielhaft für die Messungen vom 07.11. und 09.11. bei gleichen Betriebsbedingungen in Bild 17 dargestellt. Am 07.11. konnte ein erhöhtes Körperschallsignal im Druckhub der Pumpe festgestellt werden. Dieses war bedingt durch eine Verbreiterung des Bereiches der Ventilaktivität, bei der Öffnung des Druckventils. Diese Körperschallsignale sind bedingt durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilspalt, siehe Kapitel 2.1.2. Mit zunehmender Betriebsdauer bei gleichen Betriebsbedingungen reduzierte sich diese Verbreiterung des Bereiches der Ventilaktivität im Körperschallsignal deutlich.

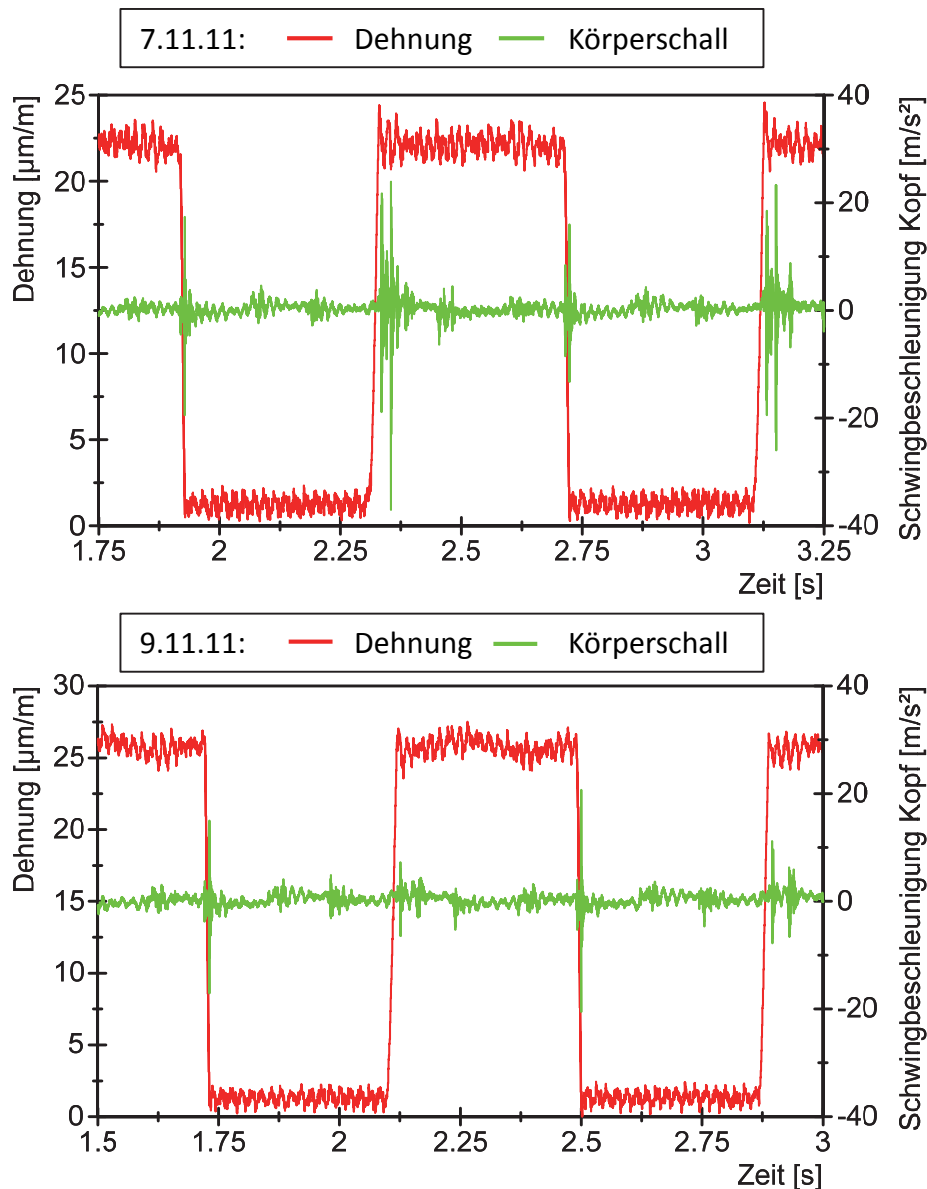


Bild 17: Messdaten der Spülpumpe: Dehnung und Körperschall an Pumpenkopf 1
 $p_F = 120 \text{ bar}$, $n = 80 \text{ 1/min}$

Am 9.11. war keine Veränderung im Körperschallsignal und im Effektivwert der Schwingbeschleunigung mehr feststellbar. Dies deutet darauf hin, dass sich die gummierte Oberfläche der Ventile mit fortdauernder Durchströmung verändert. Durch kleine Ausbrüche oder Ausrisse im Material können sich beispielsweise gerade bei geringer Öffnung des Ventils Strömungskanäle bilden welche bei der Durchströmung Geräusche verursachen. Durch fort dauernden gleichmäßigen Verschleiß können diese Unebenheiten der Dichtfläche abgetragen werden. Durch den elastischen Einsatz im Bereich der Ventildichtfläche ist somit ein geringer Selbstheilungseffekt der Ventile möglich.

Für die Analyse der Interaktion der Spülpumpen mit dem angeschlossenen hydraulischen Leitungssystem des Spülkreislafes wurden die Drucksignale im Saugmanifold der Pumpe und in der angeschlossenen Förderleitung analysiert. Die

Ergebnisse dieser Untersuchung sind beispielhaft in Bild 18 für den Betrieb am 5.11.11 und Bild 19 am 12.11.11 dargestellt.

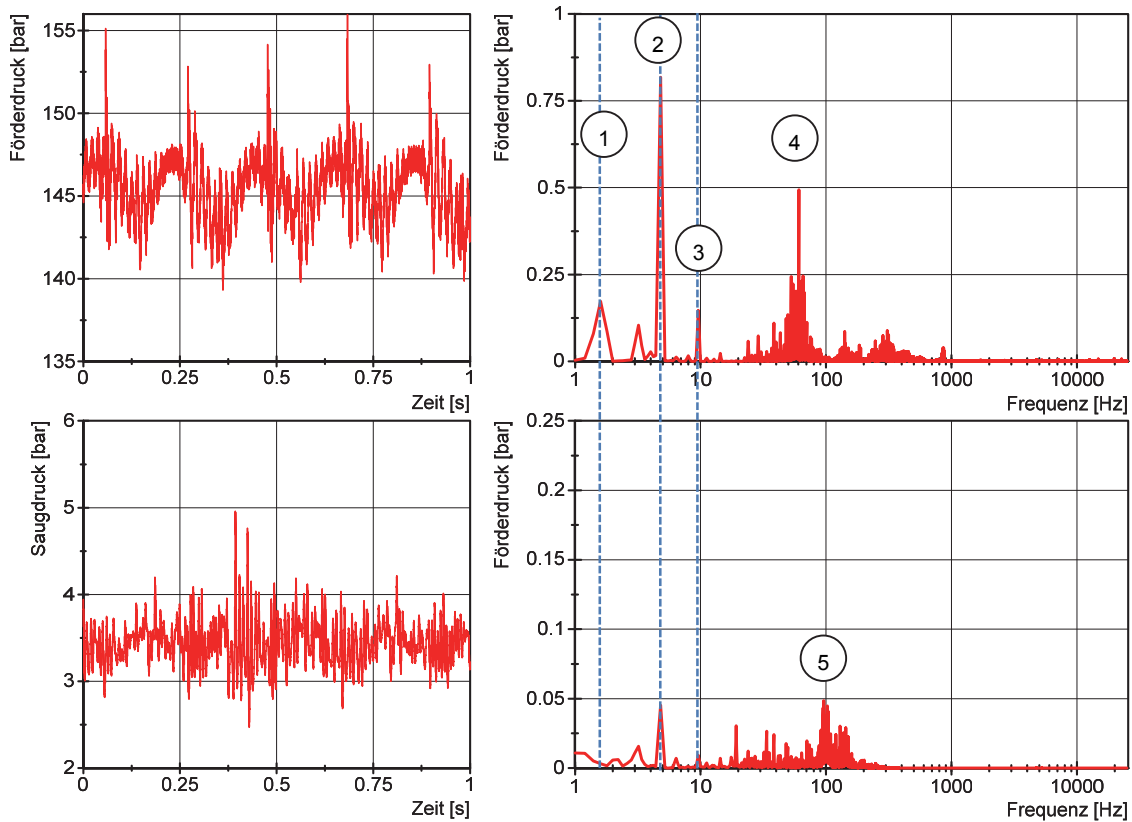


Bild 18: Saug und Förderdruck Spülpumpe 05.11. n = 95 1/min, $p_F = 145$ bar

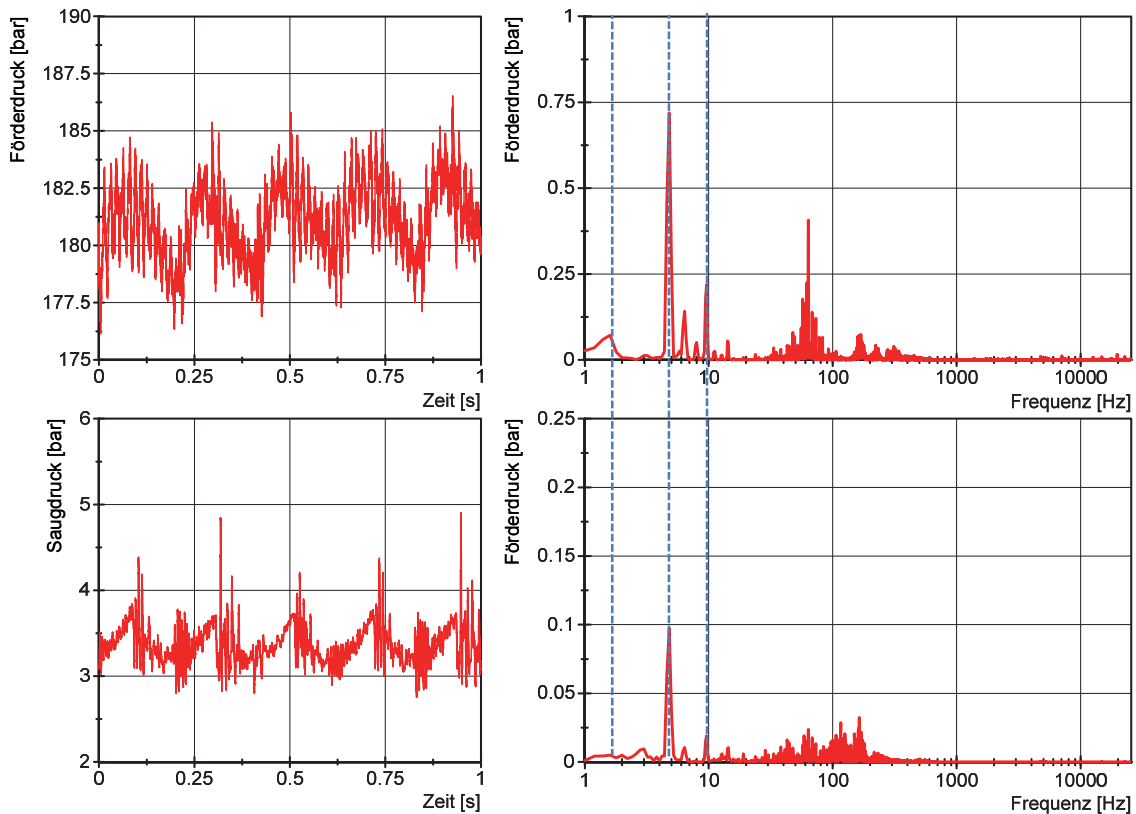


Bild 19: Saug und Förderdruck Spülpumpe 12.11. n = 100 1/min, $p_F = 180$ bar

Eine Analyse der Frequenzspektren der Druckverläufe auf der Förder- und Saugseite zeigt nur geringfügige Änderungen, bei vergleichbaren Anregungszuständen. Im niederfrequenten Bereich (1 Hz – 20 Hz) können die Anregungsfrequenzen (1: Simplex-Anregung, 2: Triplex Anregung und 3: erste Vielfache der Triplex-Frequenz) der Pumpe identifiziert werden. Diese werden durch den Einsatz eines Pulsationsdämpfers auf der Förderseite aber stark gedämpft, auf Amplituden deutlich unter 1 bar. Im Frequenzbereich zwischen 20 Hz und 1000 Hz können Schwingungsfrequenzen identifiziert werden, welche auf die geometrischen Abmessungen des Pumpenmanifolds auf der Förderseite (4) zurückzuführen sind und somit die Systemantwort der direkt angeschlossenen Verrohrung darstellen. Die weitere direkte Verrohrung der Spülpumpen ist in Form von Hochdruckschläuchen ausgeführt, welche ebenfalls eine dämpfende Wirkung auf das System haben. Auf der Saugseite der Pumpe wird als Teil jedes Pumpenaggregates eine Kreiselpumpe eingesetzt um Kavitation der Spülpumpen zu vermeiden. Zusätzlich sind im Saugmanifold (5) der Pumpe ebenfalls Pulsationsdämpfer zur Dämpfung hochfrequenter Schwingungen verbaut. Dies hat zur Folge, dass der Förderstromverlauf der Pumpe Saug- als auch Förderseitig stark geglättet wird. Druckpulsationen werden somit ebenfalls gedämpft, insbesondere die Grundanregung der Pumpen (1, 2 und 3). Durch diese Maßnahmen werden die einzelnen Pumpen hydraulisch stark vom restlichen System entkoppelt, weshalb nur sehr geringe Unterschiede für verschiedene Betriebszustände der Pumpe in den Drucksignalen der angeschlossenen Leitungen auftreten. Die gemessenen Drucksignale waren somit weitestgehend unabhängig vom Bohrfortschritt.

Feldmessungen in Brühl

Nachdem das Datenloggingsystem beim Einsatz auf der Geothermiebohrung in Kirchweidach erfolgreich erprobt werden konnte, sollte auf der Geothermiebohrung in Brühl (Baden-Württemberg) der erste reguläre Feldtest zur Erfassung von Messdaten im Feldbetrieb (AP 5) durchgeführt werden. Dazu wurde das Datenloggingsystem im Mai 2012 an einer der drei Spülpumpen (Typ: BT 80-120) der Bohranlage installiert. Der Bohrbetrieb der Anlage wurde im Juli 2012 begonnen und im Februar 2013 beendet. Bohrungsbedingt kam es dabei zu langen Stillstandzeiten der eingesetzten Pumpen. Zudem kam es im Messbetrieb zu Ausfällen der Messdatenerfassung und zu Störungen und Beschädigungen der eingesetzten Sensorik. Aufgrund dieser Probleme konnten nur sehr wenige Messdaten aus dem Bohrbetrieb erfasst und ausgewertet werden. So trat während der Versuchsdurchführung keine dokumentierte Schädigung der Ventile auf. Allerdings wurden wichtige Informationen bezüglich der Umwelteinflüsse und der Haltbarkeit der eingesetzten Sensorik gewonnen, welche bei der Entwicklung des Spülpumpenüberwachungssystems berücksichtigt wurden. Diese werden nachfolgend erläutert.

Durch die Vibrationen im Container des Pumpenantriebs kam es zu Unterbrechungen der USB-Verbindung zwischen dem Messcontroller und den Datenträgern, welche durch eine Fixierung der Anschlusskabel mithilfe eines Schraubadapters behoben werden konnten. Beschädigungen der Kabel konnten durch den Einsatz von Panzerungen und Kabelführungen weitestgehend vermieden werden. Einzelne Kabelbeschädigungen traten dennoch an den Dehnungssensoren auf, welche durch den Einsatz von Schutzhüllen im Gesamtsystem vermieden werden sollen. Durch den Kontakt mit Spritzwasser kam es zu Störungen an den Körperschallsensoren im Bereich der Pumpenköpfe. Die Sensoren sind zwar spritzwassergeschützt ausgeführt, weshalb es bei Wasserkontakt nicht zu Beschädigungen kommt. Durch Wasserkontakt kam es jedoch zu einer statischen Aufladung der Sensoren, das Nutzsignal wird dabei durch ein breitbandiges Rauschsignal im gesamten Frequenzbereich überlagert. Um diese Störungen zu vermeiden ist deshalb eine wasserdichte Kapselung der Sensoren für den Einsatz im Bohrbetrieb zwingend erforderlich. Die Sensoren insbesondere die Dehnungs- und Beschleunigungssensoren an den Pumpenköpfen sind im Bohrbetrieb starken Temperaturschwankungen ausgesetzt. Deshalb muss die Temperatur an der installierten Sensorik zusätzlich erfasst werden, um Temperatureinflüsse bei der Messdatenerfassung zu kompensieren.

Wie bereits bei den Messungen in Kirchweidach wurden bei den Feldmessungen in Brühl auch die Drucksignale des Förderdrucks hinsichtlich einer Interaktion der Pumpe mit dem hydraulischen System der Bohranlage analysiert. Dabei konnte, bis auf bei Veränderungen des Betriebspunktes der Pumpen, kein signifikanter Einfluss des Bohrfortschrittes auf die Drucksignale in der Förderleitung der Spülpumpen gefunden werden.

Zusammenfassung

Zur Durchführung von Feldversuchen wurde ein Langzeitdatenerfassungssystem entwickelt. Dieses Langzeitdatenerfassungssystem war in der Lage über lange Zeiträume in regelmäßigen Abständen Messungen an einer Spülpumpe durchzuführen und die Daten auf einen externen Datenträger abzuspeichern. Diese Daten wurden ausgelesen und anhand der in den Laborversuchen entwickelten Methoden ausgewertet. Die Betriebsdaten aus dem laufenden Betrieb der Versuchspumpen zeigen eine gute Übereinstimmung zu den Messdaten aus dem Laborbetrieb, die eingesetzte Sensorik ist somit für die Überwachung der Pumpen geeignet. Für den Einsatz auf Bohrstellen müssen jedoch Maßnahmen zum Schutz der Sensorik vor Beschädigungen und zur Verringerung bzw. Vermeidung von Störeinflüssen ergriffen werden. Die Messdaten der Pumpe deuten darauf hin, dass der Effektivwert der Schwingbeschleunigung im unbeschädigten Zustand der Pumpe abhängig vom Förderdruck und Drehzahl der Pumpe ist.

Eine Analyse der Druckverläufe und Spektren zeigte, dass durch den Einsatz von Pulsationsdämpfern und Booster-Pumpe Veränderungen im hydraulischen System der Bohranlage nicht auf die Spülpumpe übertragen werden. Die veränderte Leitungslänge des Bohrspülungssystems mit zunehmendem Bohrfortschritt hatte keinen messbaren Einfluss auf die bestimmten Druckverläufe im Bereich der Förderleitung der Spülpumpen.

Zur Evaluierung der entwickelten Methodik zur Störungsfrüherkennung müssen im realen Feldbetrieb weitere Messungen vorgenommen werden. Um den Verschleißmechanismus der Ventile aufzuklären und somit auch Lebensdauerprognosen bei einsetzten Schädigungen vornehmen zu können sind Lebenszyklusanalysen der Ventile notwendig. Dies war aufgrund der Probleme im Bohrbetrieb bei den Feldversuchen auf der Geothermiebohrung in Brühl jedoch nicht möglich. Die weitere Aufzeichnung von Felddaten ist jedoch durch Herrenknecht im Rahmen der Erprobung des Störungsfrüherkennungssystems geplant.

2.1.4. Prüfstandversuche zur Wirkung und Eignung von Resonatoren

Grundlagen der Bewertung des Dämpfungsverhaltens von Resonatoren

Für die Bewertung der Dämpfungswirkung von Pulsationsdämpfern werden in der Literatur verschiedene Kennwerte angegeben. Gerade im Bereich der Aeroakustik verbreitet sind das Durchgangs- und das Einfügungsdämmmaß. Die beiden Kennwerte können gemäß der nachfolgenden Formeln 2.1. und 2.2. berechnet werden. [4]

$$D_E = \lg \frac{p_2^*}{p_2} \quad 2.1$$

$$D_D = \lg \frac{p_1}{p_2} \quad 2.2$$

Das Einfügungsdämmmaß D_E gibt das Verhältnis der Druckamplituden an einer unveränderten Messstelle ohne und mit Dämpfer an. Das Durchgangsdämmmaß ist das Verhältnis der Druckamplituden vor und nach einem eingebrachten Dämpfer, vergleiche Bild 20.

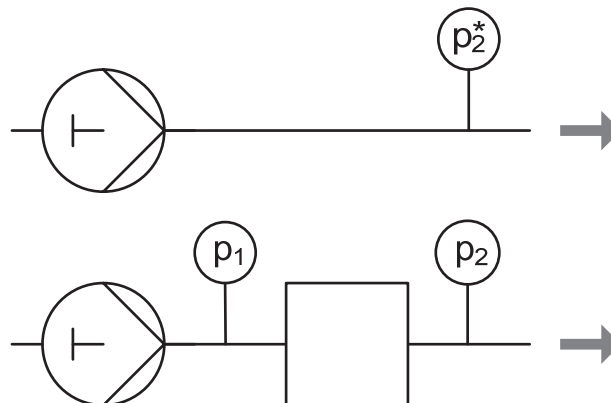


Bild 20: Skizze zur Bestimmung der Dämpfungskennwerte

Für den Einsatz im Bereich flüssiger Medien hat sich neben den eher theoretisch relevanten Dämmmaßen die sogenannte Restpulsation als Kennwert für die Beurteilung von Dämpfern etabliert.[4] In Anlehnung an die Dämmmaße kann die Restpulsation ebenfalls als Einfüge-, und Durchgangsrestpulsation angegeben werden, vgl. Formel 2.3. und 2.4.

$$R_E = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_2^*} \quad 2.3$$

$$R_E = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \quad 2.4$$

Dabei kann entweder die Druckamplitude oder die Schwingungsbreite (z.B. Peak-to-Peak Pulsation zur Berechnung verwendet werden).

Die Anregungsfrequenz (bzw. Triplexfrequenz) der Pumpen ergibt sich aus der Drehfrequenz der Pumpenwelle und der Anzahl der Pumpenköpfe zu: [8]

$$f_{AN} = i \cdot f_{PW} = i \cdot \frac{n}{60s} \quad 2.5$$

Versuchsaufbau

Die Untersuchungen zur Wirkungsweise und Eignung von Resonatoren im Labormaßstab wurden am iPAT durchgeführt. Für diesen Zweck wurde ein Prüfstand mit einer Triplex-Kolbenpumpe aufgebaut. Das Fließbild des Prüfstandes ist nachfolgend in Bild 21 dargestellt.

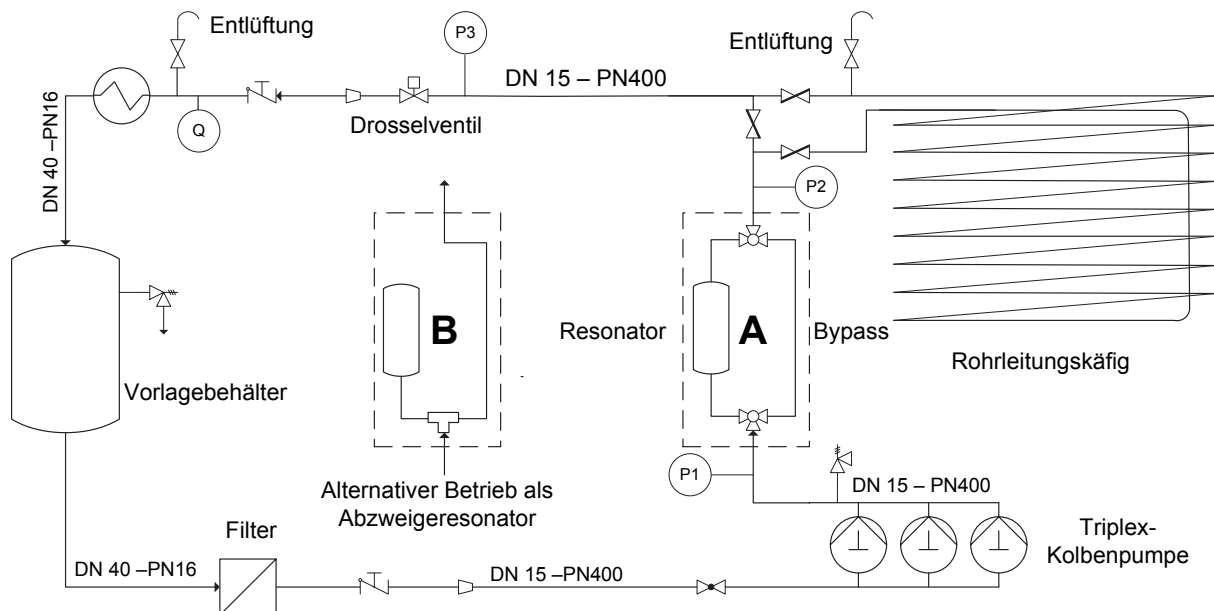


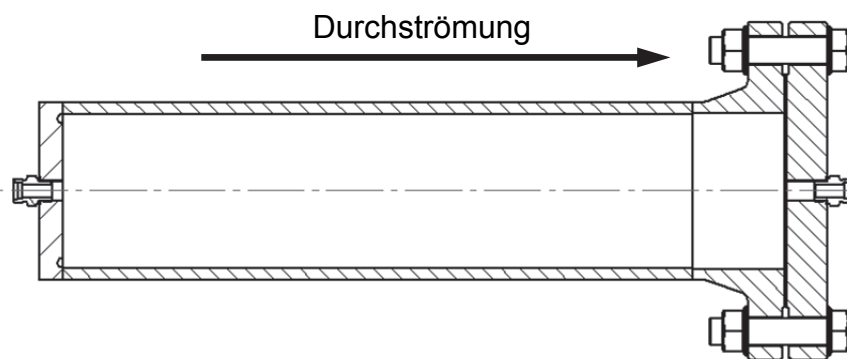
Bild 21: Fließbild und Schematischer Aufbau der Versuchsanlage zur Resonatorerprobung

Um eine ausreichende Pulsation des Systems im Auslegungsbereich zu ermöglichen umfasst das System eine Rohrleitungslänge von insgesamt 106,6 m. Die Resonatoren können entweder als durchströmte Dämpfer (Variante A) oder als Abzweigdämpfer (Variante B) ins Leitungssystem eingebracht werden. Als Schwingungserreger im System wird eine Triplex-Kolbenpumpe der Firma LEWA, verwendet. Der Wirkungsgrad der Pumpe, und somit die Art der Schwingungsanregung, konnte durch den Einbau von Zusatzvolumina in den Arbeitsraum der Pumpe, sog. Schadraumadapter angepasst werden. Die Technischen Daten der verwendeten Versuchspumpe sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Tabelle 5: Technische Daten der Versuchspumpe - Resonatorprüfstand

Hersteller - TYP	LEWA EH3 K100
Kolbenanzahl	3
Triebwerk	Geradschubkurbeltrieb
Kolbendurchmesser	20 mm
Max. Förderdruck	290 bar
Fördermenge	7 l/min (@ 250 min ⁻¹)
Drehzahlbereich	0-250 min ⁻¹
Resultierende Triplexanregungsfrequenz	0 – 12,5 Hz
Kolbenhub	0-30 mm
Schubstangenverhältnis	0,088

Für die Prüfstanduntersuchungen wurden zwei Modellresonatoren verwendet. Der schematische Aufbau dieser Resonatoren ist nachfolgend in Bild 22 und Bild 23 dargestellt.


Bild 22: Schnittdarstellung Modellresonator 1

Resonator 1 besteht aus einem großen zylindrischen Rohrstück, welches im Einlaufbereich durch eine Platte mit Entlastungsnut fest verschlossen ist. Im Auslaufbereich befindet sich ein Deckelflansch, welcher abgenommen werden kann, um Einbauten in den Resonator zu installieren. Der Resonator wird über Einschraubstücke mit Schneidringverbindungen in das Leitungssystem integriert.

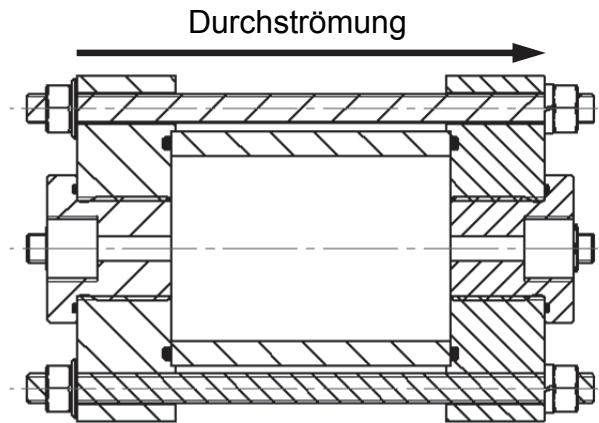


Bild 23: Schnittdarstellung Modellresonator 2

Modellresonator 2 ist modular aufgebaut und besteht aus zwei Deckeln zwischen denen ein zylindrisches Rohrstück eingespannt ist. Durch diesen modularen Aufbau ist beispielsweise eine Variation der Form und Größe des Resonatorvolumens möglich. In die Deckel können wie bei Resonator 1 Einschraubstücke zum Anschluss ins Leitungssystem, und zur Modifikation der Strömungsgeometrie, eingeschraubt werden. Die Auslegungsdaten beider Modellresonatoren sind nachfolgend in Tabelle 6 zusammengefasst.

Tabelle 6: Auslegungsdaten der Modellresonatoren

	Resonator 1	Resonator 2
Auslegungsfrequenz [Hz]	12,5 Hz	7,5 Hz
Volumen [l]	24,9 l	0,5 l
Länge durchströmtes Volumen [m]	0,89	0,113
Innendurchmesser [m]	0,188	0,075
Max. zulässiger Betriebsdruck [bar]	64 bar	250 bar
Auslegung gemäß Wirkprinzip	Volumenresonator Helmholtzprinzip	empirische Auslegung
Anschlussmaße	G 3/4 Zoll Schraubanschluss	
Gewünschte Pulsation (bezogen auf Auslegungsdruck)	±3 %	

Ursprünglich war die Erprobung von elastischen Einbauelementen aus Elastomer-Materialien in die Resonatoren geplant. Während der Projektlaufzeit wurde jedoch in weiteren Arbeiten des iPAT festgestellt, dass diese Art der Einbauten keine hinreichende Auswirkung auf die Dämpfungswirkung der untersuchten Dämpfer hatte. Für die Erprobung der Resonatoren wurde deshalb der Einsatz von Strömungswiderständen, wie Blenden, Stichleitungen, sowohl im Einlauf als auch im Auslaufbereich der Resonatoren getestet. Durch Blenden kann die Impedanz und somit das Reflexionsverhalten an Ihrem Einbringungsort verändert werden. Der

gezielte Einsatz von Reflexion und Überlagerung von Druckwellen, ist dabei ein Auslegungsfaktor verschiedener Resonatorkonzepte, allerdings vor allem zur Pulsationsdämpfung hochfrequenter Schwingungen. Zudem wurden für Modellresonator 2 ein zylindrisches Rohrstück mit gleichem Volumen aber doppelter Wandstärke angefertigt um den Einfluss der verwendeten Resonatormaterialien zu erproben.

Ergebnisse der Untersuchungen

Für Resonatoren, deren Wirkprinzip auf der Elastizität des eingebrachten Volumens basiert, wird in der Literatur angegeben, dass die Form des eingebrachten Volumens für die Wirkung nicht relevant ist. Zudem wird für die Wirkung lediglich die Elastizität des eingebrachten Fluidvolumens, nicht aber die Bauteilelastizität der Resonatoren selbst berücksichtigt. Eine indirekte Berücksichtigung kann über die Schallausbreitungsgeschwindigkeit erfolgen: so reduziert sich die Schallausbreitungsgeschwindigkeit in einer Rohrleitung im Vergleich zur Schallgeschwindigkeit im freien Medium, in Abhängigkeit von den elastischen Eigenschaften des Rohrleitungsmaterials. [13]

Zur Untersuchung und Abschätzung dieses Effektes wurde bei Resonator 2 ein zylindrisches Rohrstück mit gleichem Volumen aber doppelter Wanddicke eingebaut. Bild 24 zeigt beispielhaft die Ergebnisse dieser Wandstärkevariation für einen mittleren Förderdruck von 50 bar und verschiedene Einbaukonfigurationen.

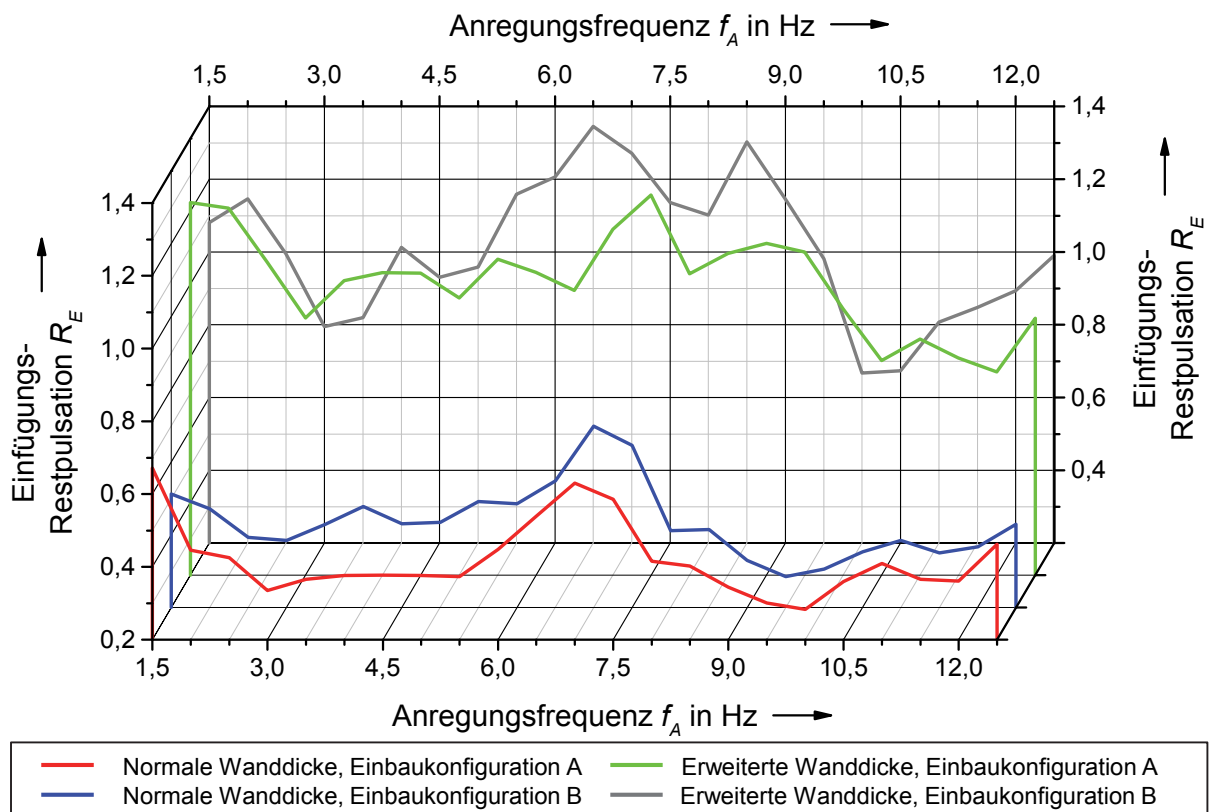


Bild 24: Einfügungsrestpulsation für Resonator 2 bei Veränderung der Wandstärke, $p_N = 50$ bar, $\eta = 0,97$

Für Resonator 2 konnte gezeigt werden, dass der Resonator im unmodifizierten Zustand sowohl in Einbauvariante A (durchströmter Resonator) als auch in Einbauvariante B (Abzweigeresonator) eine nahezu identische Dämpfungswirkung zeigt. Daraus lässt sich schließen, dass die Wirkungsweise des Modellresonators im untersuchten Anregungsbereich vornehmlich auf die Elastizitätswirkung des eingebrachten Volumens zurückzuführen ist, und somit keine akustischen Dämpfungseffekte auftreten. Durch die Vergrößerung der Wanddicke sank die Dämpfungswirkung bei einem mittleren Förderdruck von 50 bar und gleichbleibendem Dämpfervolumen deutlich ab, teilweise konnte sogar geringfügige Verstärkung der Peak-to-Peak Pulsation festgestellt werden. Die Dämpfungscharakteristik ist auch hier für beide Einbauvarianten vergleichbar. Mit zunehmendem Förderdruck wird der Einfluss der erhöhten Wandstärke jedoch geringer.

Auch für Resonator 1 kann im Zustand ohne Einbauten von einer reinen Wirkung aufgrund der eingebrachten Volumenelastizität ausgegangen werden. Eine Interferenzwirkung kann aufgrund der geometrischen Abmessungen beider Resonatoren für den für oszillierende Verdrängerpumpen relevanten Grundanregungsbereich bis 40 Hz ausgeschlossen werden, vgl. *Seidl*. [17, S. 51f] Haupteinflussfaktor für die Dämpfungswirkung ist somit das eingebrachte Volumen, weshalb Resonator 1 im untersuchten Bereich eine bessere Dämpfungswirkung aufweist als Resonator 2.

Für die Untersuchungen zur Optimierung von Resonatoren wurden wie bereits beschreiben verschiedene Strömungswiderstände in den Zu- und Abflussbereich des Resonators integriert und die Auswirkung auf das Dämpfungsverhalten untersucht. In einer Messreihe wurden dabei Normblenden mit steigenden ζ -Werten in den Zulaufbereich von Modellresonator 1 eingebracht. Für die Untersuchung wurden Normblenden mit einem ζ -Wert von 2, 10, 100 und 1000 verwendet.

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Bestimmung der Dämpfungswirkung von Resonator 1 für verschiedene Blendendurchmesser bei einem mittleren Förderdruck von 60 bar dargestellt. Bild 25 zeigt dabei die Einfügestrestpulsation, in Bild 26 ist die Durchgangstrestpulsation dargestellt.

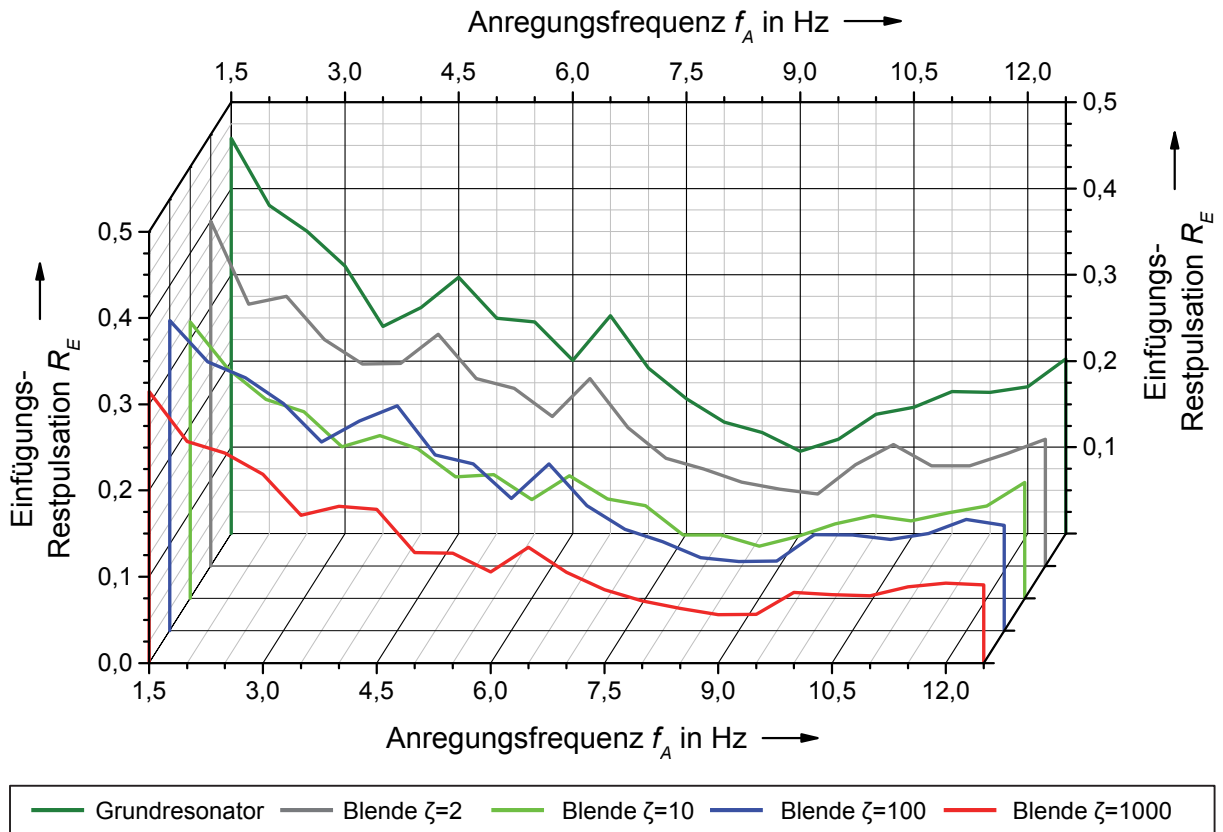


Bild 25: Einfügingsrestpulsion für Resonator 1 bei Einbau von Normblenden im Resonatorzulauf, $p_N = 60$ bar, $\eta = 0,97$

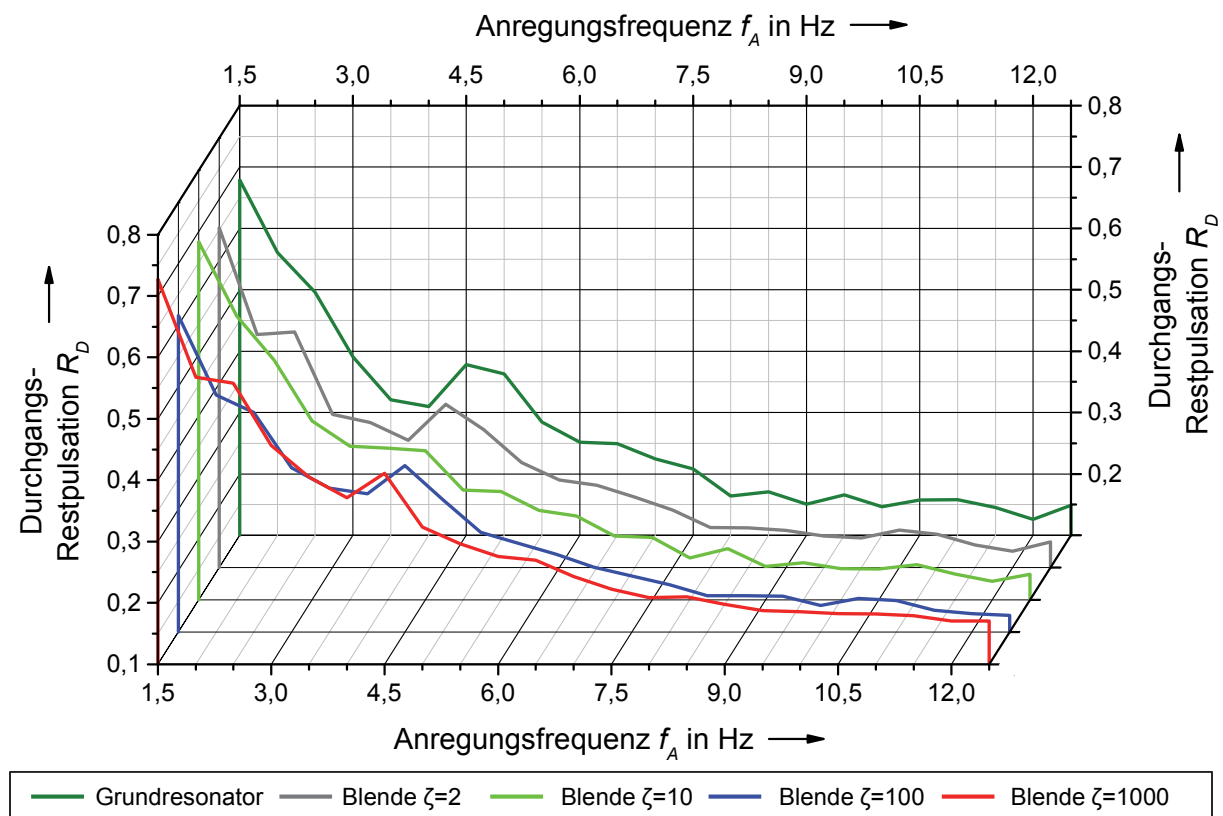


Bild 26: Durchgangsrestpulsion für Resonator 1 bei Einbau von Normblenden im Resonatorzulauf, $p_N = 60$ bar, $\eta = 0,97$

Die Einfügingsrestpulsation des Modellresonators konnte durch den Einbau der Blenden in den Resonator im Vergleich zum Zustand ohne Blenden verringert, die Dämpfungswirkung somit verbessert werden. Die Dämpfungscharakteristik verändert sich durch die Einbringung der Blenden nur geringfügig, für alle Variationen konnte ein Optimum der Dämpfungswirkung bei einer Triplex-Anregung von 9 Hz festgestellt werden. Auffällig ist dabei, dass die Dämpfungswirkung mit steigendem ζ -Wert der Blende nicht automatisch steigt. So zeigt die Blende mit einem ζ -Wert von 10 für die in Bild 25 und Bild 26 gezeigten Bedingungen eine vergleichbare Dämpfungswirkung wie die Blende mit einem ζ -Wert von 1000. Ein steigender ζ -Wert führt bei der Durchströmung des Resonators zu einem höheren Druckverlust, und steigert somit also auch die Betriebskosten der Pumpe mit Dämpfer. Der optimale Widerstandswert der Blenden ist abhängig vom Förderdruck und dem Wirkungsgrad der eingesetzten Versuchspumpe. Die Durchgangsrestpulsation zeigt trotz der Modifikation des Dämpfers nur geringe Abweichungen für die verschiedenen eingebrachten Blenden im Vergleich zum unmodifizierten Volumenresonator. Für alle Variationen hat der Resonator somit den gleichen Effekt bezüglich der Ausbreitung der Druckpulsationen im System, wobei die absperrende Wirkung mit steigender Anregungsfrequenz zunimmt.

In weiteren Untersuchungen wurde der Einfluss des Einbauortes der Blenden auf die Dämpfungswirkung analysiert. Dabei wurde eine Blende mit einem ζ -Wert von 300 verwendet. Diese wurde sowohl im Einlauf als im Auslaufbereich des Resonator 1 eingebaut und vermessen. Die Ergebnisse sind nachfolgend beispielhaft für einen mittleren Förderdruck von 20 bar und 60 bar dargestellt.

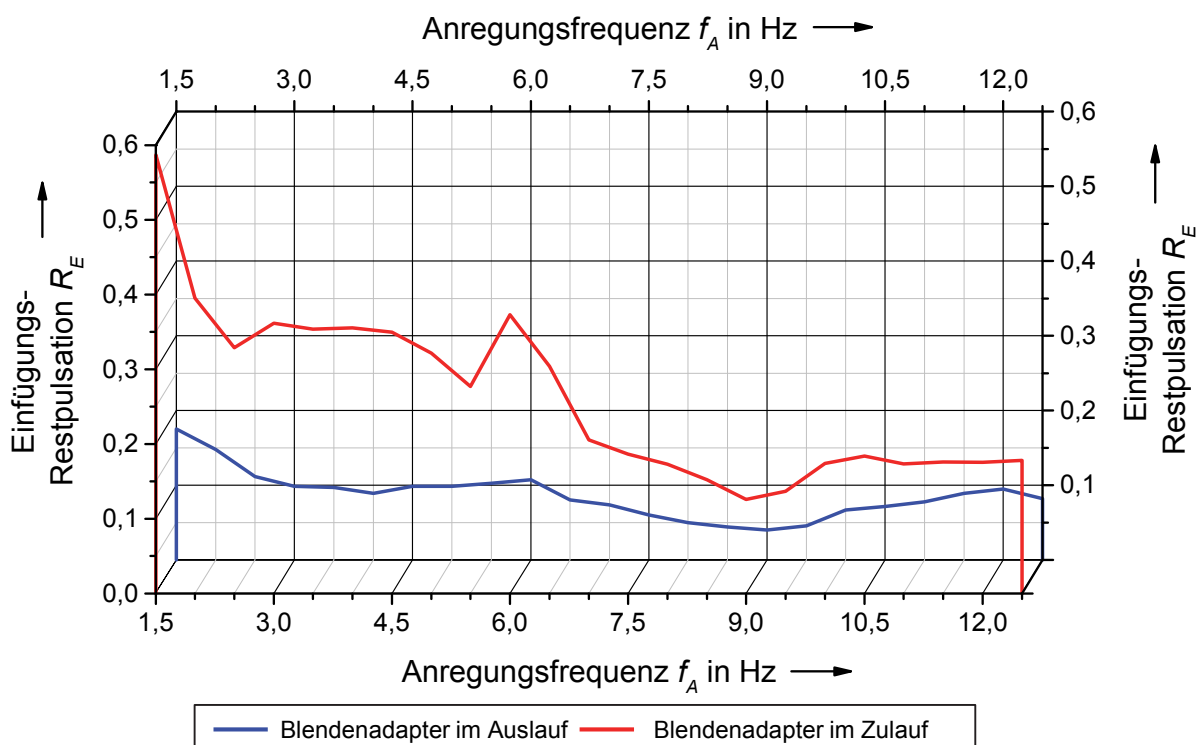


Bild 27: Einfügingsrestpulsation, Resonator 1 blende im Zu- und Auslauf, $p_N = 20$ bar, $\eta = 0,97$

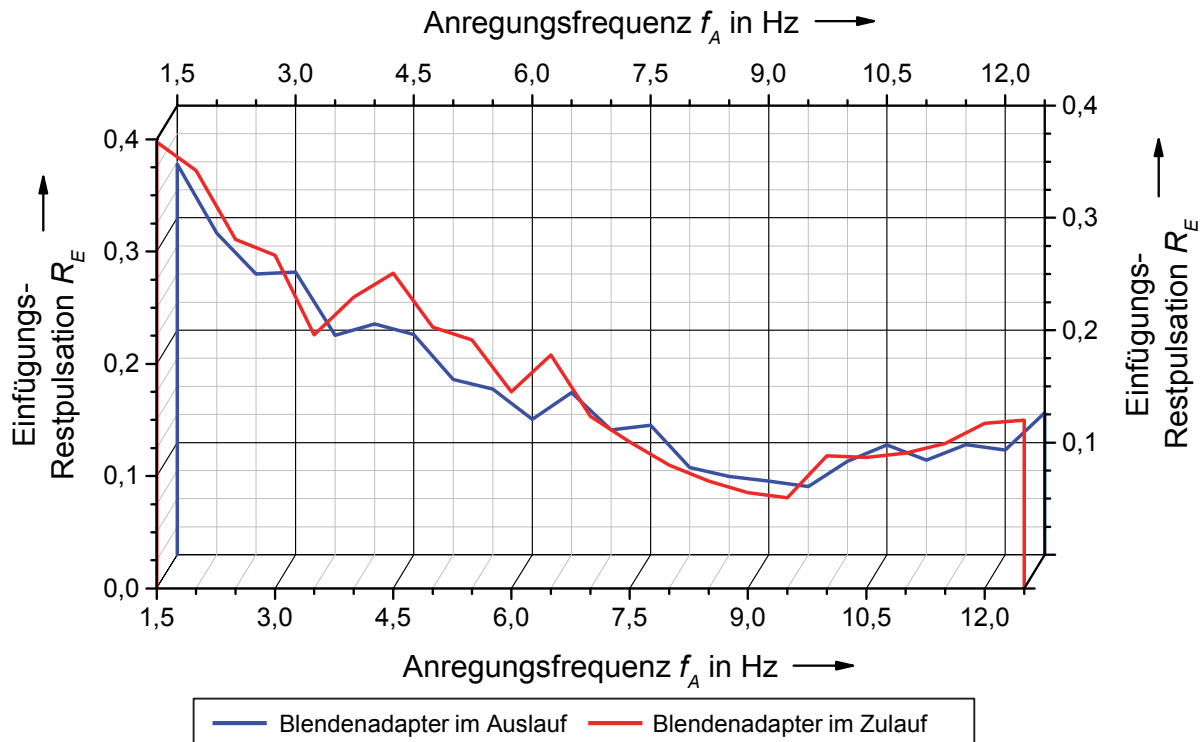


Bild 28: Einfügingsrestpulsation, Blende im Zu- und Auslauf von Resonator 1, $p_N = 60$ bar, $\eta = 0,97$

Für einen mittleren Förderdruck von 20 bar ist die Dämpfungswirkung bei einem Einbau der Blende im Auslaufbereich deutlich wirkungsvoller als der Einbau der identischen Blende im Einlaufbereich des Resonators. Die Dämpfungswirkung ist in beiden Fällen besser als die Wirkung des unmodifizierten Volumenresonators. Mit steigendem Förderdruck nimmt der Einfluss des Einbauortes der Blenden ab. Für einen mittleren Förderdruck von 60 bar ist der Einbau der Blende im Auslassbereich des Resonators nur noch geringfügig besser als für den Einbauort im Resonatoreinlass, siehe Bild 28.

Ein weiterer Parameter der geprüft wurde, war der Einfluss der Geometrie der eingebrachten akustischen Einbauten. Dafür wurden Einbauten mit unterschiedlicher Geometrie aber gleichem Strömungswiderstand in den Resonator eingebaut. Dabei wurden eine Blende und eine Stich- bzw. Halsleitung mit identischem ζ -Wert von 300 in den Zu- und Ablaufbereich des Modellresonators 1 integriert und vermessen. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind nachfolgend beispielhaft für einen mittleren Förderdruck von 40 bar und die Montage der Bauteile im Zulauf und Auslauf des Resonators dargestellt.

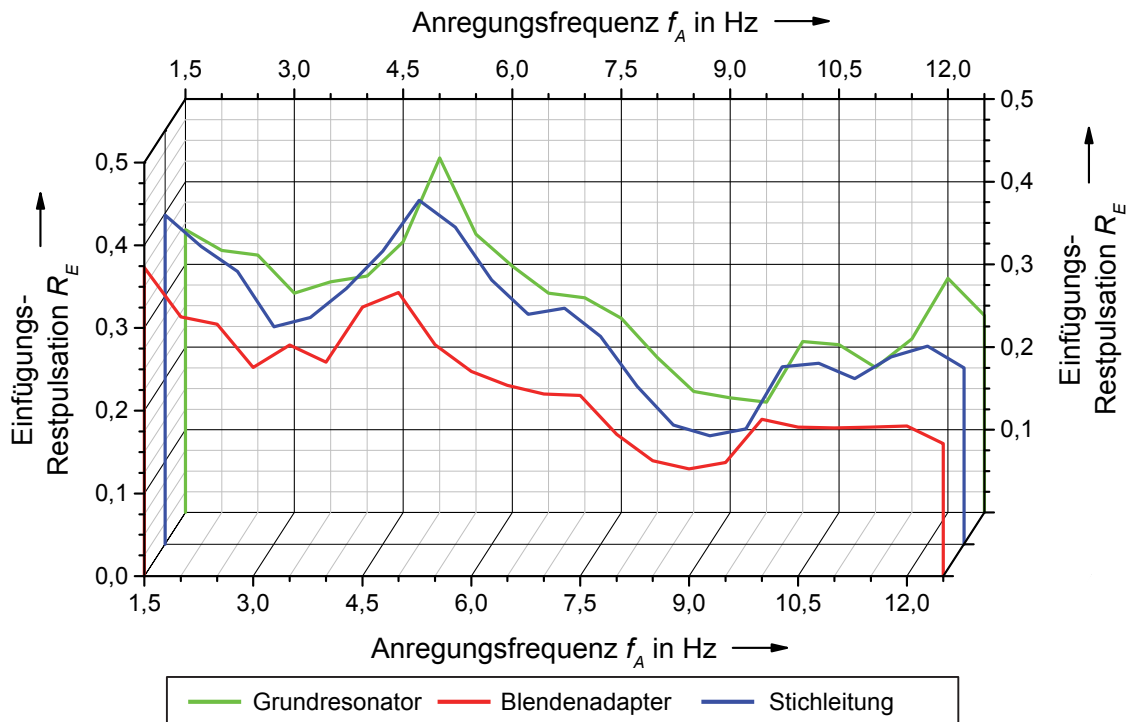


Bild 29: Einfügingsrestpulsation, Resonator 1 Variationen im Zulauf, $p_N = 40$ bar, $\eta = 0,93$

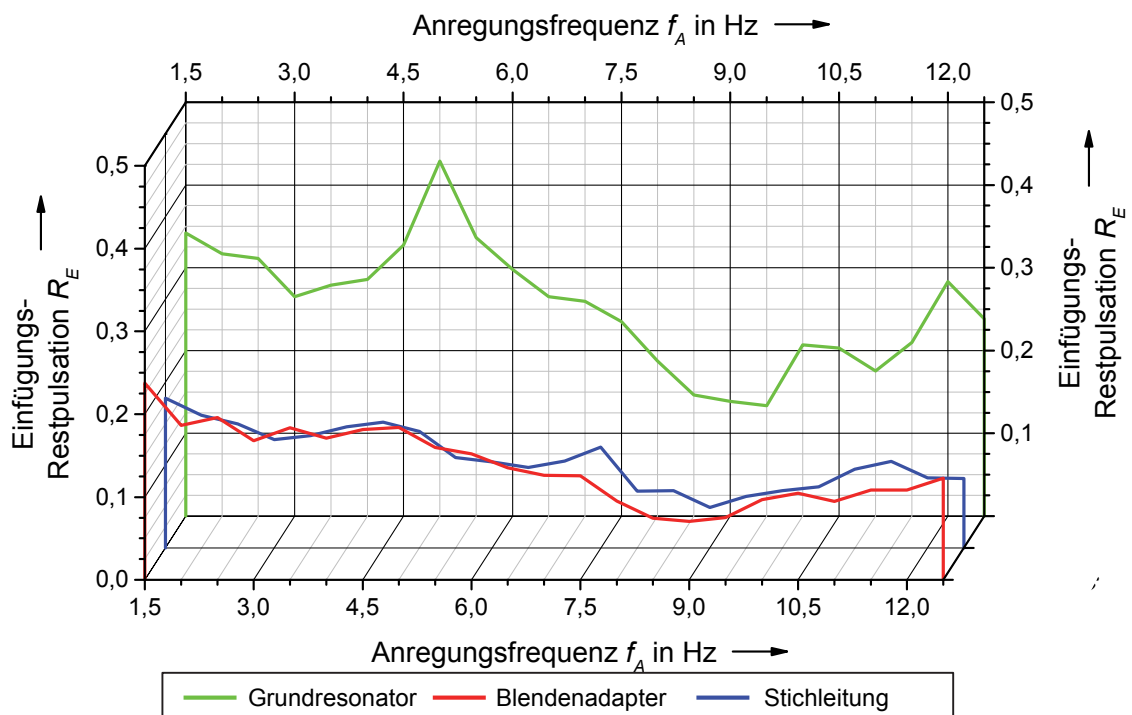


Bild 30: Einfügingsrestpulsation, Resonator 1 Variationen im Auslauf $p_N = 40$ bar, $\eta = 0,93$

In Bild 29 ist zu erkennen, dass ein Einbau der Blende im Einlaufbereich zu einer Verbesserung der Dämpfungswirkung des Resonators führt. Durch den Einsatz der Leitung mit gleichem Strömungswiderstand wird die Dämpfungscharakteristik und – Wirkung dagegen nur geringfügig positiv beeinflusst. Bei einer Auslaufmontage der beiden Einsätze war die Dämpfungswirkung für den untersuchten Anregungsbereich deutlich besser im Vergleich zur Zulaufmontage, vgl. Bild 30. Für die Stich- bzw.

Halsleitung war die Dämpfungswirkung im Vergleich zur Blende sogar noch geringfügig besser. Es konnte somit gezeigt werden, dass neben dem Widerstandsbeiwert der Modifikationen auch die Form und Geometrie der Modifikationen des Resonators eine Rolle für die Dämpfungswirkung spielt.

Zusammenfassung

Durch die Prüfstanduntersuchungen konnte gezeigt werden, dass Resonatoren im Einsatzbereich oszillierender Mehrfach-Verdrängerpumpen eine hinreichende Dämpfungswirkung zeigen. Die Voruntersuchungen zeigen zudem, dass der Wirkmechanismus dieser Resonatoren vor allem im unteren Frequenzbereich, also dem Bereich der Hauptanregungsfrequenzen der Pumpen, weitestgehend auf eine Elastizitätswirkung des eingebrachten Fluidvolumens zurückzuführen ist. Der Einbauort der Resonatoren (durchströmt oder als Abzweigeresonator) hatte für die Dämpfungswirkung nur einen geringen Einfluss. Bei steigendem Volumen des Resonators war eine größere Dämpfungswirkung festzustellen. Ebenfalls konnte gezeigt werden, dass nicht nur die Fluidelastizität eine Auswirkung auf die Dämpfungswirkung hat sondern auch die Elastizität der verwendeten Bauteile. So führte bei identischem Dämpfervolumen eine Erhöhung der Wandstärke des Resonators zu einer signifikanten Reduktion der Dämpfungswirkung.

Die Dämpfungswirkung der Modellresonatoren konnte durch das Einbringen von Strömungswiderständen in den Ein- bzw. Auslaufbereich des Resonators für die untersuchten Bedingungen teilweise deutlich verbessert werden, wobei der Einfluss dieser Elemente mit zunehmendem Förderdruck sinkt. Für Einbauten mit unterschiedlichen Geometrien aber gleichem Strömungswiderstand (ζ -Wert) wurden verschiedene Dämpfungswirkungen festgestellt. Eine Einbringung dieser Elemente im Auslaufbereich des Resonators führte bei den untersuchten Bedingungen zu besserer Dämpfungswirkung als eine identische Modifikation im Einlaufbereich. Je nach Art der Einbauten war teilweise eine Drehzahlabhängigkeit im Dämpfungsverhalten zu erkennen. Für die Mehrzahl der untersuchten Bedingungen konnte jedoch festgestellt werden, dass sich die Dämpfungswirkung mit steigenden Drehzahlen verbesserte.

2.1.5. Prüfstandversuche zur Resonator-Erprobung

Da eine Eignung der untersuchten Modellresonatoren für den ausgewählten Frequenzbereich gezeigt werden konnte, wurde von Schäfer & Urbach ein Resonator für die Spülpumpen ausgelegt. Dieser wurde als Kugelresonator mit einem akustisch wirkenden Element, in diesem Fall eine sog. Pfeife, im Auslaufbereich ausgeführt. Bild 31 zeigt eine schematische Schnittdarstellung des Resonators.

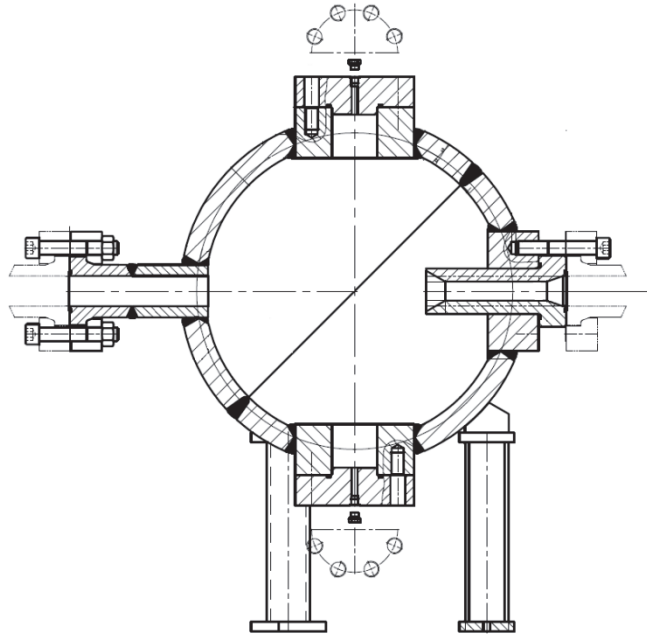


Bild 31: Schnittdarstellung des Resonators für die Spülpumpen

Die Auslegungsdaten des Resonators sind in Tabelle 7 zusammengefasst.

Tabelle 7: Auslegungsdaten des Resonators

	Wert
Volumenstrom	90 m ³ /h (entspricht Betrieb mit 5,0 Zoll Liner)
Pumpendrehzahl	0-135 min ⁻¹
Nenn Durchmesser	800 mm
Nenn druck	500 bar
Volumen (ca.)	0,270 m ³

Versuchsaufbau

Die Prüfstandversuche zur Erprobung des Resonators wurden auf dem Pumpenprüfstand von Schäfer & Urbach in Ratingen durchgeführt. Dabei wurde eine Triplex-Spülpumpe vom Typ BT 75-120 von Schäfer & Urbach mit unterschiedlichen Liner- bzw. Verdrängergrößen von 4,5 Zoll und 7,0 Zoll Liner verwendet. Die technischen Daten der Versuchspumpe für die Versuche zur Resonatorerprobung können Tabelle 8 entnommen werden.

Tabelle 8: Technische Daten der Spülpumpe BT 75-120 für den Einsatz bei der Resonatorerprobung

Hersteller - TYP	Schäfer & Urbach – BT 75-120	
Kolbendurchmesser	4,5“	7,0“
	114,3 mm	177,8 mm
Max. Förderdruck	530 bar	190 bar
Fördermenge	1221 l/min (@ 135 min ⁻¹)	2953 l/min (@ 135 min ⁻¹)
Drehzahlbereich	0-135 min ⁻¹	
Kolbenhub	305 mm	
Schubstangenverhältnis	0,205	
Antriebsart	Geradschubkurbeltrieb	

Der Versuchsaufbau zur Resonatorerprobung ist nachfolgend in Bild 32 und Bild 33 dargestellt. Zunächst wurde die Pumpe im ungedämpften Zustand im Prüfstandbetrieb vermessen. Anschließend wurde der Resonator in die Anlage eingebaut und die Pumpe erneut vermessen.

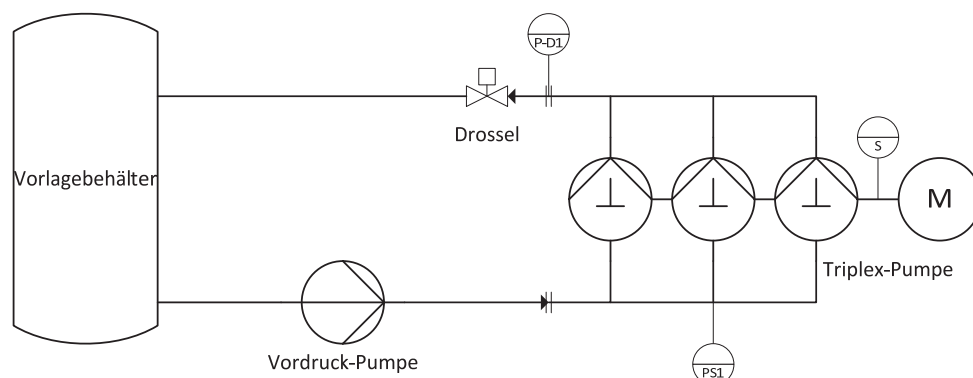


Bild 32: Messaufbau zur Bestimmung der Pulsation im ungedämpften Zustand

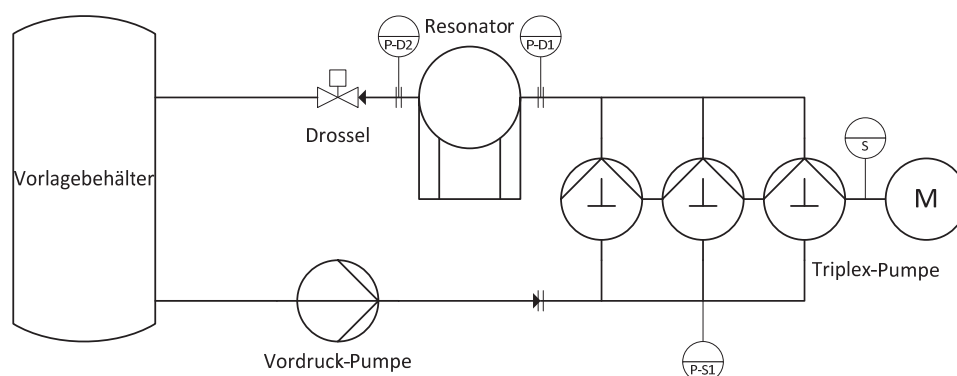


Bild 33: Messaufbau zur Bestimmung der Pulsation mit eingebautem Resonator

Zur Charakterisierung des entwickelten Resonators wurden mehrere Messreihen bei jeweils konstantem Förderdruck durchgeführt. Die Drehzahl wurde zwischen 50 und 110 Umdrehungen pro Minute in Schritten von 10 Umdrehungen pro Minute variiert.

Zur Bestimmung des Dämpfungsverhaltens des Resonators wurden die Peak-to-Peak (PTP) Pulsation und die Einfügerestpulsation bestimmt, vgl. Kapitel 2.1.4.

Messungen mit Linergröße 4,5 Zoll

In Bild 34 ist die Peak-to-Peak Pulsation in der Förderleitung für den gedämpften und ungedämpften Zustand der Pumpe bei einem mittleren Förderdruck von 100 bar aufgetragen.

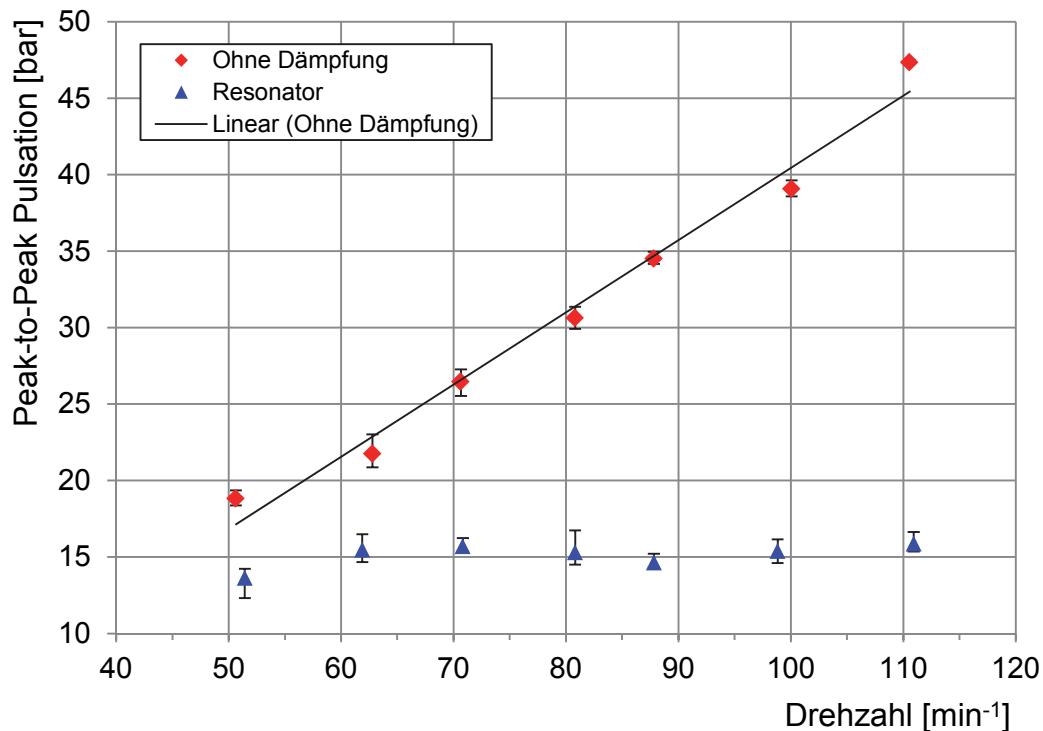


Bild 34: Peak-to-Peak Pulsation mit und ohne Dämpfer, 4,5“ Liner, $p_{F,N} = 100$ bar

Bei einem mittleren Förderdruck von 100 bar konnte festgestellt werden, dass durch den Einbau des Resonators die PTP-Pulsation der Druckschwingung in der angeschlossenen Förderleitung deutlich gesenkt werden konnte. Im ungedämpften Zustand steigt die Pulsation mit zunehmender Pumpendrehzahl, aufgrund des steigenden Volumenstroms nahezu linear an. Die maximale Pulsation wurde bei einer Drehzahl von 110 Umdrehungen pro Minute, entsprechend einer Triplexfrequenz von 5,5 Hz, mit einem Wert von 47,5 bar bestimmt. Durch den Einsatz des Resonators konnte diese Pulsation auf 15,9 bar reduziert werden. Dies entspricht einer Druckamplitude von etwa $\pm 7,5$ % des mittleren Förderdruckes. Zudem war die resultierende Pulsation im untersuchten Drehzahlbereich innerhalb der bestimmten Toleranz weitestgehend unabhängig von der Pumpendrehzahl.

Bild 35 zeigt beispielhaft den zeitlichen Verlauf des Förderdrucks bei einer Pumpendrehzahl von 108,8 Umdrehungen pro Minute und einem mittleren Förderdruck von 150 bar.

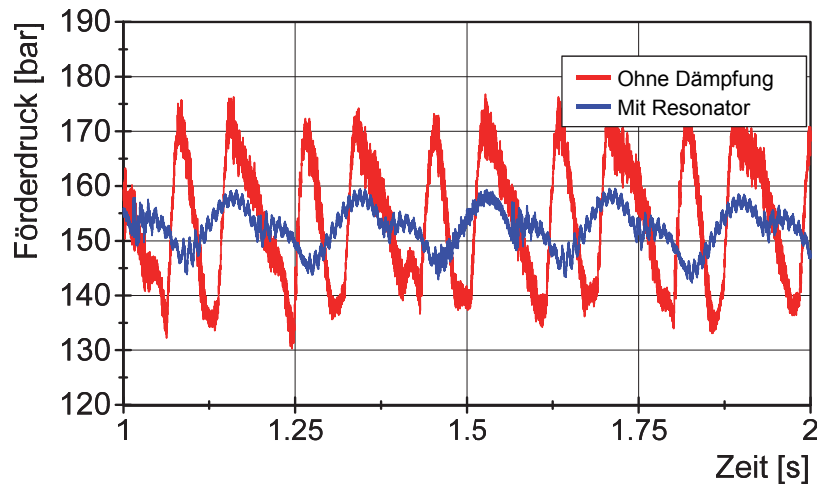


Bild 35: Zeitlicher Verlauf des Förderdruckes, $n = 110 \text{ min}^{-1}$, $p_F = 150 \text{ bar}$

Im zeitlichen Verlauf des Förderdruckes ist eine deutliche Reduktion der Peak-to-Peak Pulsation sichtbar. In Bild 36 sind die Ergebnisse der Bestimmung der Peak-to-Peak Pulsation für einen mittleren Förderdruck von 150 bar dargestellt.

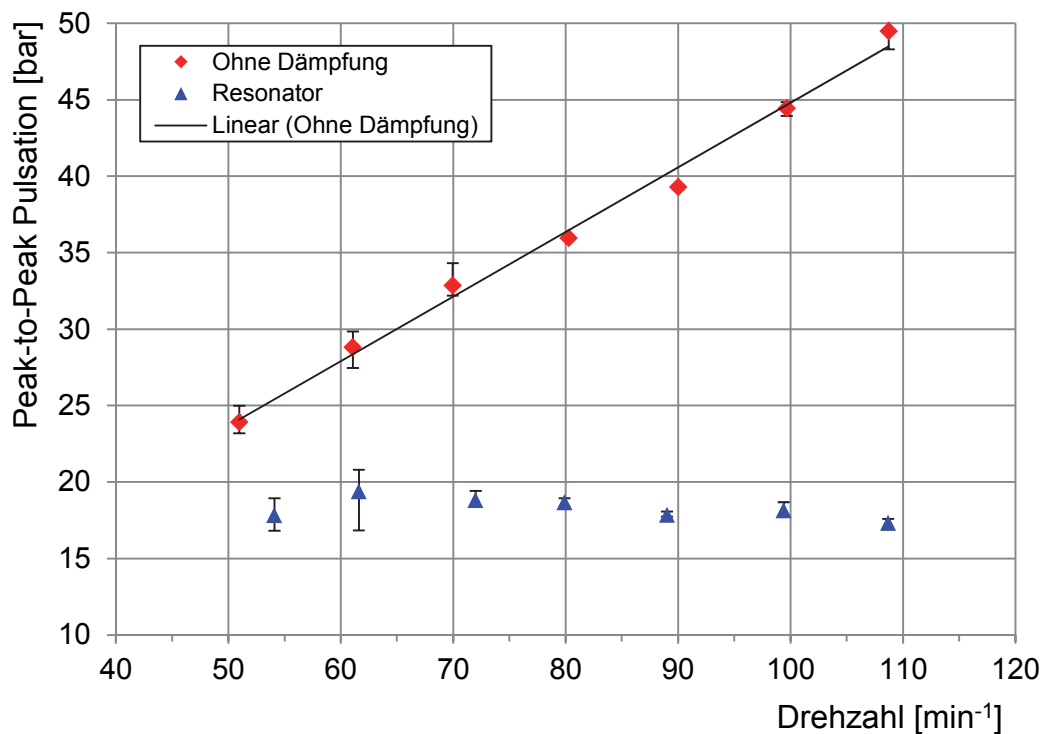


Bild 36: Peak to Peak Pulsation mit und ohne Dämpfer, 4,5“ Liner, $p_{F,N} = 150 \text{ bar}$

Auch für einen mittleren Förderdruck von 150 bar kann im ungedämpften Zustand ein linearer Zusammenhang zwischen der Pumpendrehzahl (und somit dem Förderstrom) und der PTP-Pulsation festgestellt werden. Die Druckpulsation im gedämpften Zustand ist absolut gesehen höher als bei 100 bar mittlerem Förderdruck, jedoch auch weitestgehend unabhängig von der Pumpendrehzahl. Der höchste Wert für die PTP-Pulsation konnte bei einer Drehzahl von 61,6 Umdrehungen pro Minute mit 19,4 bar festgestellt werden. Relativ gesehen ist die

Druckpulsation mit einer Druckamplitude von $\pm 6,25\%$ % des mittleren Förderdrucks jedoch niedriger als bei einem geringeren Förderdruck.

Um die frequenzspezifische Dämpfungswirkung des Resonators im Detail zu analysieren wurden die Frequenzspekten des Förderdruckes untersucht. Bild 37 zeigt diese für verschiedene Drehzahlen im gedämpften und ungedämpften Zustand.

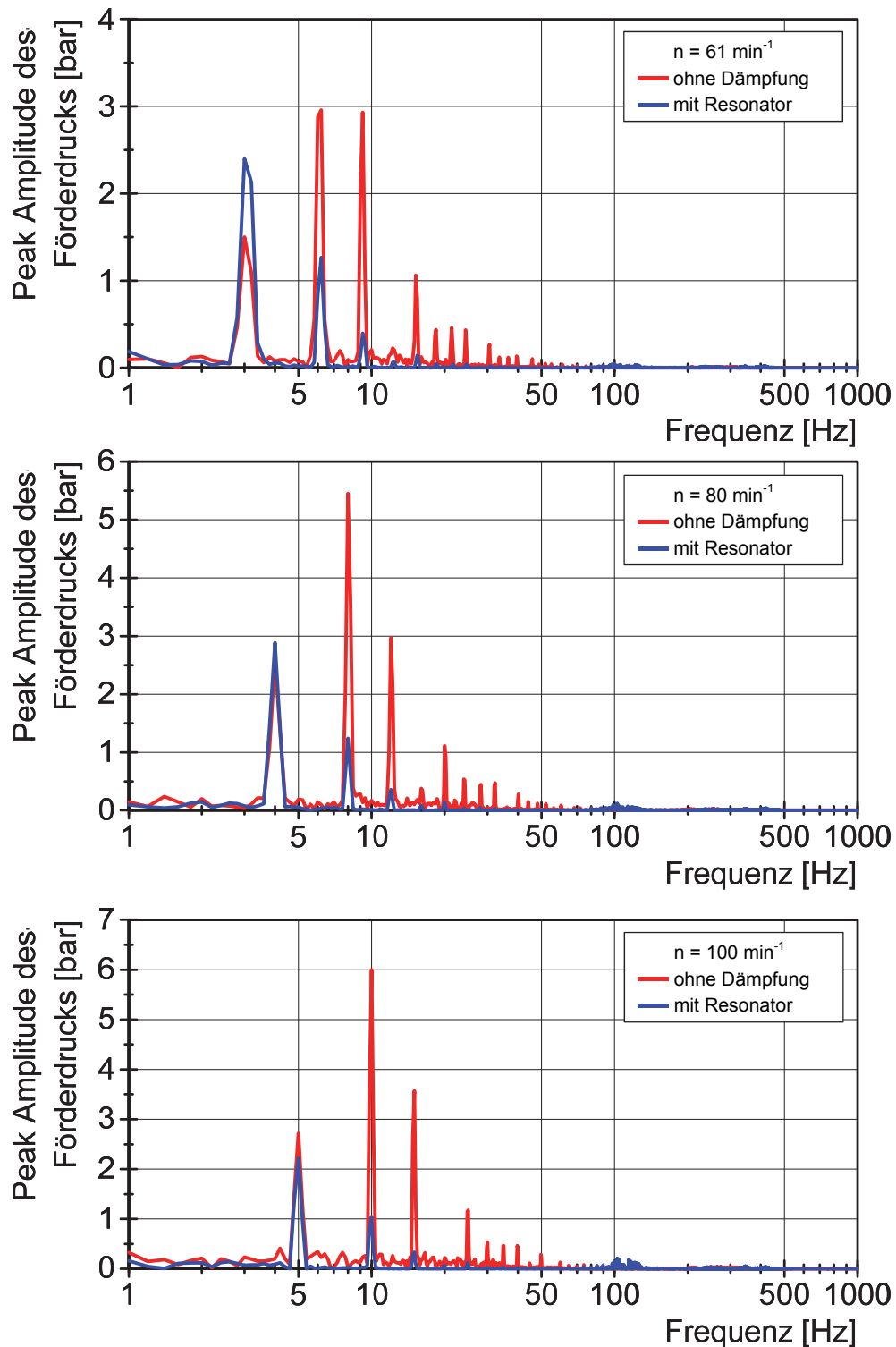


Bild 37: Frequenzspektren des Förderdrucks, $p_F = 150$ bar

Für eine Drehzahl von 61 Umdrehungen pro Minute ist ersichtlich, dass die erste Triplexanregungsfrequenz, in diesem Fall 3 Hz, noch nicht gedämpft wird, die Amplitude ist sogar größer im Vergleich zu der Messung ohne Dämpfer. Für die weiteren Anregungsfrequenzen der Pumpe (6, 9, 12 und 18 Hz) ist jedoch eine signifikante Dämpfung der Druckamplitude sichtbar, was zu einer deutlichen Reduktion der Druckpulsation führt. Bei der Drehzahl von 80 Umdrehungen pro Minute ist die erste Anregungsfrequenz noch nahezu unverändert, auch in diesem Fall werden lediglich die Vielfachen der Triplex-Frequenz der Pumpe merklich gedämpft. Ab einer Anregungsfrequenz von 5 Hz, entsprechend einer Drehzahl von 100 Umdrehungen pro Minute, ist eine Absenkung der ersten Triplex-Anregungsfrequenz sichtbar.

Aus den untersuchten Spektren des Förderdrucks ist ersichtlich, dass die Dämpfungswirkung des Resonators ab etwa 5 Hz einsetzt. Für die Anregungsfrequenzen der Pumpe im Bereich zwischen 5 und 100 Hz konnten deutliche Reduktionen der Schwingungsamplitude für die untersuchten Zustände der Pumpe festgestellt werden.

Die Ergebnisse der Bestimmung der Peak-to-Peak Pulsation für einen mittleren Förderdruck von 200 bar sind nachfolgend dargestellt.

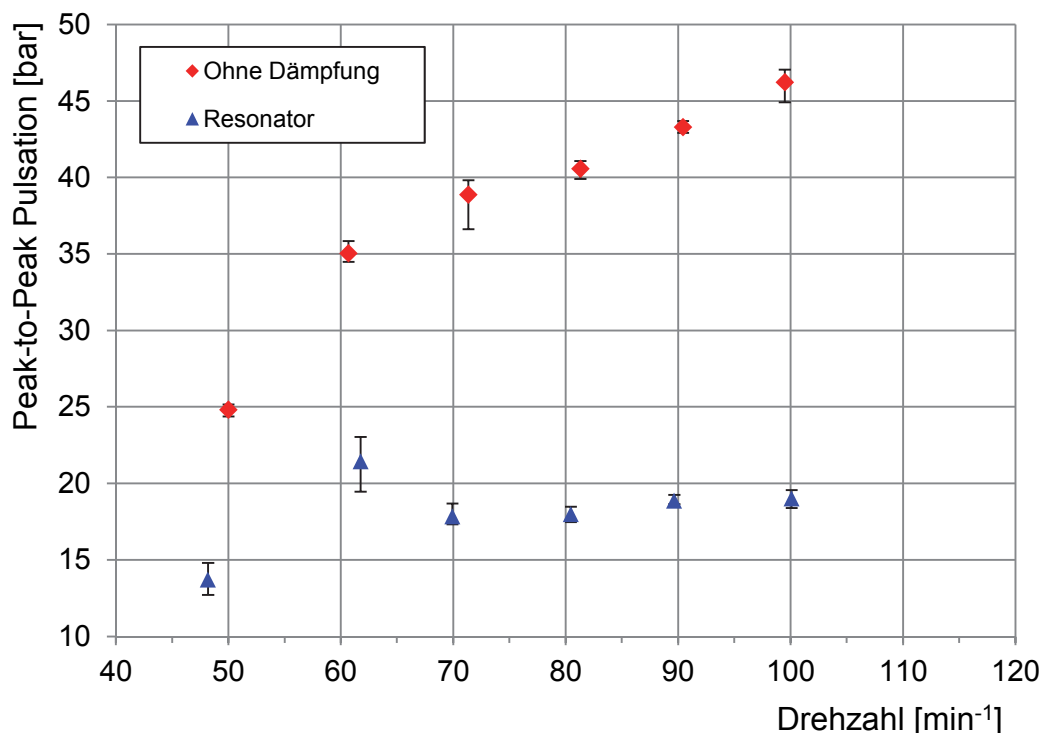


Bild 38: Peak-to-Peak Pulsation mit und ohne Dämpfer, 4,5“ Liner, $p_F = 200$ bar

Bei steigendem Förderdruck nimmt die Peak-to-Peak Pulsation im ungedämpften Zustand weiter zu. Die absoluten Werte der Pulsation im gedämpften Zustand sind vergleichbar mit den zuvor bei 150 bar bestimmten Werten. Die maximale Pulsation tritt bei einer Drehzahl von 60 Umdrehungen pro Minute auf. Die Dämpfungswirkung

nimmt somit für den gestiegenen Druck weiter zu. Für einen mittleren Förderdruck von 200 bar war es durch den Einsatz des Resonators möglich, die Druckpulsation auf eine Amplitude von $\pm 5,4$ % des Förderdrucks zu begrenzen.

In Bild 39 ist in Form der Einfügerestpulsation, vgl. Abschnitt 2.1.4, die Dämpfungscharakteristik des Resonators für die untersuchten Drehzahlen und Druckbereiche aufgetragen.

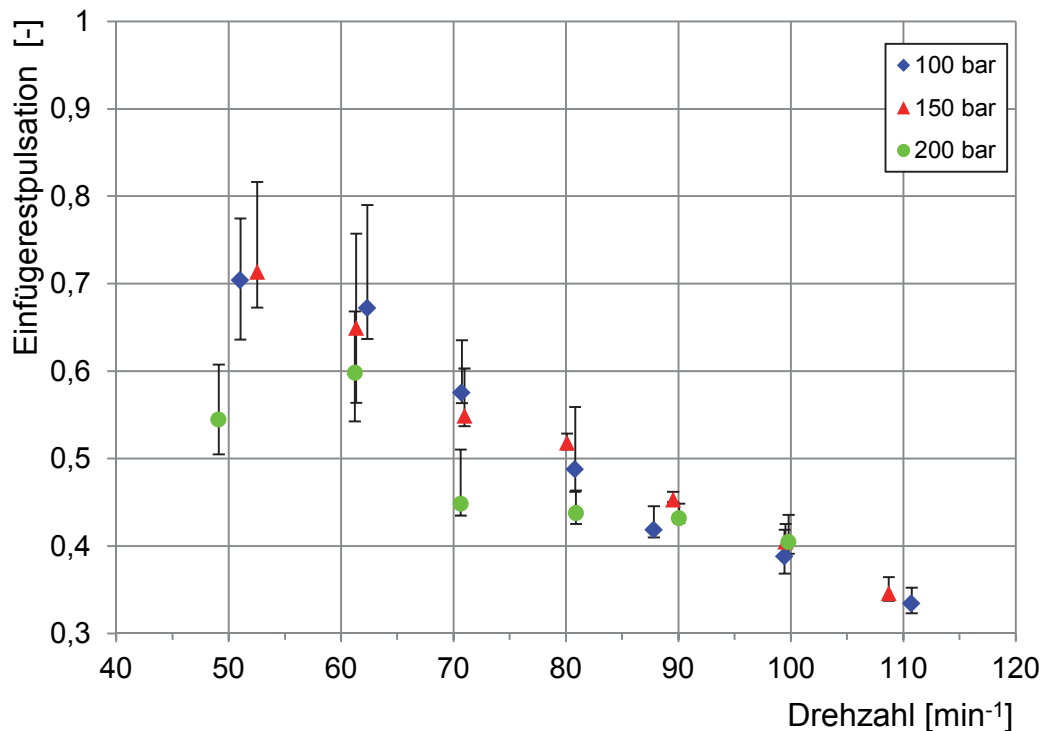


Bild 39: Einfügerestpulsation in Abhängigkeit der Drehzahl und des Drucks, 4,5“-Liner

In den Untersuchungen mit der Linergröße von 4,5 Zoll konnte gezeigt werden, dass der Resonator im untersuchten Druck und Drehzahlbereich eine gute Dämpfungswirkung aufweist. Die Dämpfungswirkung nimmt dabei mit steigender Drehzahl bei konstantem Druck jeweils zu. Für die Druckstufen von 100 und 150 bar ist die Dämpfungswirkung im Rahmen der bestimmten Abweichungen vergleichbar. Für den größten vermessenen mittleren Förderdruck von 200 bar ist die Dämpfungswirkung des Resonators insbesondere für Drehzahlen unter 100 Umdrehungen pro Minute deutlich geringer als bei den weiteren Druckstufen. Dies deutet auf eine Verbesserung der Dämpfungswirkung bei steigendem Druck hin.

Messungen mit Linergröße 7,0 Zoll

Für die Linergröße von 7 Zoll konnten aufgrund der hohen Fördermengen und der damit einhergehenden hohen hydraulischen Leistung nur Messungen bei einem mittleren Förderdruck von 50 und 100 bar vorgenommen werden. Trotz eingebautem Resonator kam es bei der Messreihe für den Förderdruck 100 bar zu starken

Rohrleitungsschwingungen in der Versuchsanlage für Pumpendrehzahlen unter 80 Umdrehungen pro Minute. Für den Referenzzustand waren aufgrund der Beschriebenen Rohrleitungsschwingungen keine Messungen möglich.

In Bild 40 sind die Ergebnisse der Bestimmung der Pulsation im gedämpften Zustand für eine Linergröße von 7 Zoll bei Förderdrücken von 50 und 100 bar aufgetragen.

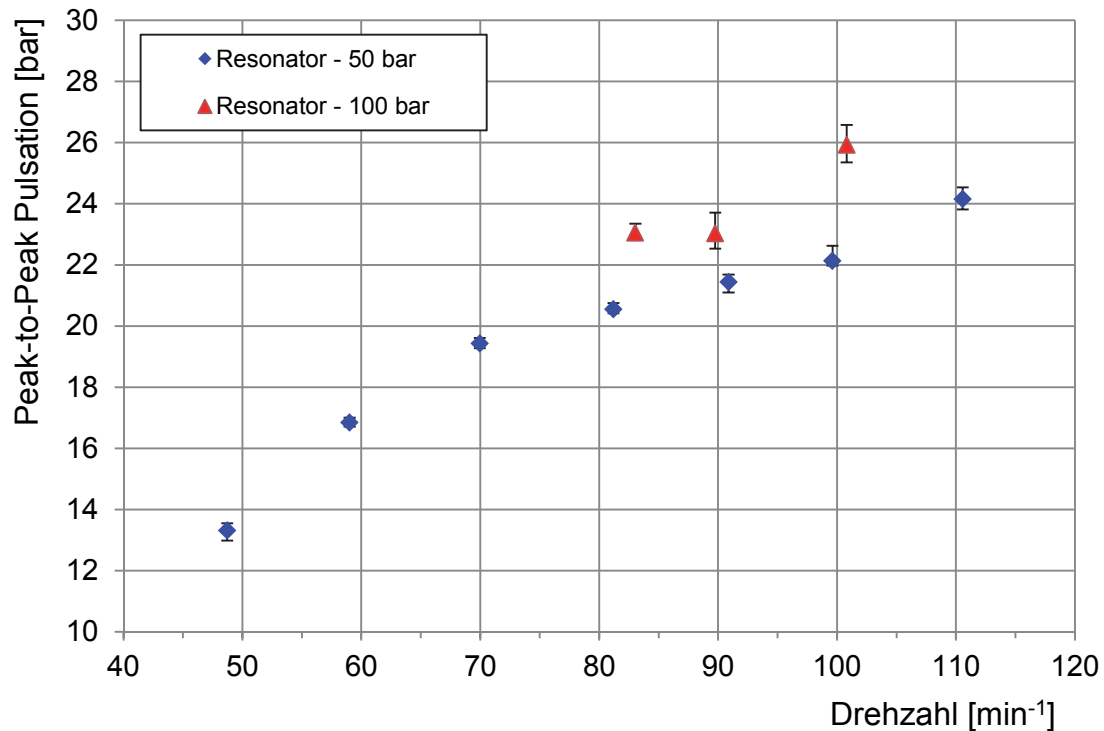


Bild 40: Peak to Peak Pulsation für Linergröße 7,0 Zoll mit eingebautem Resonator

Im Vergleich zu der geringeren Kolbengröße von 4,5 Zoll steigt die Pulsation für die Linergröße von 7 Zoll deutlich an, dies ist auf den mehr als doppelt so großen Volumen- bzw. Massenstrom und somit auch auf die gestiegenen Druckverluste zurückzuführen. Die Dämpfungswirkung kann aufgrund der fehlenden Referenz nicht quantifiziert werden. Jedoch kann wie bei den Untersuchungen mit einer geringeren Verdrängergröße festgestellt werden, dass die relative Druckamplitude mit zunehmendem Förderdruck geringer wird. So konnte für einen mittleren Förderdruck von 50 bar und einer Drehzahl von 100 Umdrehungen pro Minute eine Druckamplitude von $\pm 22,3\%$ festgestellt werden, die bei einer Steigerung des Förderdrucks auf $\pm 12,8\%$ sank.

Zusammenfassung

Für den Einsatz in den Spülpumpenaggregaten wurde ein Resonator von der Firma Schäfer & Urbach ausgelegt. Der Auslegungspunkt des Resonators entspricht dabei dem Betrieb mit einem 5 Zoll Liner.

Für den Betrieb mit einer kleinen Liniengröße von 4,5 Zoll war die Peak-to Peak Druckpulsation im untersuchten Drehzahlbereich weitestgehend unabhängig von der Drehgeschwindigkeit der Pumpe. Eine hohe Dämpfungswirkung des Resonators konnte vor allem im Frequenzbereich über 5 Hz festgestellt werden. Mit zunehmendem Förderdruck konnte eine steigende Dämpfungswirkung im untersuchten Betriebsbereich der Pumpe festgestellt werden. Für einen mittleren Förderdruck von 200 bar war es somit möglich, die Pulsation der Pumpe auf eine Amplitude von maximal 5,4 % des mittleren Förderdruckes zu beschränken.

Eine Steigerung der Fördermenge durch Einbau eines größeren Verdrängers führte zu einer Steigerung der maximalen Pulsation im gedämpften Zustand. Dennoch ist auch für diesen Zustand von einer Dämpfungswirkung des Resonators auszugehen, welche mit steigendem Förderdruck zunimmt.

In den Laborversuchen konnte somit gezeigt werden, dass der von Schäfer & Urbach ausgelegte Resonator im untersuchten Bereich eine gute Dämpfungswirkung aufweist. Um eine abschließende und umfangreiche Charakterisierung des Dämpfungsverhaltens des Resonators zu ermöglichen, sind jedoch weitere Erprobungen des Resonators unter realen Betriebsbedingungen im Feldbetrieb notwendig, bei denen der gesamte Einsatzbereich der Spülpumpen (Verdrängergröße, Druck und Drehzahl) abgebildet werden kann.

2.1.6. Entwicklung eines Störungsfrüherkennungssystems mit der Software LabVIEW

Auf Basis der Messergebnisse der Labor- und der ersten Felduntersuchungen, sowie vergangener Arbeiten zum Thema Störungsfrüherkennung an oszillierenden Verdrängerpumpen wurde eine Störungsfrüherkennungssoftware mit dem Programm LabVIEW entwickelt. Der Auswertemechanismus und die Umsetzung werden nachfolgend beschrieben. Für die Störungsfrüherkennung an den Pumpen werden folgende Messdaten an der Pumpe erfasst.

Tabelle 9: Sensorik für das Störungsfrüherkennungssystem

Signal	Sensor
Pumpendrehzahl	Ultraschall Annäherungssensor / Hubzähler
Arbeitsraumdruck / Dehnung Pumpenkopf 1	DMS-Sensor
Arbeitsraumdruck / Dehnung Pumpenkopf 2	DMS-Sensor
Arbeitsraumdruck / Dehnung Pumpenkopf 3	DMS-Sensor
Schwingbeschleunigung Pumpenkopf 1	Beschleunigungssensor uniaxial
Schwingbeschleunigung Pumpenkopf 2	Beschleunigungssensor uniaxial
Schwingbeschleunigung Pumpenkopf 3	Beschleunigungssensor uniaxial
Schwingbeschleunigung Triebwerk	Beschleunigungssensor uniaxial
Druckverlauf Saugseite	Drucktransmitter 50 bar
Druckverlauf Förderseite	Drucktransmitter 600 bar
Temperatur an den Pumpenköpfen	Widerstandsthermometer Pt-100

Das Schema der Messdatenerfassung und Auswertung ist in Bild 41 dargestellt.

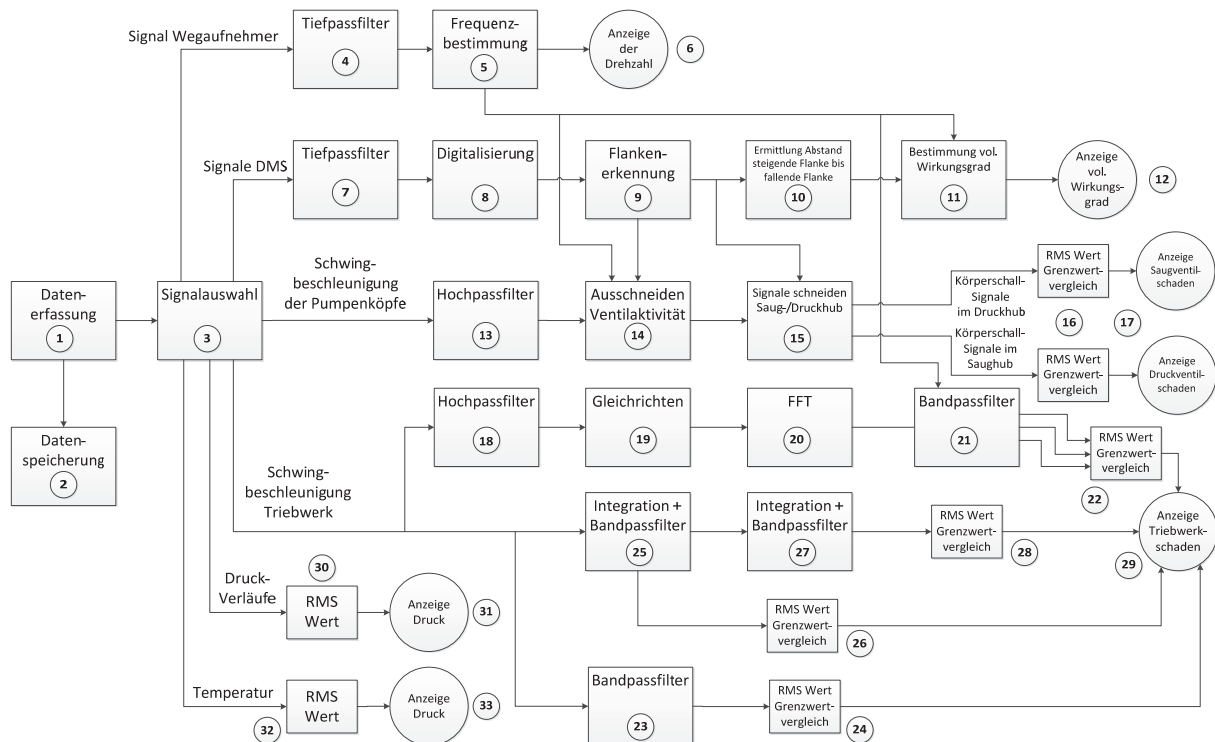


Bild 41: Schema des Auswertemechanismus für die Störungsfrüherkennungssoftware

Die Software steuert die Erfassung, Verarbeitung und Auswertung der Daten der Spülpumpe. Nachfolgend werden die einzelnen Schritte für die Messdatenverarbeitung und -auswertung näher beschrieben.

Zunächst erfolgt die Datenerfassung in einem fest definierten Intervall (1). Die Datenerfassung muss dabei für alle Sensoren absolut synchron und mit einer Datenerfassungsrate von 50.000 Werten pro Sekunde erfolgen. Diese Rohdaten werden für eine detaillierte Analyse gespeichert (2). Für die anschließende Auswertung werden die einzelnen Signale der Rohdaten gemäß ihrem Verwendungszweck aufgetrennt (3).

Signalverarbeitung für das Signal des Annäherungssensors

Das Signal des Annäherungssensors wird zunächst durch einen Tiefpassfilter (4) gefiltert und daraus anschließend die Drehfrequenz der Welle bestimmt (5). Die Drehfrequenz der Pumpenwelle ist ein wichtiger Parameter für die Auswertung weiterer Signale. Zudem soll die Drehzahl für den Nutzer angezeigt (6) werden, wozu die Drehfrequenz mit dem Faktor 60 skaliert wird.

Signalverarbeitung der Dehnungssensoren

Die Dehnungssensoren dienen zur qualitativen Überwachung der Arbeitsräume der Pumpe, d.h. zur Identifikation von Saughub und Druckhub und der Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades. Zunächst werden die Signale der Dehnungsaufnehmer tiefpassgefiltert (7) und anschließend die analogen Signalverläufe digitalisiert (8). Der Wert 0 entspricht dabei dem Saugdruckniveau, 1 dem Förderdruckniveau, vergleiche Bild 42.

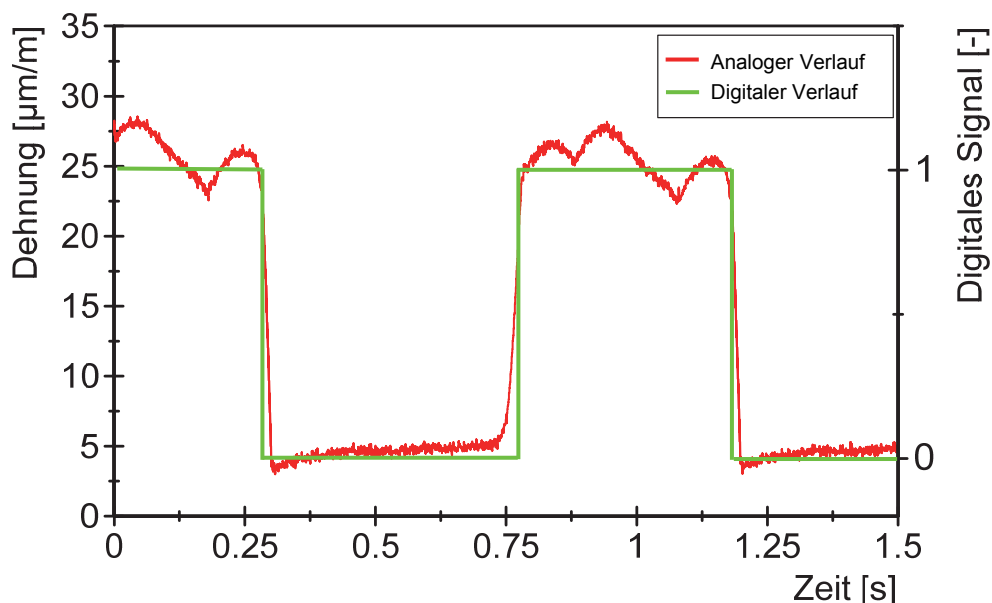


Bild 42: Analoges und digitales Signalverlauf für den Arbeitsraumdruck (Dehnung)

Die Digitalisierung ermöglicht eine leichte Identifizierung des Druck- und Saughubes der einzelnen Pumpenköpfe, zudem können die Übergänge im digitalen Signal, die

sogenannten Flanken leicht identifiziert werden. Ein Übergang von Zustand 0 auf 1 wird als steigende Flanke bezeichnet und tritt zum Zeitpunkt der Kompressionsphase auf. Eine fallende Flanke entspricht dem Übergang von Zustand 1 auf 0 im digitalen Signal und kann mit der Expansionsphase im Druckverlauf assoziiert werden. Um die Positionen der Übergänge zu ermitteln wird eine Flankenerkennung (9) durchgeführt.

Die Zusammenstellung aller Flanken (bezeichnet als Array) der digitalen Signalverläufe wird für die Auswertungen der Körperschallsignale verwendet. Zudem wird in allen digitalen Verläufen der durchschnittliche zeitliche Abstand von einer steigenden Flanke zur nächsten fallenden Flanke innerhalb eines Kanals ermittelt (10). Diese Zeit entspricht der realen Dauer des Druckhubs der Pumpe. Der volumetrische Wirkungsgrad einer Pumpe ist das Verhältnis von effektivem zu theoretisch möglichem Volumenstrom und kann gemäß den geometrischen Verhältnissen der Pumpe auf das Verhältnis der Hublängen reduziert werden, vgl. Formel 2.6.

$$\eta_{Vol} = \frac{\dot{V}_{eff}}{\dot{V}_{theo}} = \frac{\frac{\pi}{4} d_k^2 h_f}{\frac{\pi}{4} d_k^2 h_{max}} = \frac{h_f}{h_{max}} \quad 2.6$$

Die maximale Dauer des Druckhubes entspricht der halben Dauer einer Umdrehung der Kurbelwelle. Aus der Drehfrequenz der Welle (5) kann also die theoretische Dauer des Druckhubes berechnet werden. Der Quotient von realer Dauer zu theoretischer Dauer des Hubes entspricht in sehr guter Näherung dem vol. Wirkungsgrad der Pumpe (11). Der Wirkungsgrad wird für jeden Pumpenkopf angezeigt und mit einem Sollwert verglichen (12).

Signalverarbeitung Schwingbeschleunigung der Pumpenköpfe

Die Signale der drei Körperschallsensoren an den Pumpenköpfen werden zunächst hochpassgefiltert (13). An den Positionen der steigenden und fallenden Flanken (9) aus dem digitalen Druckverlauf werden die Signale der Körperschallsensoren entfernt (14). Die Entfernung der Signale erfolgt prozentual zur Dauer eines Arbeitszyklus der Pumpe. Um die reale Dauer (in Sekunden, bzw. Datensätzen) zu bestimmen wird deshalb die Drehzahl der Pumpe (5) für diesen Schritt benötigt. Diese entfernten Bereiche entsprechen den Zeiträumen der Ventilöffnung und des Ventilschlusses aller Ventile der Pumpe. Zu diesen Zeiträumen treten, wie in Kapitel 2.1.2 beschrieben, Signale auf, die im Frequenzbereich der Nutzsignale zur Schadenserkennung liegen und deshalb die Erkennung eines Schadens erschweren. Ein Ausschneiden dieser Störbereiche führt somit zu einer signifikanten Verbesserung der Schadenserkennung. Die übrigen Signalverläufe werden anhand der Flanken der digitalisierten Druckverläufe geschnitten. Das Signal wird dabei so geschnitten (15) dass für jeden Pumpenkopf jeweils der Signalverlauf im Saughub der Pumpe und im Druckhub der Pumpe isoliert wird. Für die so getrennten Signale

wird jeweils ein RMS-Wert ermittelt und mit den zulässigen Grenzwerten verglichen (16). Das Ergebnis des Vergleichs mit den zulässigen Grenzwerten wird dargestellt (17).

Signalverarbeitung Schwingbeschleunigung des Triebwerks

Für die Überwachung des Triebwerks soll zum einen eine Überprüfung der zulässigen Schwingungen gemäß DIN ISO 10816, und zum anderen eine Überwachung spezifischer Lagerfrequenzen durchgeführt werden.

Zur Überwachung spezieller Frequenzen des Lagers (Überrollfrequenzen des Lagerinnenrings, Außenrings und der Wälzkörper) wird zunächst eine Hochpassfilterung (18) durchgeführt. Anschließend wird das gefilterte Signal gleichgerichtet, also der Betrag des Signalwertes bestimmt (19). Das Signal wird anschließend fouriertransformiert (20) und anschließend schmalbandig bandpassgefiltert (21). Die Frequenzbereiche der einzelnen Lagerbestandteile sind abhängig von der Pumpendrehzahl (5) und ergeben sich aus der Multiplikation der Frequenzfaktoren der jeweiligen Lagerschäden mit der Drehfrequenz der Kurbelwelle. Aus den erhaltenen Verläufen werden RMS-Werte ermittelt und mit festgelegten Grenzwerten verglichen (22).

Die Klassifizierung der Lagerschwingung gemäß DIN ISO 10816 sieht eine Überprüfung der effektiven Schwingbeschleunigung, der effektiven Schwinggeschwindigkeit und des effektiven Schwingweges im Frequenzbereich zwischen 2 und 1000 Hz vor. Die im Projekt verwendeten Spülpumpen werden dabei als „Hubkolbenmaschinen mit Leistungen über 100 kW“ gemäß DIN ISO 10816-6:1997-08 [6] eingeordnet. Durch die Einordnung der gemessenen Schwingungskennwerte im Gutzustand in eine Klassennummer der Maschinenschwingungen werden gleichzeitig auch die zulässigen Grenzwerte durch die DIN-Norm festgelegt. Die Einordnung der Klassennummer muss dabei so erfolgen, dass die gemessenen Werte im Gutzustand der Bewertungszone A/B entsprechen.

Um die effektive Schwingbeschleunigung zu bestimmen wird das Signal des Beschleunigungssensors am Triebwerk bandpassgefiltert (23) und anschließend ein RMS-Wert bestimmt, welcher mit dem zugehörigen Grenzwert verglichen wird (24). Aus der Schwingbeschleunigung wird die Schwinggeschwindigkeit durch Integration ermittelt und analog zum Vorgehen bei der Schwingbeschleunigung anschließend bandpassgefiltert (25), der Effektivwert gebildet und mit einem Grenzwert verglichen (26). Durch erneute Integration kann aus dem Signalverlauf der Schwinggeschwindigkeit der Verlauf des Schwingweges ermittelt werden, der ebenfalls mittels Bandpass-Filterung auf den gemäß Norm relevanten Bereich begrenzt wird (27). Auch für diesen Parameter wird aus dem Signalverlauf ein RMS-Wert gebildet und mit dem entsprechenden Grenzwert verglichen (28). Die

Ergebnisse der Schwingungsüberwachung am Triebwerk werden gesammelt und angezeigt (29).

Signalverarbeitung der Druckverläufe

Neben der Pumpendrehzahl ist auch der Förderdruck bzw. die Druckdifferenz von Saug zu Förderseite ein wichtiger Parameter für die Bewertung des Pumpenzustandes, da nach gegenwärtigem Stand der Erkenntnisse die Mehrzahl der überwachten Parameter druckabhängig ist. Zudem können die Rohdaten der Druckverläufe auf Saug und Förderseite wichtige Aufschlüsse bei der Schadens- oder Störungsanalyse liefern. Für die Auswertung in der vorliegenden Software werden aus Druckverläufen der saug- und förderseitigen Drucksensoren Mittelwerte in Form von RMS-Werten bestimmt (30) und angezeigt (31).

Signalverarbeitung der Temperatursignale

Die Spülpumpen, und somit auch die eingesetzte Sensorik, sind auf den Bohranlagen starken Temperaturschwankungen ausgesetzt. Je nach Einsatzort und Witterungsbedingungen ergibt sich ein Einsatzbereich der Pumpen zwischen -30 °C und 50 °C . Das Fördermedium wird temperiert, um gerade im Winterbetrieb ein Einfrieren des Spülkreislaufes zu vermeiden. Dadurch weist es nur geringe Temperaturschwankungen auf. Um diese äußeren Einflüsse bei der Messdatenerfassung zu kompensieren wird die Temperatur am Pumpenkopf, also im Bereich der Sensorik mit erfasst, und die Signale der Körperschallsensoren um den Temperaturgang bereinigt. Aus der Temperatur wird ein Mittelwert gebildet (32) und visualisiert (33).

Grenzwerte und Schadensklassifizierung

Für alle überwachten Parameter wird eine Klassifizierung gemäß dem Ampelsystem vorgenommen. Eine grüne Bewertung entspricht dabei dem Gutzustand, eine gelbe Bewertung einem Schadensfall, welcher nicht als kritisch eingestuft wird und eine rote Bewertung einem Schadensfall der eine akute Handlung des Wartungs- bzw. Bedienungspersonals vorsieht. Dies bedeutet, dass es für die meisten Vergleichsparameter zwei Grenzwerte gibt, einen entsprechend einer gelben Bewertung (Warnung) und einen entsprechend der roten Bewertung (Fehler).

Um zudem den Einfluss einzelner Störungsereignisse zu reduzieren erfolgt die Anzeige der Ergebnisse der Auswertung zweistufig. So können die Werte der letzten Bewertung angezeigt und abgerufen werden, ebenso wie eine Summenklassifizierung. Die im Folgenden für die Summenklassifizierung angegebenen Werte sind beispielhaft und können angepasst werden um die Zeit bei der Indikation von Schäden zu steuern. Bei der Summenklassifizierung wird jedem Ergebnis der Einzelklassifizierung ein Wert zugeordnet (z.B. 0, 2, 50 entsprechend den drei Stufen im Ampelsystem). Diese Werte werden für jedes Schadensbild einzeln summiert. Wird ein Wert von beispielsweise 25 erreicht wird ein gelbes

Schadensereignis in der Summenklassifizierung angezeigt, die Grenze für ein rotes Schadensereignis könnte z.B. mit 250 angegeben werden. Es sind somit jeweils mehrere positive Einzelklassifizierungen notwendig damit in der Summe ein Schadensfall angezeigt wird. Wird kein Schadensereignis detektiert, wird der Wert der Summenklassifizierung um einen bestimmten Wert reduziert, damit einzelne Störereignisse auf Dauer die Schadenserkenkung nicht beeinflussen.

Bild 43 zeigt die Oberfläche des vom iPAT entwickelten Störungsfrüherkennungsprogrammes für die Spülpumpen.

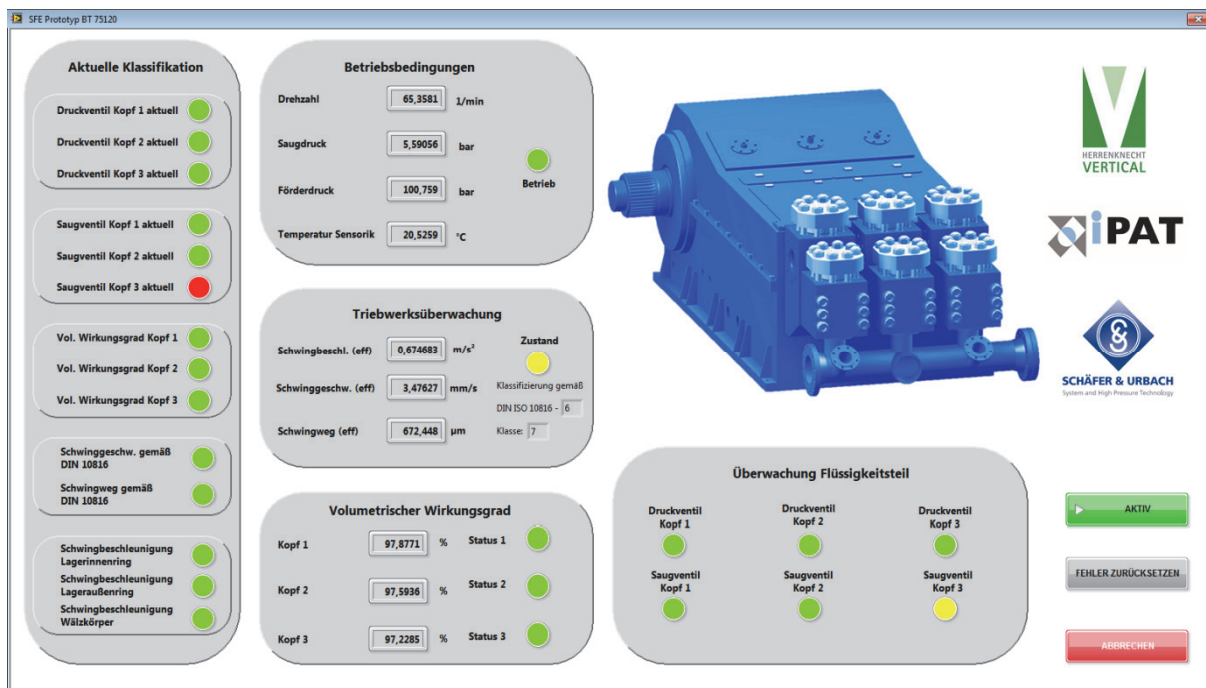


Bild 43: Oberfläche der Prototypensoftware des Störungsfrüherkennungs-systems in der Entwicklungsumgebung LabVIEW

Zusammenfassung

Mit der Software LabVIEW konnten die Methoden zur Erkennung von Schädigungen an der Spülpumpe umgesetzt werden und somit eine Software zur Auswertung und Bewertung der aufgezeichneten Messdaten erstellt werden. Die Quellcodes dieser Software wurden zusammen mit einer ausführlichen Beschreibung des Vorgehens an VMT zur Umsetzung bei der Entwicklung des Gesamtdiagnosesystems übergeben. Dabei sollen die aufgezeichneten Messdaten durch weitere Informationen aus dem Mess- und Leitsystem der Bohranlage bzw. der Spülpumpen erweitert werden.

Die Software wurde im simulierten Testbetrieb erprobt, indem Messdaten aus den Labor- und Feldversuchen eingelesen und durch die Software analysiert wurden. Dabei konnten die bekannten Schäden vom System richtig identifiziert und zugeordnet werden.

Eine Erprobung des Störungsfrüherkennungssystems ist nach der industriellen Umsetzung im Rahmen der Entwicklung des Gesamtdiagnosesystems in weiteren Feldversuchen durch Herrenknecht geplant.

2.1.7. Arbeiten zur Entwicklung des Gesamtdiagnosesystems

Wie bereits zuvor beschreiben konnte ein Störungsfrüherkennungssystem für die Spülpumpen entwickelt werden, mit dem sich Schäden an dem hydraulischen Teil der Pumpe und am Pumpentriebwerk erkennen lassen. Dieses System sollte in einem nächsten Schritt industriell umgesetzt und in die Überwachung der Bohranlagen als sog. Gesamtdiagnosesystem integriert werden. Diese Arbeiten wurden von der Fa. VMT GmbH durchgeführt und durch die Projektpartner unterstützt.

Zunächst wurde in gemeinsamer Abstimmung zwischen den Projektpartnern ein Lastenheft definiert in dem die Anforderungen an das System festgehalten wurden. Dazu wurden alle notwendigen Informationen zum Auswertungsmechanismus für die Schadenserkenkung vom iPAT zusammen mit den Quellcodes der Auswertungssoftware an VMT übergeben. Die Umsetzung des Hardwarekonzeptes für das Störungsfrüherkennungssystem ist nachfolgend in Bild 44 schematisch dargestellt.

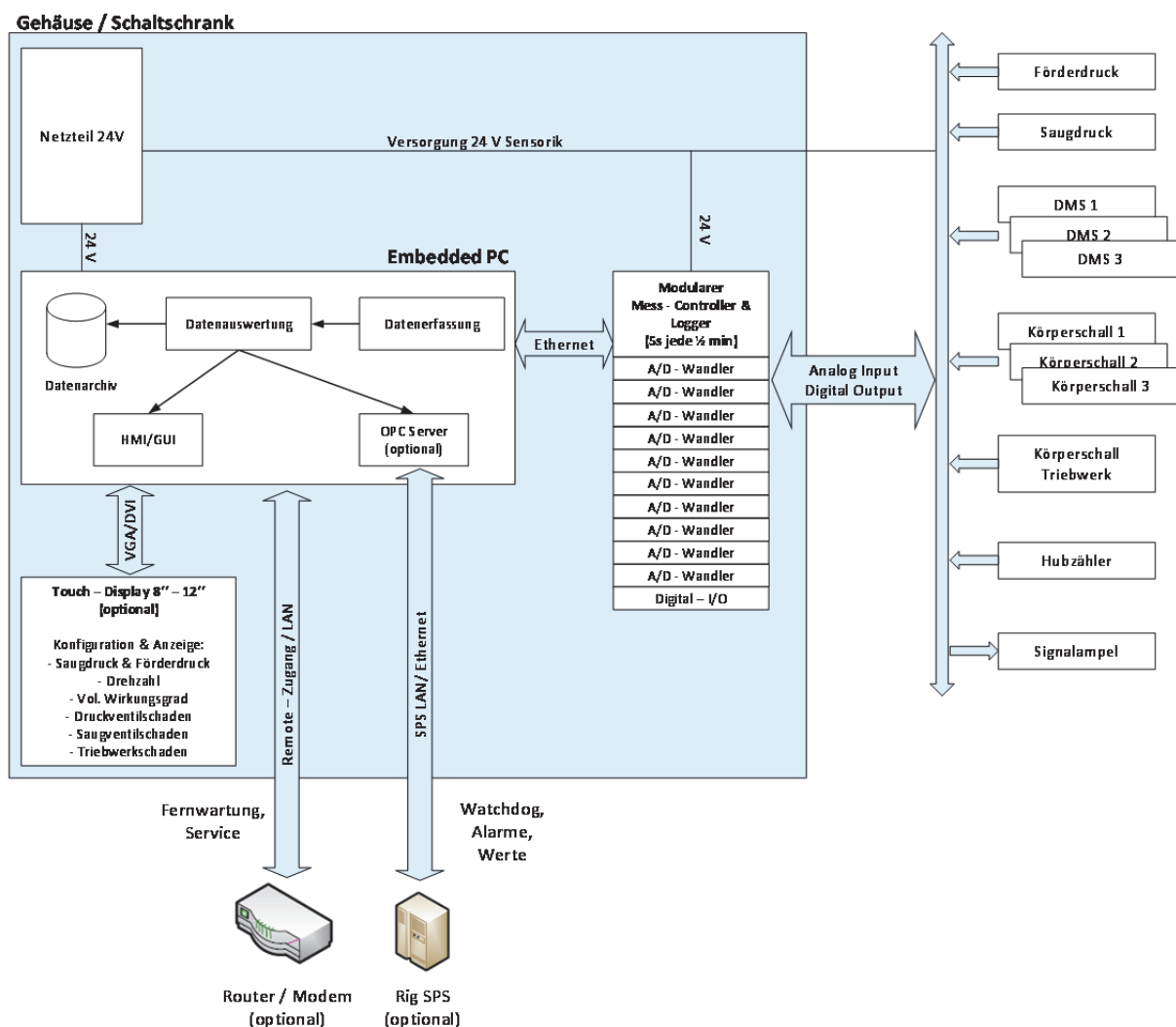


Bild 44: Hardwarekonzept des Spülpumpenüberwachungssystems (Fa. VMT GmbH)

Das Hardwarekonzept sieht vor, dass die Störungsfrüherkennung als Standalone-System an jeder Pumpe individuell angebracht und betrieben werden kann. Bis auf die Sensoren sind alle wesentlichen Komponenten, d.h. Datenerfassungshardware, Steuerungs-PC und Stromversorgung in einem Schaltschrank untergebracht, welcher direkt im Bereich der Pumpenaggregate angebracht ist. Die lokale Bedienung des Systems erfolgt über einen Touch-Display. Für Wartungs- und Servicetätigkeiten ist über eine LAN-Verbindung ein Fernzugriff auf den Steuerungs-PC möglich. Durch eine Verbindung des Systems in die SPS der Bohranlage ist eine Kommunikation mit dem Überwachungssystem der Bohranlage möglich. Über diese Verbindung können Informationen zwischen der Bohranlagenüberwachung und der Pumpenüberwachung ausgetauscht werden.

In den Feldtests konnte festgestellt werden, dass die Auswirkung der Interaktion zwischen dem hydraulische Leitungssystem und der Spülpumpe, durch den Einsatz des Pulsationsdämpfers auf der Förderseite und der Booster-Pumpe auf der Saugseite der Spülpumpen weitestgehend beseitigt werden. Neben den Betriebsbedingungen (Druck und Förderstrom) ist somit der Wartungszustand der Pumpen wesentlich für die Beurteilung des Zustandes und die Entwicklung von Störereignissen. Diese Wartungsarbeiten wurden bisher lediglich in den Wartungsbüchern der Pumpe vermerkt, standen aber sonst nicht direkt im Anlagenüberwachungssystem zur Verfügung. Deshalb sollen diese Wartungsarbeiten direkt an der Spülpumpe in das Überwachungssystem eingegeben und durch den Anwender ebenfalls direkt abrufbar sein.

Zur Umsetzung des Störungsfrüherkennungssystems war eine Anpassung der Datenerfassungs-, und Auswertungshardware sowie der eingesetzten Sensorik aus den Laborversuchen notwendig, um eine Kostenreduzierung und somit eine Wirtschaftlichkeit des Überwachungssystems zu realisieren und eine optimale Anpassung der Hardware an die Betriebsbedingungen auf Bohranlagen zu gewährleisten. Die Auswahl geeigneter Sensorik und Hardware wurde dabei in enger Abstimmung zwischen den Projektpartnern getätigt. Als Ersatz für die vom iPAT gebauten Sensoren wurden bei verschiedenen Herstellern Dehnungssensoren angefragt welche speziell für die zu erwarteten Dehnungen an den Spülpumpen ausgelegt wurden. Dabei konnte ein geeigneter Hersteller gefunden werden, der die spezifizierten Sensoren in industrieller Qualität herstellen und liefern konnte. Aufgrund der Erfahrung der Feldversuche wurden zudem Schutzmaßnahmen für die Sensorik spezifiziert und ausgewählt, um die Sensoren im Betrieb vor Beschädigung und Umwelteinflüsse, wie z.B. Spritzwasser, zu schützen.

Eine Erprobung des Gesamtüberwachungssystems für die Spülpumpen, bzw. der Standalone-Umsetzung des Störungsfrüherkennungssystems von VMT war in der Projektlaufzeit nicht mehr möglich. Diese Erprobung soll deshalb durch den Projektpartner Herrenknecht vorgenommen werden. Dazu wurde das Gesamtsystem

auf einer Herrenknecht Bohranlage vom Typ „TI-350T“ installiert und die beiden Spülpumpen vom Typ „BT80-120“ von Schäfer & Urbach mit entsprechender Sensorik ausgestattet. Die Bohranlage wurde im ersten Halbjahr 2014 nach China ausgeliefert und soll dort im zweiten Halbjahr 2014 in Betrieb genommen werden. Eine Überprüfung des Störungsfrüherkennungssystems im Rahmen der Abnahme der Bohranlage im Herrenknecht Werk in Schwanau im März 2014 war erfolgreich.

Da die Störungsfrüherkennung als Standalone-System an Pumpen eingesetzt werden kann ist eine Übertragung des Hardware und Softwarekonzeptes des Systems auf andere Pumpen ebenfalls möglich. Dazu sind jedoch pumpenspezifische Anpassungen am beschriebenen Auswertungsmechanismus und der Sensorik notwendig. Schäfer & Urbach hat eine derartige Anpassung des Systems auf weitere Spül- und Prozesspumpentypen begonnen und im ersten Halbjahr 2014 ein System, welches auf der entwickelten Hard- und Software basiert, bei einem Kunden (Vallourec Deutschland GmbH) installiert. Durch erste Betriebserfahrungen mit diesem modifizierten System konnte gezeigt werden, dass die ausgewählte Hardware und Sensorik sowie die Umsetzung der Schadenserkennungsmechanismen zur Pumpenüberwachung geeignet sind.

2.2. Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplanes

Durch die Erkenntnisse des Forschungsprojektes konnte ein Störungsfrüherkennungssystem für Pumpen entwickelt und in ein Prototypensystem für die Gesamtüberwachung von Spülpumpen in Geothermiebohranlagen eingebunden werden.

Eine Erprobung des Gesamtüberwachungssystems konnte nach der Fertigstellung, wie bereits beschrieben, aufgrund des Fehlens einer geeigneten Bohranlage im europäischen Raum, nicht mehr im Projektzeitraum durchgeführt werden. Herrenknecht hat eine für den Einsatz in China fertiggestellte Bohranlage mit dem Gesamtüberwachungssystem ausgestattet und wird eine ausführliche Erprobung nach Inbetriebnahme der Anlage durchführen.

Neben einer Verwendung des Störungsfrüherkennungssystems im Kontext einer Bohranlage ist, wie bereits zuvor beschrieben, nach einer pumpenspezifischen Anpassung der Sensorik und Auswertung auch ein Einsatz bei weiteren Pumpentypen möglich. Die Firma Schäfer & Urbach hat bereits begonnen eine derartige Anpassung an verschiedene Pumpentypen vorzunehmen und hat bereits erste Systeme bei Kunden in Betrieb genommen. Die bisherigen Betriebserfahrungen dieses angepassten Systems zeigen, dass sowohl Hardware, Sensorik sowie die Auswertungsmethodik dazu geeignet sind Störungen an Pumpen zu erkennen.

Durch eine Anpassung der Konfigurationsparameter kann der Zeitpunkt der Schadenserkenkung dabei so eingestellt werden, dass bereits frühzeitig Abweichungen vom regulären Betriebszustand der Pumpe erkannt und angezeigt werden. Dadurch können Wartungsarbeiten frühzeitig geplant und die Ausfallsicherheit der betreffenden Anlagen deutlich verbessert werden.

Die vorgenommenen Untersuchungen im Arbeitspaket Resonatoren deuten darauf hin, dass die Resonatoren im untersuchten Betriebsbereich ebenfalls eine wirkungsvolle Alternative zu gasgefüllten Dämpfern darstellen. Da die Dämpfer nicht individuell auf jeden Betriebspunkt eingestellt werden müssen, können Wartungsarbeiten an diesen Dämpfern somit reduziert werden.

2.3. Während der Durchführung des Vorhabens dem ZE bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Dem ZE sind keine Fortschritte anderen Stellen auf dem Gebiet des Vorhabens bekannt.

2.4. Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen des Ergebnisses

Die Methodik und ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen der Ventilaktivität mit Hochgeschwindigkeitskameras wurden durch den iPAT, vertreten durch Dr.-Ing. N. Alt im Rahmen der Tagung „Virtuelle Instrumente in der Praxis 2013“ am 28.10.2013 vorgestellt und sind im Tagungsband veröffentlicht. [1]

Ausgewählte Ergebnisse der Entwicklungsarbeit zur Erstellung des Gesamtdiagnosesystems und deren Beitrag zur Kosten und Risikominimierung von Tiefbohrungen wurden von Herrenknecht vertreten durch Dipl.-Ing. F. Seng wurden auf der 5. VDI-Fachtagung „Geothermische Technologien 2014“ am 18. März 2014 in Hannover vorgestellt und wurden ebenfalls im Tagungsband veröffentlicht. [19]

Ausgewählte Ergebnisse und Vorgehensweisen aus dem Forschungsprojekt wurden durch Dr.-Ing. N. Alt und Dipl.-Ing. B. Schreiber vom iPAT und Dipl.-Ing. F. Seng von Herrenknecht auf der Veranstaltung „Innovationstag Spülpumpen 2014“ von Schäfer & Urbach präsentiert. Dort wurde ebenfalls der Prototyp des industriellen Spülpumpenüberwachungssystems vorgestellt.

Anhang

Literaturverzeichnis

- [1] **Alt N., Schreiber B., Opitz K. Schlücker, E.:**
Analyse der Ventilkinematik einer Triplex-Spülpumpe mit Hochgeschwindigkeitsaufnahmen. Virtuelle Instrumente in der Praxis 2013; Hrsg.: Jamal R., Heinze R.; S. 205-209, Berlin: VDE Verlag, 2013
- [2] **Buja H-O.:**
Handbuch der Tief-, Flach-, Geothermie- und Horizontalbohrtechnik. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag 2011
- [3] **Courech, J.:**
Hüllkurvenanalyse zur effektiven Ermittlung von Wälzlagerfehlern – Wirklichkeit oder Fiktion. Brüel & Kjaer Vibro Anwendungs-beispiel, BAN0024-DE-11, Darmstadt: Brüel & Kjaer Vibro GmbH 2011
- [4] **Dillmann G.:**
Resonatoren zur Pulsationsdämpfung bei Kolbenpumpen. Sonderdruck aus chemie-anlagen + verfahren. Heft 10 und 11, 1978
- [5] **DIN ISO 10816-1:1997-08:**
Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen – Teil 1: allgemeine Anleitungen (ISO 10816-1:1995)
- [6] **DIN ISO 10816-6:1997-08:**
Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen – Teil 6: Hubkolben-maschinen mit Leistungen über 100 kW (ISO 10816-6:1995)
- [7] **Esser J.:**
Pulsationsdämpfer für die Mobilhydraulik. Ölhydraulik und Pneumatik 39, Nr. 11-12, 1995
- [8] **Eifler W., Schlücker E., Spicher U., Will G.:**
Küttner Kolbenmaschinen - Kolbenpumpen, Kolbenverdichter, Brennkraftmaschinen. 7. Auflage, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag 2009
- [9] **Fronek A.:**
Störungsfrüherkennung an Flüssigkeitsringvakuumpumpen. Schriftenreihe des Lehrstuhls für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, Band 1, Aachen: Shaker Verlag 2004
- [10] **Hoffmann D.:**
Die Dämpfung von Flüssigkeitsschwingungen in Ölhydraulikleitungen. VDI-Forschungsheft 575, Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH 1976

- [11] **Klapp U.:**
Überwachung und Fehlerdiagnose an oszillierenden Verdrängerpumpen. Schriftenreihe des Lehrstuhls für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, Band 2, Aachen: Shaker Verlag 2004
- [12] **Kolerus J.:**
Zustandsüberwachung von Maschinen. 3. erweiterte Auflage, Kontakt & Studium Band 187, Rennungen-Malmsheim: expert verlag 2000
- [13] **Kottmann A., Mink M.:**
Der Einfluß von Luftblasen oder Rohrleitungswerkstoffen auf die Höhe und Fortpflanzungsgeschwindigkeit von hochfrequenten Druckwellen mit sehr steiler Wellenfront. 3R International 26 Heft 3, S.210 ff., 1987
- [14] **Schlücker E.:**
Pulsationsdämpfung mit Absorptionsdämpfern. Industripumpen + Kompressoren Heft 03/2005, Essen: Vulkan-Verlag 2005
- [15] **Schlücker E., Schade O.:**
Pulsationsdämpfung mit Resonatoren und Blenden. Industripumpen + Kompressoren Heft 04/2005, Essen: Vulkan-Verlag 2005
- [16] **Schmidt R.:**
Physikalische Ursachen von Körperschallsignalen zur Störungsfrüherkennung bei irregulären Betriebszuständen in Pumpensystemen. Schriftenreihe des Lehrstuhls für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, Band 1, Aachen: Shaker Verlag 2011
- [17] **Seidl, B.:**
Zur Reduzierung der Druckschwingungen in Rohrleitungssystemen oszillierender Verdrängerpumpen. Dissertation, Technische Fakultät der Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen 1992
- [18] **Seidl B., Vetter G.:**
Aspekte zu Einbau, Gestaltung und Wirkung von Pulsationsdämpfern in Rohrleitungssystemen oszillierender Verdrängerpumpen, 3R international 32 Heft 12, S.679-687, 1993
- [19] **Seng F., Schreiber B., Alt N.:**
Entwicklung eines Diagnose- und Überwachungssystems für Spülpumpen – Ein Beitrag zur Risiko- und Kostenminimierung von Tiefbohrungen. 5. VDI Fachtagung Geo-thermische Technologien, VDI-Berichte 2198, S. 19-28, Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH 2014