

**Technische Universität München
Lehrstuhl für Angewandte Mechanik**

**Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller
auf die Dynamik von
Ventil- und Steuertrieben**

Dipl.-Ing. Univ. Karin Krüger

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister

Die Dissertation wurde am 07.07.2009 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 14.11.2009 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin des Lehrstuhls für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München.

Mein herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Heinz Ulbrich für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen. Seine Unterstützung und die vielfältigen Möglichkeiten am Lehrstuhl haben zu meiner Motivation und damit zum Gelingen der vorliegenden Arbeit beigetragen.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Zweitgutachtens. Ferner möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken.

Die Arbeit wurde durch ein Forschungsvorhaben der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), Frankfurt, gefördert. Beim projektbegleitenden Arbeitskreis der FVV und insbesondere bei dessen Obmann, Herrn Dr.-Ing. Christoph Brands, Schaeffler KG, bedanke ich mich für die sehr gute und konstruktive Zusammenarbeit. Besonders hervorzuheben ist die unkomplizierte Bereitstellung der Zylinderkopfkomponenten durch die AUDI AG, wodurch eine zügige Entwicklung des Prüfstandes ermöglicht wurde.

Allen Kollegen des Lehrstuhls danke ich für die große Hilfsbereitschaft und das angenehme Arbeitsklima. Ganz besonders möchte ich mich bei meinen Zimmerkollegen Timo Sammet, Robert Huber und Markus Schneider bedanken, die durch die freundschaftliche Zusammenarbeit und die zahlreichen Diskussionen meine Forschungsaktivitäten unterstützt haben. Darüber hinaus möchte ich Dr. rer. nat. Andreas Marek, Dr.-Ing. Andreas Hösl, Robert Huber, Markus Schneider und meinem Vater Herms Krüger für die kritische Durchsicht des Manuskripts mit vielen konstruktiven Anregungen danken.

Dank gebührt ferner der Mechanik- und Elektronikwerkstatt des Instituts, dem Sekretariat und den Studenten, die mich als studentische Hilfskräfte und mit Studienarbeiten unterstützt haben.

München, im Januar 2010

Karin Krüger

Meinen Eltern und meinem Bruder Paul

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Einführung und Problemstellung	1
1.2	Stand der Forschung	2
1.2.1	Dynamik von Ventil- und Steuertrieben	2
1.2.2	Kettenspannerdynamik	5
1.2.3	Nockenwellenversteller	6
1.3	Ziel und Aufbau der Arbeit	7
2	Prüfstand	11
2.1	Prüfling Zylinderkopf	11
2.2	Prüfstandskonzept und Versuchsanordnung	13
2.3	Messtechnik an Zylinderkopfkomponenten	16
2.3.1	Ölkreislauf	17
2.3.2	Nockenwellenversteller	19
2.3.3	Steuertrieb	22
2.3.4	Ventiltrieb	22
3	Nockenwellenversteller	25
3.1	Bauformen	25
3.2	Aufbau hydraulischer Nockenwellenversteller	26
3.3	Verstellung Nockenwellenversteller	28
3.3.1	Leckage	29
3.3.2	Kammerdrücke	30
3.3.3	Bewegte Systemmasse	33
3.3.4	Versorgungsdruck	34
3.3.5	Ölviskosität und Temperaturabhängigkeit	35
3.3.6	Reibung	36
3.3.7	Kavitation	39
4	Proportionalventil (4/3-Wegeventil)	41
4.1	Aufbau und Funktionsweise	41
4.2	Druckverluste	42
5	Ventiltrieb	49
5.1	Rollenschlepphebeltrieb	50
5.1.1	Aufbau	50
5.1.2	Nockenwelle	51
5.1.3	Hydraulisches Ventilspielausgleichselement	52
5.1.4	Ventilfeder	52

5.2	Ventiltriebsdynamik	53
5.2.1	Nockenkontur und Ventilbeschleunigungen	53
5.2.2	Nockenwellenwechsellmomente	55
6	Kettenspanner	63
6.1	Dynamikuntersuchungen am Komponentenprüfstand	64
6.2	Modellierung	69
6.3	Verifikation des Simulationsmodells	79
6.4	Integration in Steuertriebssimulation	80
6.4.1	Initialvolumen Kolben	80
6.4.2	Leckagespalt	82
6.4.3	Kolbenexzentrizität	82
6.4.4	Luftgehalt im Öl	83
7	Interaktionen der Steuer- und Ventiltriebskomponenten	91
7.1	Einfluss des Ventiltriebs auf hydraulische Nockenwellenversteller	91
7.1.1	Kammerdrücke	91
7.1.2	Ölleitungssystem	93
7.1.3	Phasenverstellung	95
7.2	Wechselwirkungen von Nockenwellenversteller, Ventil- und Steuertrieb	99
7.2.1	Hydraulischer Kettenspanner	100
7.2.2	Ventiltrieb	102
7.2.3	Nockenwellenversteller	102
7.2.4	Simulation hydraulischer Nockenwellenversteller	105
7.3	Regelung hydraulischer Nockenwellenversteller	109
7.3.1	Ölleitungssystem	112
7.3.2	Hydraulischer Kettenspanner	113
7.3.3	Nockenwellenversteller	114
8	Zusammenfassung	117
A	Anhang	121
A.1	Sensor- und Leistungsdaten Nockenwellenverstellerprüfstand	121
A.2	Sensor- und Leistungsdaten Kettenspannerprüfstand	125
	Literatur	127

1 Einleitung

1.1 Einführung und Problemstellung

Steigendes Verkehrsaufkommen und hohe Emissionen von Kraftfahrzeugen beeinträchtigen weltweit, besonders in Ballungsräumen, die Luftqualität. Die Einhaltung und fortwährende Reduktion von Immissions- und Emissionsgrenzwerten wird immer öfter ins öffentliche Interesse gerückt. Die vom Bundesverwaltungsgericht gefällte Entscheidung für das „Recht auf saubere Luft“ [14] unterstreicht zusätzlich das neue Umweltbewusstsein. Maßnahmen zur Verbesserung der Luftqualität werden durch die Einführung von Umweltzonen und durch die Vergabe von Feinstaubplaketten ergriffen, so dass kontinuierlich emissionsstarke Fahrzeuge aus dem Straßenverkehr verbannt werden. Durch die europäischen Abgasnormen Euro 5 und Euro 6, die im September 2009 bzw. 2014 in Kraft treten, werden nicht nur gesetzliche Emissionsgrenzwerte festgelegt, sondern auch gezielt die Entwicklung emissionsarmer Fahrzeuge vorangetrieben.

Neben den reinen Schadstoffemissionen rückt in letzter Zeit die Diskussion um den Klimawandel und die steigenden Kraftstoffpreise, verbunden mit der Forderung nach geringem Verbrauch, immer mehr in den Vordergrund. Durch die zusätzliche Berücksichtigung von CO₂-Emissionen in der deutschen Kfz-Steuer ab Juli 2009 [1] werden weitere Kaufanreize geschaffen, emissions- und verbrauchsarme Fahrzeuge zu bevorzugen.

Sowohl durch die gesetzlichen Regelungen als auch durch das zunehmende Umweltbewusstsein der Kunden unterliegt die Automobilindustrie einem steigenden Innovationsdruck. Diesen Anforderungen muss im Entwicklungsprozess neuer Motoren Rechnung getragen werden. Die neue Differenzierung in der Marktpositionierung strebt mehrwertorientierte Techniken für ottomotorische Antriebssysteme [5] an, wobei als wesentliche Herausforderung die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitig gesteigerter Motorleistung steht. Diese Ziele werden unter anderem durch die direkte Beeinflussung des Ladungswechselprozesses im Motor mit variabel gestalteten Ventiltrieben erreicht. Im Bereich der Ventil- und Steuertriebstechnik werden daher laufend neue Konzepte entwickelt oder bei bestehenden Lösungen Verbesserungspotenziale gesucht und ausgenutzt. Der Entwicklungsprozess wird dabei durch die Weiterentwicklung von Simulationstools, steigenden Rechnerkapazitäten und neueren Messmethoden zusätzlich unterstützt und beschleunigt.

Eines der Hauptziele variabler Ventiltriebe, die Verstellung der Ventilsteuerzeiten, kann durch den heute schon weit verbreiteten Einsatz von hydraulischen Nockenwellenverstellern erreicht werden. Nockenwellenversteller sind hochdynamische Systeme,

die einen immensen Einfluss auf die restlichen Ventil- und Steuertriebskomponenten haben. Die gegenseitigen Interaktionen der Phasenversteller mit Ventil- und Steuertrieb sowie anderen hydraulischen Komponenten des Zylinderkopfes wurden bislang aber nur selten detailliert untersucht. Besonders experimentelle Untersuchungen auf diesem Gebiet sind sehr kosten- und zeitintensiv. Simulationen hingegen beschränken sich zudem bislang meist nur auf die Betrachtung einzelner Komponenten oder auf vereinfachte Modellierungen des Ventil- und Steuertriebs, wobei stets ein Kompromiss zwischen Rechenzeiteffizienz und Modellierungstiefe angestrebt wird. Für ein detailliertes Systemverständnis der Dynamik und der Interaktionen ist es deshalb erforderlich, eine enge Verknüpfung zwischen experimentellen Analysen und Simulationen zu erreichen.

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen des von der FVV und der AiF finanzierten Projekts „Dynamik von Nockenwellenverstellern unter Berücksichtigung von Hydraulik und Regelung“ (Vorhaben Nr. 871) entstanden. Sie liefert detaillierten Aufschluss über Systeminteraktionen im Ventil- und Steuertrieb bei Stellvorgängen und stellt durch umfangreiche Messungen Verifikationen der in [88] und [58] vorgestellten Modellierungsmethoden zur Verfügung.

1.2 Stand der Forschung

Aufgrund der ständigen Weiterentwicklung von Steuer- und Ventiltrieben existiert bereits eine Vielzahl von Forschungsarbeiten, die diese komplexen und vielseitigen Motorbauteile behandeln. Im Folgenden soll daher ein kurzer Abriss über die bisherigen Forschungstätigkeiten gegeben werden, bevor auf Ziel und Aufbau der vorliegenden Arbeit eingegangen wird.

1.2.1 Dynamik von Ventil- und Steuertrieben

Die steigenden Anforderungen an die Motorkonstruktion hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionen, Reibung, Leistung und Akustik erfordern es, Steuer- und Ventiltriebe kontinuierlich zu verbessern und zu optimieren. Besonders durch die Steigerung der Leistungsfähigkeit von Rechnern können auf dem Gebiet der Simulation große Fortschritte erzielt werden. Die Simulation dieser schwingungsfähigen Systeme ermöglicht durch wachsende Modellierungstiefen detaillierte Betrachtungen, die sowohl das Verständnis des Gesamtsystems verbessern als auch aussagekräftige Parameterstudien zulassen, so dass die Anzahl der zeit- und kostenintensiven Prüfstandsversuche reduziert werden kann.

Entwicklungstendenzen im Ventiltrieb- und Steuertriebsbereich

Besonders auf dem Gebiet der Ventiltriebsvariabilitäten existiert eine Vielzahl von Veröffentlichungen. ADEMES ET AL. [2] geben einen Überblick über die verschiedenen Generationen und Weiterentwicklungen von diesen Motorkomponenten. Dabei

wird besonders auf bestehende Konzepte wie Phasenversteller, Zylinderabschaltung und vollvariable Ventiltriebe eingegangen sowie das Potenzial zukünftiger Konzepte, wie beispielsweise elektromechanischer Ventiltriebe, aufgezeigt. PISCHINGER ET AL. [79] zeigen anhand der Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit vollvariabler Ventilsteuerung Potenziale zur Verbrauchsreduzierung. Das dargestellte Konzept der drosselfreien Laststeuerung mittels vollvariabler Ventilsteuerung erzielt deutliche Verbrauchsvorteile im Vergleich zum Referenzmotor bei gleichzeitiger Einhaltung der Emissionsgrenzwerte.

OEMs und Zulieferer bieten oft einen Überblick über ihre aktuellen Entwicklungen. So stellen BRÜSTLE und SCHWARZENTHAL [13] für den PORSCHE 911 TURBO den „Variocam Plus“ vor. Hierbei wird der Nockenwellenversteller mit einer schaltbaren hydraulischen Tasse kombiniert, so dass zwei verschiedene diskrete Hübe auf der Einlassseite realisiert werden. EBEL und METZNER [20] zeigen die Doppelnockenwellenverstellung anhand von V-Motoren von VOLKSWAGEN. Sowohl Einlass- als auch Auslassnockenwelle verfügen über hydraulische Phasenversteller, wodurch der spezifische Verbrauch und die Leerlaufqualität deutlich verbessert werden. Von BMW wird die vollvariable Ventilsteuerung „Valvetronic“ eingesetzt, deren Weiterentwicklung von KLAUS ET AL. in [50] beschrieben ist. Die Optimierung des bestehenden Systems lieferte eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs um 12% bei gleichzeitiger Steigerung der spezifischen Leistung gegenüber dem Vorgängermodell. FLIERL ET AL. diskutieren in ihrer Arbeit [30] den Einsatz des vollvariablen Ventiltriebs „Uni-Valve“.

Eine Möglichkeit zur Kraftstoffeinsparung bietet der Vorgang der Zylinderabschaltung. Hierbei werden einzelne Zylinder in stationären Betriebspunkten gezielt nicht gezündet. Das Verfahren wird vorwiegend bei großen Motoren eingesetzt, wie beispielsweise in [89] dargelegt wird. FALKOWSKI ET AL. [25] zeigen anhand des DAIMLERCHRYSLER 5.7 HEMI ein System zur Zylinderabschaltung für Motoren im mittleren Preissegment.

Der Einfluss der Zylinderabschaltung auf die Motordynamik wird bei ZHENG [102] analysiert.

Ein Überblick über zukünftige Lösungen für schaltbare Ventiltriebskomponenten wird in EGGERATH ET AL. [21] gegeben. Dabei wird insbesondere auf länderspezifische Anforderungen sowie auf schaltbare und vollvariable Ventiltriebe eingegangen. Die Weiterentwicklungstendenzen im Ventiltriebsbereich führen zu elektrohydraulischen oder elektromechanischen Ventilsteuerungen. Als früherer Ansatz ist hier die theoretische und praktische Entwicklung einer variablen Ventilsteuerung auf elektronisch-hydraulischer Basis von GERINGER [35] zu nennen, die bereits 1986 veröffentlicht wurde.

Ein Konzept zur elektrohydraulischen Ventilsteuerung (EHVS) wird von DENGEL und MISCHKER in [16] vorgestellt. Die EHVS bietet eine der flexibelsten Lösungen, um die klassische mechanische Nockenwelle zu ersetzen. Als freie Parameter werden nicht nur Ventilöffnungs- und schließzeiten und variabler Hub, sondern auch Stell- und Aufsetzgeschwindigkeiten zur Verfügung gestellt. Dadurch bietet sie großes Verbesserungspotenzial in Bezug auf Verbrauch, Emissionen, Leistung und Verschleiß.

Als Beispiel für elektromechanische Ventilsteuerungen sollen hier die Veröffentlichungen von SALBER ET AL. [84] und [85] genannt werden. Einen direkten Vergleich von vollvariablen mechanischen und elektromechanischen Ventiltrieben bieten FLIERL und KAIRIES in [31]. Die Untersuchungen zeigen deutlich die Vorteile elektromechanischer Ventiltriebe im Vergleich zu konventionellen funktionalen Bauweisen aufgrund der Vielzahl der frei wählbaren Parameter.

Trotz der Weiterentwicklungen und Forschungstätigkeiten auf dem Gebiet der Ventilsteuerung wird schon allein aus Kostengründen auch in naher Zukunft die konventionelle mechanische Ventilbetätigung durch Nockenwellen nicht ersetzt werden können, so dass die Problematik des Nockenwellenantriebs weiterhin bestehen bleibt. Als Lösungsansätze für den Nockenwellenantrieb haben sich Ketten- und Riementriebe durchgesetzt. BELMER ET AL. [6] geben einen Überblick bezüglich Konzeption und Auslegung der Triebe anhand der Umstellung eines Motors von Zahnriemen- auf Kettensteuerung. Umfangreiche experimentelle Untersuchungen von Steuerkettentrieben hat KELL [48] durchgeführt. Hierbei wurden nicht nur Drehschwingungen der Kettenräder berücksichtigt, sondern auch die Kettenkräfte mittels Dehnmessstreifen auf einem Kettenglied über ein Telemetriesystem gemessen. WEBER ET AL. [95] untersuchen Steuerkettentriebe ebenfalls experimentell und WANG [93] beschäftigt sich direkt mit der Schwingungsanalyse der Steuerkette unter Berücksichtigung der Drehungleichförmigkeit an der Nockenwelle. Als ausführliches Grundlagenbuch über Kettentriebe ist WOROBJEW [99] anzuführen.

Ventil- und Steuertriebssimulation

Aufgrund der steigenden Rechnerkapazitäten und -leistungen kann der Bereich der Ventil- und Steuertriebssimulation kontinuierlich erweitert werden. Als Grundlage dienen vorwiegend strukturvariante MKS-Programme (Mehrkörpersystemprogramme), bei denen die einzelnen Körper sowohl elastisch als auch starr modelliert werden können. Als wegbereitende Arbeiten auf dem Gebiet der allgemeinen Dynamik von Mehrkörpersystemen sind PFEIFFER [74], [75], [76], BREMER [12], ULBRICH [92] und GLOCKER [36] zu nennen.

Etablierte Ansätze zur Steuerkettensimulation liefert FRITZ [34] in seiner Dissertation, in dessen Rahmen das vielfach eingesetzte und bewährte Programm KETSIM entwickelt wurde. Anwendungsbeispiele lassen sich in ENGELHARDT ET AL. [24] finden. Weitere Berechnungsverfahren zur Ermittlung der dynamischen Effekte in Kettentrieben werden von FINK [27], [28] geliefert, wobei das auf KETSIM basierende Programm DYNAKET verwendet wird. Das proprietäre Programmpaket SIMPACK bietet ebenfalls die Möglichkeit der Steuerkettentriebssimulation, wie HIPPMANN ET AL. in [41] zeigen. LACH [61] untersucht in seiner Dissertation den Einfluss von Verzahnungskonturgestaltung und die Spannelementabstimmung mit dem MKS-Programm DADS.

Auf dem Gebiet der Ventiltriebssimulation soll an dieser Stelle als frühe Arbeit PHILIPS ET AL. [78] von 1989 erwähnt werden, die sowohl effiziente Modelle für Ventiltriebe als auch für die Ventulfeder vorstellen. BAKAJ bietet in [4] die rechnerische Simulation des dynamischen Verhaltens eines Schleppebeltriebs mit hydraulischem

Ventilspielausgleich. Die Verwendung von hydraulischen Ventilspielausgleichselementen wird ebenfalls bei MEWS ET AL. [67] berücksichtigt. Die dynamische Ventilbelastung wird von BRANDS in [10] rechnergestützt untersucht. Ebenfalls wird von FLENKER und UPHOFF eine effiziente Modellierung von Ventildedern auf MKS-Basis in [29] vorgestellt. Eine elasto-hydrodynamische Kopplung von Nockenwelle und Lagerung wird von KNOLL ET AL. in [54] präsentiert.

Die Co-Simulation von Ventil- und Steuertrieben für verschiedene Konfigurationen wird in der Dissertation von ENGELHARDT [23] beschrieben. Dabei wird insbesondere aufgezeigt, dass zur Darstellung von Interaktionen eine gekoppelte Simulation beider Systeme unabdingbar ist. SINNAMON [91] integriert in seiner Co-Simulation zusätzlich Regelkonzepte für variable Ventiltriebe. Des Weiteren ist hier für die Simulation variabler Ventiltriebe die Arbeit von MIANZO und PENG [69] aufzuführen.

Eine besondere Herausforderung an die Modellierung von Ventiltrieben ist die Simulation von hydraulischen Ventilspielausgleichselementen (HVA). Die kleinen Ölvolumina in der Hochdruckkammer haben zur Folge, dass das untersuchte System sehr steif wird. HUBER [44] wendet bei der Ventiltriebssimulation Methoden zur Berechnung nicht-glatte Mechanik an und stellt in seiner Arbeit ein mit Messungen verifiziertes Modell des HVA vor. Der Einfluss der Ölkompessibilität wird in der Arbeit von HATCH und PISANO [39] berücksichtigt und zusätzlich eine Modalanalyse des HVAs durchgeführt. MAAS ET AL. [64] untersuchen das Betriebsverhalten von hydraulischen Ventilspielausgleichselementen bei Kaltstart unter Bezugnahme auf die Geräuschentwicklung am Ventiltrieb. Experimentelle und numerische Untersuchungen des Luftgehalts im Öl bei Ventiltrieben mit Ventilspielausgleichselementen werden von POROT und TRAPY in [81] vorgestellt.

Der Luftgehalt im Öl ist entscheidend für die Dynamik und oft ein unbekannter Parameter, da die Messstellen hierfür schwer zugänglich sind. ZHAO ET AL. stellen in [100] Methoden zur Bestimmung des Luftgehalts im Öl in der Hochdruckkammer des HVAs vor. Untersuchungen zum Steifigkeitsverhalten von hydraulischen Ventilspielausgleichselementen werden in der Dissertation von WIELER [97] durchgeführt. Die Arbeiten von ZOU und MCCORMICK [103] berücksichtigen in ihrer Ventiltriebssimulation ebenfalls den Einfluss von HVAs und unterstreichen damit die Bedeutung dieser Ventiltriebskomponente.

Ventil- und Steuertriebe sind schwingungsempfindliche Systeme, weshalb auf detaillierte Schwingungsanalysen nicht verzichtet werden kann. Methoden zur Analyse von Schwingungen in Steuerungsantrieben werden von HEIDUK [40] präsentiert. Einen breiten Überblick über Schwingungen in Motoren und Getrieben bietet die Dissertation von WEIDEMANN [96].

1.2.2 Kettenspannerdynamik

Die Kettenspannerdynamik ist ein wesentlicher Einflussfaktor bei der Betrachtung von Steuerkettentrieben. Die grundlegenden Eigenschaften von Steuerkettentrieben mit Kettenspannsystemen werden in SAUER ET AL. [86] aufgeführt. Meistens werden

für Kettentriebe hydraulische Kettenspanner eingesetzt, deren Verhalten nicht zuletzt vom verwendeten Motoröl abhängt. Einen Überblick über zukünftige Schmieröle im Automobilbereich geben KORCEK ET AL. in [56] und MIAN in [68]. Der Zusammenhang zwischen Temperatur, Viskosität und Ölalterung wird ausführlich von SINGH ET AL. [90] beschrieben. Durch die Vielzahl von Additiven im Öl reicht oft die Beschreibung des Öls als Newtonsches Fluid nicht aus. Die Notwendigkeit der Berücksichtigung von strukturviskosem Verhalten von Öl wird am Beispiel von elastohydrodynamischen Lagerungen von BOHAN ET AL. [8] dargestellt.

POST ET AL. [82] erweitern in ihrer Arbeit das etablierte Programmsystem KET-SIM und integrieren verschiedene Kettenspannervarianten, so dass der Einfluss des Kettenspanners auf die Steuerkette numerisch untersucht werden kann. Auf Basis des von BORCHSENIUS [9] entwickelten Hydrauliksimulationprogramms HYSIM baut HÖSL [43] einen Kettenspannerbaukasten, der durch seine Modularität der Vielzahl an verschiedenen Spannelementen gerecht wird.

Den Einfluss verschiedener Spannelemente auf die Körperschallanregung durch Steuerkettentriebe zeigen SCHAFFNER ET AL. [87]. NICOLA präsentiert in seiner Dissertation [73] versuchsgestützte Dynamiksimulationen hydraulisch gespannter Kettentriebe unter Drehungleichförmigkeiten. Eine deutliche Verbesserung der Spannelementsimulation wird durch die Verwendung von CFD-basierten Modellen erzielt, wie sie ENGELHARDT [23] präsentiert. Ein Überblick über das weitreichende Gebiet der CFD-Simulationen findet sich bei ELDER ET AL. [22] sowie LÖHNER [62].

1.2.3 Nockenwellenversteller

Nockenwellenversteller stellen ein relativ einfaches und kompaktes System zur Phasenverstellung von Nockenwellen dar. Im Gegensatz zu vollvariablen Ventiltrieben wird bei diesem Konzept nur der Zeitpunkt der Ventilöffnung bzw. des Schließens verändert. Die Entwicklungstendenz von Nockenwellenverstellern wird von HANNIBAL ET AL. in [38] dargestellt. Darin wird ausgehend von den ersten Zweipunktverstellern der Übergang zu stufenlosen Verstellern basierend auf dem Schwenkmotorprinzip präsentiert. Erste Konzepte von Nockenwellenverstellern liefern MAEKAWA ET AL. [65] 1989, die die Nockenwelle über eine mit Motoröl beaufschlagte Kolbenkonstruktion verstellen. Der Nachteil dieses Lösungsvorschlags war die enorme Geräuschentwicklung aufgrund der ungleichmäßigen Wechselmomente der Nockenwelle. MORIYA ET AL. präsentieren die Verbesserungspotenziale eines kontinuierlich verstellbaren Ventiltriebs am Beispiel eines Reihen-Sechszylinder-Motors [71]. Auslegungskriterien kontinuierlich verstellbarer Phasenversteller (Continuously Variable Cam Phasing: CVCP) von DELPHI werden in [63] vorgestellt. Dabei steht besonders der Konflikt zwischen Baugröße und erforderlicher Verstellkraft im Vordergrund.

Besonders robuste und schnelle hydraulische Nockenwellenverstellsysteme werden von KNECHT ET AL. in [52] und [53] vorgestellt. NEUBAUER und PFÜTZENREUTER [72] präsentieren elektromotorische Phasenversteller (Electromotive Variable Camshaft Phasing: EVCP), die große Verstellbereiche und die Regelung beliebiger

Phasenwinkel auch im Kaltstartbereich ermöglichen. Durch den Wegfall unregelmäßiger Ölpumpen kann des Weiteren im Vergleich zu hydraulischen Phasenverstellern der Gesamtwirkungsgrad erheblich gesteigert werden.

Robuste Regelungskonzepte für hydraulische Nockenwellenversteller bieten beispielsweise die Arbeiten von WITT und KELLY [98] sowie PFEIFFER ET AL. [77]. In beiden Arbeiten werden PID-Regler zugrunde gelegt. Die Verifikation der Reglerauslegung erfolgt an Prüfständen, wobei insbesondere der Einfluss der Ölviskosität berücksichtigt wird. Das von ZHENG und PLENZLER [101] entwickelte Simulationsmodell für hydraulische Phasenversteller zeigt den Einfluss der Fluidynamik auf den Verstellprozess. Dabei wird insbesondere auf die Reglerstabilität bei variablen Versorgungsdrücken, Leckagespalten und Luftgehalten im Öl eingegangen.

1.3 Ziel und Aufbau der Arbeit

Aus den zahlreichen Veröffentlichungen und Forschungsaktivitäten auf dem Gebiet der Steuer- und Ventiltriebsdynamik lässt sich bereits folgern, dass sowohl die Modellbildung und Simulation als auch die experimentellen Untersuchungen dieser Motorkomponenten stetig weiterentwickelt und verbessert werden. Hinsichtlich der Simulation stehen dabei vorwiegend Rechenzeiteffizienz und hohe Modellierungsgüte im Vordergrund, die zum einen Detailuntersuchungen und zum anderen Gesamtsystembetrachtungen ermöglichen sollen. Stehen zusätzlich Messergebnisse zur Verfügung, so lassen sich anhand der damit verifizierten und physikalisch motivierten Simulationsmodelle schnell und kosteneffizient Optimierungsverfahren und Parametervariationen anwenden.

Experimentelle Untersuchungen in der Ventil- und Steuertriebsdynamik beschränken sich häufig aus Kostengründen und aufgrund des erheblichen Aufwands entweder nur auf einzelne Komponenten oder auf eine vereinfachte Betrachtung des Gesamtsystems, wobei meist nur messtechnisch leicht zugängliche Bauteile des Ventil- und Steuertriebs betrachtet werden. Interaktionen der Teilkomponenten des Steuer- und Ventiltriebs werden dabei nicht erfasst, so dass insbesondere bei der Dynamikbetrachtung der hydraulischen und mechanischen Komponenten oftmals keine aussagekräftigen Messergebnisse vorliegen.

Das Hauptziel der vorliegenden Arbeit besteht daher darin, anhand von experimentellen Untersuchungen den Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller auf die gesamte Ventil- und Steuertriebsdynamik zu analysieren. Es sollen also nicht nur die Betriebscharakteristika der einzelnen Komponenten, sondern auch die Wechselwirkungen der Teilsysteme, die hydraulisch, mechanisch sowie hydraulisch-mechanisch miteinander gekoppelt sind, herausgearbeitet werden. Auf Basis der resultierenden Messergebnisse werden zusätzlich die in SCHNEIDER [88] und KRÜGER [58] vorgestellten Simulationsmodelle verifiziert.

In Kapitel 2 wird der in der vorliegenden Arbeit untersuchte Zylinderkopf mit seinen einzelnen Komponenten sowie der Prüfstands Aufbau beschrieben. Die Versuchsanordnung ist modular aufgebaut, so dass verschiedene experimentelle Untersuchungen ermöglicht werden, die eine Zuordnung der auftretenden Effekte erleichtern. Zu-

sätzlich wird hier insbesondere auf die verwendete Messtechnik eingegangen, die detailliert für die einzelnen Zylinderkopfkomponten beschrieben ist.

In den folgenden Kapiteln werden die wichtigsten Komponenten des Zylinderkopfes, die bei der Untersuchung betrachtet werden, vorgestellt. Kapitel 3 beschäftigt sich mit den hydraulischen Nockenwellenverstellern und dem Verstellvorgang an sich ohne den Einfluss von Ventil- und Steuertrieb. Der Aufbau von Einlass- und Auslassversteller wird ausführlich präsentiert und die für die spätere Betrachtung des Gesamtsystems mit Interaktionen grundlegenden Eigenschaften des Nockenwellenverstellers werden anhand von Kammerdrücken, Ölviskositäten, Versorgungsdrücken, Leckageströmen und Systemmassen dargelegt.

Als Stellglied zur Phasenverstellung der Nockenwelle dienen 4/3-Wegeventile, die in Kapitel 4 analysiert werden. Hierbei werden nicht nur der komplexe Aufbau beschrieben, sondern auch Messergebnisse zum Durchflussverhalten und Möglichkeiten zur numerischen Beschreibung der Druckverluste im Ventil vorgestellt. Das Simulationsmodell des Proportionalventils greift dabei auf ein CFD-basiertes Kennfeld zurück.

Die hydraulischen Nockenwellenversteller sind direkt mit der Nockenwelle verbunden. Zum besseren Verständnis des gegenseitigen Einflusses von Nockenwellenversteller und Ventiltrieb wird in Kapitel 5 näher auf den untersuchten Ventiltrieb eingegangen. Die detaillierte Beschreibung des Aufbaus des Rollenschlepphebeltriebs mit den Komponenten Nockenwelle, hydraulisches Ventilspielausgleichselement und Ventildfeder ermöglicht die spätere Analyse der Ventiltriebsdynamik. Für diese Analyse wird hierbei der Drehmomentverlauf der Nockenwelle gemessen und ein ausführlicher Vergleich zwischen Messung und Simulation gezeigt. Zusätzlich wird der direkte Einfluss der Ventiltriebsdynamik auf die Kammerdrücke im Nockenwellenversteller dargestellt.

Der hydraulische Kettenspanner ist hydraulisch und mechanisch an die Nockenwellenversteller gekoppelt. Auf der mechanischen Seite liefert er die nötige Spannkraft für den Steuertrieb, der die Nockenwellenversteller antreibt. Hydraulisch ist er an den gleichen Ölkreislauf wie die Versteller angebunden. Da der Kettenspanner einen erheblichen Einfluss auf die Steuertriebsdynamik hat, wird er zusätzlich auf einem Komponentenprüfstand dynamisch analysiert, wie in Kapitel 6 gezeigt wird. Für den Kettenspanner wird ein eigenes Simulationsmodell mit neuen Modellierungsmethoden entwickelt, das anhand der Messergebnisse vom Komponentenprüfstand abgeglichen wird. Ein Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt die Verifikation des Simulationsmodells.

Des Weiteren werden die Grenzen der Untersuchungen am Komponentenprüfstand aufgezeigt und die wesentlichen Änderungen beim Einsatz des abgeglichenen Modells in der Gesamtsteuertriebssimulation dargestellt.

Kapitel 7 beschäftigt sich ausführlich mit den Interaktionen der Ventil- und Steuertriebskomponenten. Analog zu den modularen Prüfstandsauftbauten wird zunächst nur der Ventiltrieb und anschließend der gekoppelte Ventil- und Steuertrieb betrachtet. Sowohl die Zeitverläufe, als auch die Frequenzanteile in den Signalen liefern

Erkenntnisse zu den Komponenteninteraktionen. Zusätzlich wird anhand von Simulationsergebnissen ein Vergleich der Steuer- und Ventiltriebsdynamik mit und ohne hydraulische Nockenwellenversteller aufgezeigt. Den Abschluss des Kapitels bildet die Darstellung und Interpretation der Messergebnisse für das geregelte Gesamtsystem. Hierbei wird verdeutlicht, wie wichtig eine Abstimmung der einzelnen Komponenten des Zylinderkopfes untereinander ist, um die Betriebs- und Funktionssicherheit zu gewährleisten.

2 Prüfstand

Die in dieser Arbeit gezeigten experimentellen Untersuchungen zum Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller auf die Ventil- und Steuertriebsdynamik wurden an eigens für diesen Zweck entwickelten Prüfständen durchgeführt. Das Gebiet der Prüfstandstechnik ist breit gefächert und im Allgemeinen sind auch die Einsatzgebiete von Prüfständen sehr vielseitig. Dabei kann eine Unterteilung von Prüfstandstypen beispielsweise nach ihrer Funktion erfolgen: Dauerlaufprüfstand, Schwingungsprüfstand, Emissionsprüfstand, u.v.a., wobei die Komplexität eines Prüfstands zum einen durch den Prüfling und zum anderen nach dessen Aufgabengebiet bestimmt wird. In der Versuchsorganisation hat sich bei der Entwicklung und Optimierung von Prozessen und Produkten die statistische Versuchsplanung (engl.: Design of Experiments DoE) etabliert. Die Anzahl der Versuche wird durch die Anwendung von DoE-Methoden minimiert und gezielt der Wirkzusammenhang zwischen Einflussfaktoren und Zielgrößen ermittelt. MONTGOMERY [70] und KLEPPMANN [51] bieten diesbezüglich einen ausführlichen Überblick.

In vorliegender Arbeit dient der entwickelte Komponentenprüfstand der direkten Untersuchung der Wechselwirkungen von Steuer- und Ventiltriebskomponenten anhand eines Zylinderkopfs mit hydraulischen Nockenwellenverstellern. Dabei steht die Messung mechanischer und hydraulischer Werte im Vordergrund, die eine physikalische Beschreibung des Systems ermöglichen. Mit der gewonnenen breiten Messdatenbasis können anschließend die entwickelten Simulationsmodelle verifiziert werden, so dass Parameterstudien sowie Systemoptimierungen vor aufwendigen und zeit- und kostenintensiven Prüfstandsversuchen durchgeführt werden können.

2.1 Prüfling Zylinderkopf

Die Untersuchungen wurden an einem Zylinderkopf des V6 3.2l FSI Motors der AUDI AG durchgeführt. Der gesamte Steuertrieb des untersuchten Motors ist in Bild 2.1 dargestellt. Der Haupttrieb (1) ist direkt mit der Kurbelwelle verbunden und treibt über die Zwischenräder (5) die dreieckförmigen Triebe von Bank 1 (3) und von Bank 2 (4) an. Die Bänke in V-Anordnung sind relativ zueinander unter 90° angeordnet. Der Nebenaggregatetrieb (2), der ebenfalls an den Haupttrieb gekoppelt ist, treibt die Motorölpumpe an.

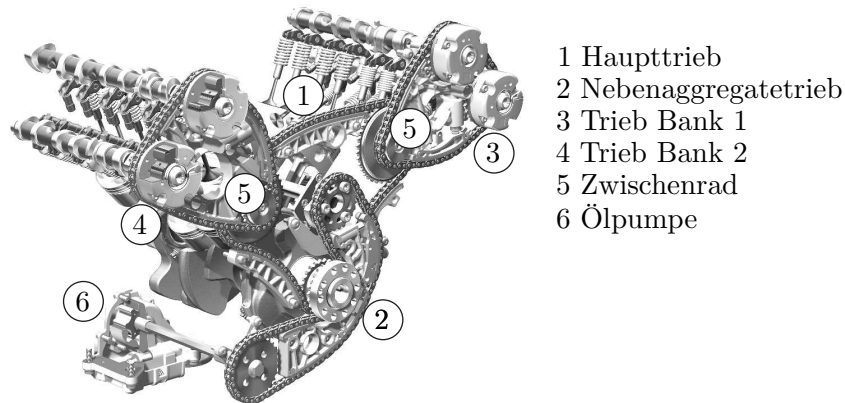


Bild 2.1: Aufbau des gesamten Steuertriebs des AUDI V6 3.2l FSI

Die Dynamik der Nockenwellenversteller wird maßgeblich vom Ventiltrieb beeinflusst. Anregungen aus der Kurbelwelle sind im Allgemeinen untergeordnet, so dass für die experimentellen Untersuchungen der Trieb einer Zylinderkopfbank ausreichend ist. Anhand von Bild 2.2 wird der Aufbau des Ventil- und Steuertriebs der linken Zylinderkopfbank beschrieben.

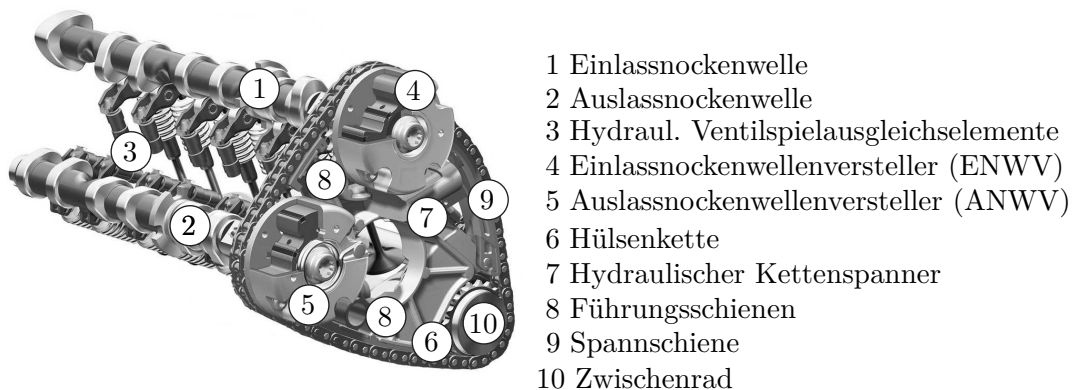


Bild 2.2: Aufbau der linken Zylinderkopfbank des AUDI V6 3.2l FSI

Der Ventiltrieb ist als Rollenschlepphebeltrieb mit obenliegenden Nockenwellen (1) und (2) ausgeführt. Der Ausgleich des Ventilspiels erfolgt über hydraulische Ventilspielausgleichselemente (HVA) (3), die über die Ölgalerie der Nockenwelle versorgt werden. Sowohl an die Einlass- als auch an die Auslassnockenwelle sind hydraulische Nockenwellenversteller (4) und (5) montiert, die eine Phasenverstellung der Nockenwelle relativ zur Kurbelwelle durch Druckbeaufschlagung der Verstellerkammern ermöglichen.

Der Nockenwellenversteller wird über das angeschraubte Kettenrad von der Hülsenkette (6) des Steuertriebs über ein Zwischenrad (10) angetrieben. Um die einwandfreie Funktion des Kettentriebs zu gewährleisten, ist ein hydraulischer Kettenspanner (7) in das System integriert, der für die nötige Vorspannung sorgt und Schwingungen des Triebes mittels der drehbar gelagerten Spannschiene (9) über den Leckagespalt dämpft. Durch die Verwendung von Führungsschienen (8) wird die Länge

der freien Trume im Kettentrieb minimiert und dadurch übermäßigen Transversalschwingungen vorgebeugt. Die Führungsschienen sind im Bereich zwischen den Nockenwellenverstellern der Einlass- und Auslassseite sowie im Lasttrum eingebaut. Die Verstellung der hydraulischen Nockenwellenversteller erfolgt über die Ansteuerung der 4/3-Wegeventile (nicht dargestellt), die die jeweiligen Verstellerkammern mit Öl beaufschlagen oder entlasten.

2.2 Prüfstandskonzept und Versuchsanordnung

Modularer Aufbau und Reproduzierbarkeit der Messergebnisse sind wichtige Kriterien bei der Planung von Versuchsaufbau und -durchführung. Auf der Definition der Projektziele liegt bei der Versuchsplanung besonderes Augenmerk, da nachträgliche Änderungen im Prüfstandsaufbau kosten- und zeitintensiv sind. Dabei müssen im Entwicklungsprozess folgende Fragestellungen beantwortet werden:

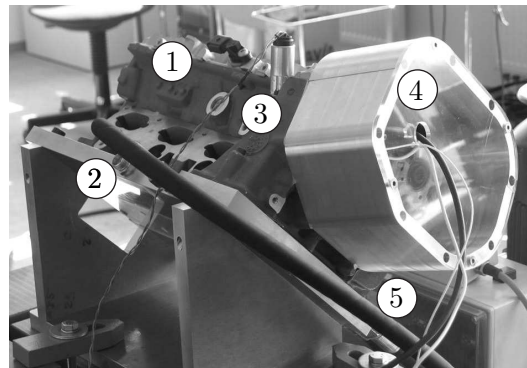
- Was sind Ziel und Zweck der Untersuchungen?
- Welche auftretenden Effekte sind beim zu untersuchenden System zu erwarten?
- Sind die Systemgrenzen des Prüfstands auch sinnvoll für einen Abgleich mit der Simulation?
- Welche Messgrößen sind notwendig, um das zu untersuchende System physikalisch zu beschreiben?
- Wie hoch ist der Maximaleingriff der Sensorik ins System, um noch realistische und verwertbare Ergebnisse zu erzielen?
- Welche Anforderungen an die Messtechnik hinsichtlich verfügbarer Bauraum, Genauigkeit, Signalübertragung und Umgebungsbedingungen gibt es?

Der Fokus der hier getätigten Dynamikuntersuchungen am Zylinderkopf richtet sich hauptsächlich auf die Analyse der Effekte am Ventil- und Steuertrieb während der Phasenverstellungen der Nockenwelle. Zusätzlich sollen mit den gewonnenen Erkenntnissen Simulationsmodelle [58] für hydraulische Nockenwellenversteller verifiziert werden, so dass Methoden entwickelt werden können, die es ermöglichen, virtuelle Parameterstudien, Optimierungen und Nockenwellenverstellerauslegungen im Gesamtsystem durchzuführen.

Ventil- und Steuertriebe sind im Allgemeinen schwingungsempfindliche Systeme. Aufgrund der Vielzahl der erforderlichen Messstellen zur Dynamikuntersuchung ist es sinnvoll, unterschiedliche modulare Versuchsanordnungen zu entwickeln, die eine Zuordnung der Effekte zu den einzelnen Systemkomponenten ermöglichen.

Das einfachste realisierte System, das in Bild 2.3 dargestellt ist, behandelt nur den Verstellvorgang der Nockenwellenversteller, wobei die Nockenwelle selbst fixiert ist. Die Nockenwellenversteller werden mit Öl versorgt und über die Proportionalventile

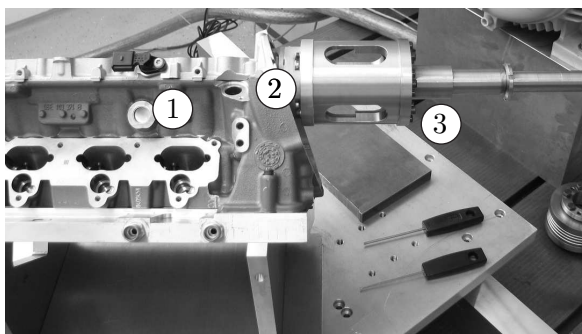
verstellt. Ausgehend davon können erste Rückschlüsse auf Verstellgeschwindigkeiten, Kammerdrücke, Reibung, Leckageflüsse und Fluidträgheiten im hydraulischen Leitungssystem gezogen werden.



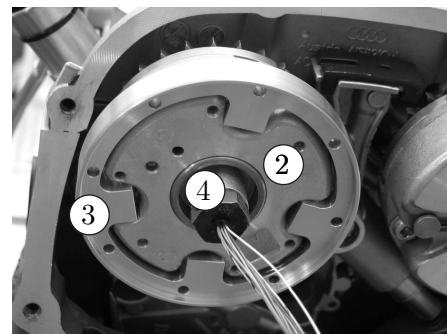
- 1 Zylinderkopf
- 2 Ölzuleitung
- 3 Proportionalventil
- 4 Nockenwellenversteller
- 5 Ölrücklauf

Bild 2.3: Versuchsanordnung zur Untersuchung der Nockenwellenversteller ohne den Einfluss von Steuer- und Ventiltrieb

Der Einfluss der Nockenwelle und der Ventilbetätigungen auf den hydraulischen Nockenwellenversteller wird untersucht, indem der Stator des Nockenwellenverstellers, der im realen Motor von der Hülsenkette angetrieben wird, in einer anderen Versuchsanordnung direkt angetrieben wird, siehe Bild 2.4. Der Eingriff in den Stator erfolgt über eine Klauenkonstruktion mit Flankenzentrierung, die mittels der Antriebswelle über eine drehsteife Kupplung mit einem leistungsstarken Elektromotor verbunden ist. Der Vorteil bei diesen gewählten Systemgrenzen liegt in der direkten Zuordnung der Schwingungen zum Ventiltrieb.



- 1 Zylinderkopf
- 2 Nockenwellenversteller



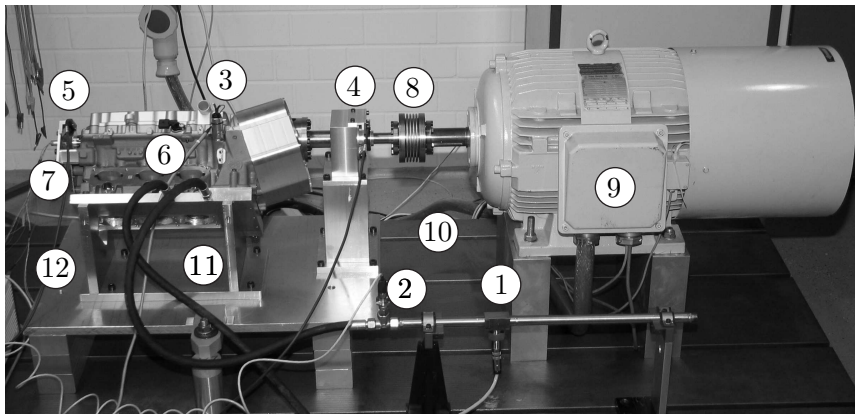
- 3 Klauenkonstruktion
- 4 Befestigungsschraube

Bild 2.4: Versuchsanordnung des direkt über eine Klauenkonstruktion angetriebenen Nockenwellenverstellers zur Untersuchung des Einflusses des Ventiltriebs auf die Systemdynamik

Für die Analyse der Interaktionen der mechanischen, mechanisch-hydraulischen und hydraulischen Komponenten untereinander wird das Gesamtsystem bestehend aus Ventiltrieb, Nockenwellenversteller, Kettentrieb und Kettenspanner betrachtet. Die hydraulischen Nockenwellenversteller und der Kettenspanner sind an den gleichen

Ölkreislauf angeschlossen und können sich somit gegenseitig beeinflussen. Der Antrieb über die Kette und das Zwischenrad bringt ebenfalls zusätzliche Schwingungen in das System mit ein, wie beispielsweise aufgrund des Polygoneffekts der Kettenräder. Zusätzlich kann in dieser Versuchsanordnung eingehend die Regelung der hydraulischen Nockenwellenversteller untersucht werden.

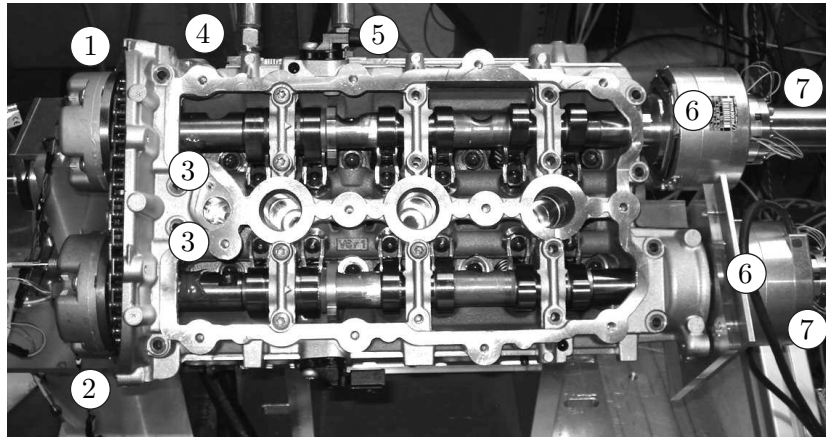
Bild 2.5 und Bild 2.6 zeigen den allgemeinen Aufbau des modularen Prüfstands zur Untersuchung der Dynamik hydraulischer Nockenwellenversteller. Bei den Versuchsreihen mit direkt über den Stator des Nockenwellenverstellers angetriebener Nockenwelle sowie bei den Gesamtsystemuntersuchungen mit dem Antrieb über Zwischenrad und Hülsenkette erfolgt der Antrieb jeweils über einen Elektromotor. Die Leistung der verwendeten Asynchronmaschine gewährleistet, dass das erforderliche Losbrechmoment aufgebracht werden kann und stationäre Punkte bei Drehzahlen bis zu 6000 1/min gefahren werden können. Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle können im realen Motor zusätzliche Systemschwingungen einbringen. Da diese im vorliegenden Fall für die Untersuchung der hydraulischen Nockenwellenversteller denen der Nockenwelle untergeordnet sind, wird auf den direkten Einsatz der Kurbelwelle bzw. auf vereinfachte Kardangelenkanordnungen zur Einbringung kinematischer Drehungleichförmigkeiten verzichtet.



- | | |
|-------------------------------|------------------------------|
| 1 Massenströmsensor Ölzufluss | 7 Schleifringübertrager |
| 2 Drucksensor Versorgung | 8 Kupplung |
| 3 4/3-Wegeventile | 9 Elektromotor |
| 4 Winkelsensor Antriebswelle | 10 Gasgehaltmessung |
| 5 Winkelsensor Nockenwelle | 11 Ventilhub/-beschleunigung |
| 6 Hallsensor Nockenwelle | 12 Ölrücklauf |

Bild 2.5: Versuchsanordnung modularer Prüfstand - Seitenansicht

Das Übersetzungsverhältnis von Zwischenrad zur Nockenwelle beträgt $19/25$ und das der Kurbelwelle zur Nockenwelle $1/2$. Um den realen Betriebsbereich des Motors mit einer maximalen Kurbelwellendrehzahl von $n_{KW} = 8000 \text{ 1/min}$ untersuchen zu können, ist es erforderlich, am Zwischenrad eine maximale Drehzahl von ca. $n_{ZW} = 5200 \text{ 1/min}$ aufzubringen. Die Drehzahlregelung des Elektromotors erfolgt über einen Frequenzumrichter. Die Winkellage der Antriebswelle wird über einen magnetischen inkrementalen Drehgeber gemessen.



- 1 Einlassnockenwellenversteller (ENWV)
- 2 Auslassnockenwellenversteller (ANWV)
- 3 Drehmomentmessung Nockenwellen
- 4 Zulauf Nockenwellenversteller
- 5 Zulauf Ventiltrieb
- 6 Inkrementaler Drehgeber Nockenwelle
- 7 Schleifringübertrager

Bild 2.6: Versuchsanordnung modularer Prüfstand - Draufsicht

Die Ölversorgung der Ölgalerie der Nockenwelle und der hydraulischen Nockenwellenversteller wird von einem Hydraulikaggregat sichergestellt. Das Aggregat liefert Öldrücke bis zu 10 bar und kann über eine im Tank integrierte zweite Pumpe und ein zusätzliches Umwälzthermostat im Nebenkreislauf bis auf 120 °C aufgeheizt werden. Die Ölkonditionieranlage verfügt über zwei Leitungsanschlüsse zum untersuchenden Zylinderkopf: die Versorgung der EHD-Lager und der HVAs der Nockenwelle sowie die Versorgung der hydraulischen Nockenwellenversteller, der 4/3-Wegeventile und des hydraulischen Kettenspanners.

Die Messdatenerfassung, Steuerung der 4/3-Wegeventile und Regelung des Prüfstandes erfolgt über ein *dSpace*-System mit angebundenem Messrechner.

2.3 Messtechnik an Zylinderkopfkompontenten

Der Dynamik und Schwingungsempfindlichkeit des Ventil- und Steuertriebs muss bei der Auswahl der Messtechnik Rechnung getragen werden. Neben der Genauigkeit der Messtechnik stellt besonders die Robustheit der Sensoren ein entscheidendes Anforderungskriterium dar. Die Funktionalität unter Öl- und Temperatureinfluss muss im gesamten Drehzahlbereich des Motors gewährleistet werden. Zusätzlich wird durch die kompakte Bauweise des Zylinderkopfes die Zugänglichkeit zu den Messstellen erschwert, so dass platzsparende Lösungen gefordert werden.

Im Folgenden wird die Messtechnik an den einzelnen Zylinderkopfkompontenten beschrieben.

2.3.1 Ölkreislauf

Der Ölkreislauf und die Leitungssysteme sind zentrale Elemente bei der Untersuchung hydraulischer Nockenwellenversteller. Die Komplexität des Kanalsystems im Zylinderkopf sowie die vielschichtigen physikalischen Eigenschaften von Motoröl erfordern es, ein besonderes Augenmerk auf die Messung der Systemzustände des Motoröls zu legen. Wie bereits erwähnt, verfügt der Zylinderkopf über zwei Zuleitungen, die sowohl die Nockenwellen und hydraulischen Ventilspielausgleichselemente als auch die Systeme Nockenwellenversteller und Kettenspanner mit vorkonditioniertem Öl aus dem Hydraulikaggregat versorgen.

Das komplexe Kanalsystem im Zylinderkopf (ohne Ölgalerie der Nockenwellen) ist in Bild 2.7 schematisch und vereinfacht dargestellt. Der Fluidstrom zu den Nockenwellenverstellern teilt sich im Zylinderkopf und wird zu den 4/3-Wegeventilen der Einlass- und Auslassnockenwellenversteller geführt. Diese Proportionalventile verteilen über ihre Steuerkanten die Fluidströme in die jeweiligen Verstellerkammern für Früh- oder Spätverstellung. Zusätzlich wird bei Entlastung der Nockenwellenverstellerkammern das Öl der nicht druckbeaufschlagten Kammern über die Proportionalventile in die drucklose Umgebung zurückgeführt. Zur Vermeidung von Druckschwankungen, Stoßwellen und Rückströmen im Leitungssystem bei Stellvorgängen sind vor den 4/3-Wegeventilen zusätzliche Rückschlagventile eingesetzt. Die Ölübertragung zwischen inertial ruhendem Zylinderkopf und rotierenden Nockenwellenverstellern erfolgt über Drehdurchführungen an den den Verstellern nächstgelegenen hydrodynamischen Gleitlagerstellen der Einlass- und Auslassnockenwellen.

Die Versorgung des Kettenspanners und der Kettenschmierung zweigt vom Versorgungsstrom des Auslassnockenwellenverstellers ab. Über eine Düse in der Führungsschiene zwischen Einlass- und Auslassnockenwellenversteller wird die umlaufende Hülsenkette des Steuertriebs geschmiert. Der Kettenspanner selbst ist in die Flanschkonstruktion, die die Führungsschienen und die drehpunktgelagerte Spannschiene beinhaltet, integriert.

Das aus den Zylinderkopfkomponten in die Umgebung abgegebene Öl wird aufgefangen, gesammelt und mittels der Rückförpumppe in den Versorgungstank des Hydraulikaggregats gepumpt.

Um den Zustand des Motoröls im Leitungssystem exakt zu erfassen und somit wichtige Parameter für die Simulation zu bestimmen, wird im Zuleitungsstrom zu den Nockenwellenverstellern der Gesamtmassenstrom, der Versorgungsdruck, die Öltemperatur und der Gasgehalt im Öl gemessen. Da der Luftgehalt im Öl eine variable Größe ist, die insbesondere auch von der Tankfüllung des Hydraulikaggregats abhängt, werden anstelle von Durchflusssensoren Massenströmsensoren verwendet.

Der Massenströmsensor arbeitet nach dem Coriolisprinzip mit einem Torsionsschwinger und bietet den Vorteil, dass die Messergebnisse nicht von Viskositäts-, Öltemperatur- und Dichteänderungen beeinflusst werden. Der Sensor muss somit nur einmal auf das verwendete Öl kalibriert werden und kann im gesamten Betriebsbereich des Motors trotz temperaturabhängiger Ölcharakteristika verwendet werden.

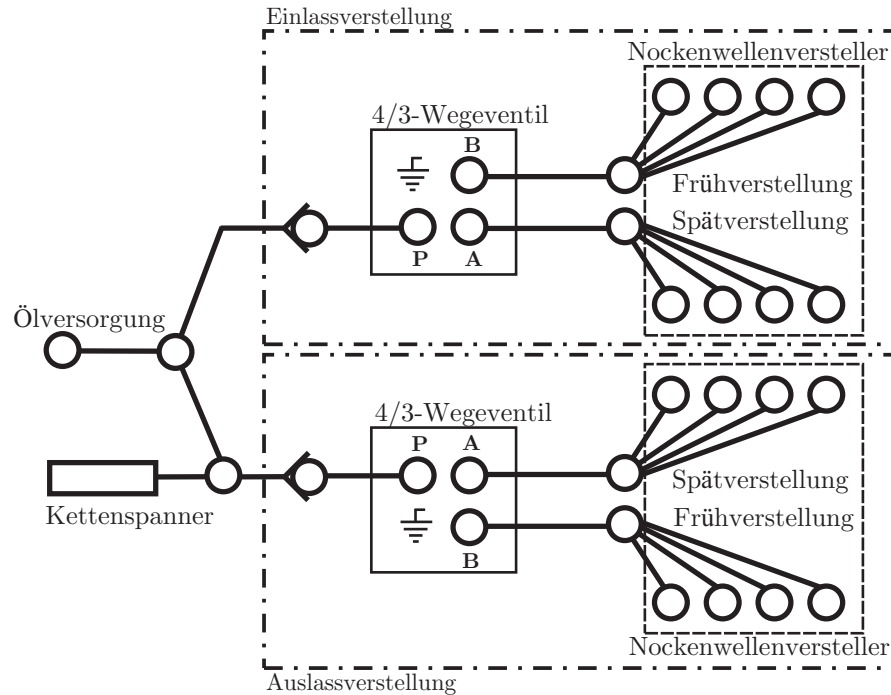


Bild 2.7: Schematische Darstellung des Leitungssystems im Zylinderkopf (ohne Ölgalerie der Nockenwellen)

Der Versorgungsdruck in der Zuleitung wird mit einem Druckaufnehmer auf DMS-Basis gemessen und dient bei der Verifikation des Simulationsmodells als Abgleichsparameter, um Rückwirkungen und Druckstöße im Leitungssystem erfassen zu können.

Die exakte Messung des Luftgehalts im Öl stellt ebenso eine wichtige Messgröße dar, da Luft im Öl sowohl die Kompressibilitäten in Bauteilen mit variablem Kammerolumen als auch die Regelbarkeit des hydraulischen Phasenverstellungersystems beeinflussen kann. Infolgedessen wird in einem Nebenstrom der Zuleitung der Gasgehalt im Öl basierend auf dem Prinzip der komplexen Fluidimpedanz gemessen. Motoröl weist unter anderem temperaturabhängige Viskositäts- und Dichteänderungen auf, die in der Simulation berücksichtigt werden müssen. Ebenso kann das Betriebsverhalten von hydraulischen Komponenten mitunter bei Temperaturänderungen stark variieren, so dass für den Systemabgleich exakte Messdaten des Öls vorliegen müssen. Aus diesem Grund wird zusätzlich zum Versorgungsdruck die Öltemperatur mit einem PT100-Widerstandssensor in einem Nebenschleife aufgezeichnet.

In Bild 2.8 ist die Frontansicht des Zylinderkopfes mit den hydraulischen Nockenwellenverstellern auf der Einlass- und Auslassseite, den 4/3-Wegeventilen, dem hydraulischen Kettenspanner und den Spann- und Führungsschienen mit eingezeichneten Fluidströmen dargestellt. Die Massenstrombilanz des Öls ergibt sich aus dem gesamten zugeführten Fluidstrom Q_{zu} und den abgeführten Strömen zu

$$Q_{zu} = Q_{Leck,Einlass} + Q_{Leck,Auslass} + Q_{Leck,KSP} + Q_{Kette} + Q_{Rücklauf} \quad (2.1)$$

Die Leckageströme $Q_{\text{Leck,Einlass/Auslass}}$ des Einlass- und Auslassnockenwellenverstellers an die Umgebung setzen sich zusammen aus der stirnseitigen axialen Leckage $Q_{\text{Leck,Stirn}}$ und dem Fluidfluss $Q_{\text{Leck,Entl}}$, der aus der Entlüftungsbohrung während der Rotorbewegung der hydraulischen Nockenwellenversteller austreten kann.

$$Q_{\text{Leck,Einlass/Auslass}} = Q_{\text{Leck,Stirn}} + Q_{\text{Leck,Entl}} \quad (2.2)$$

Die stirnseitige axiale Leckagespalthöhe resultiert aus der Differenz der Höhe zwischen Rotor und Statorgehäuse und wird zusätzlich durch die Anpresskraft der Nockenwellenverstellerschraube bestimmt. Die Entlüftungsbohrung im Stator des Nockenwellenverstellers ist als Blende anzusehen, die aufgrund der Phasenverstellung des Rotors variable Öffnungsflächen besitzt.

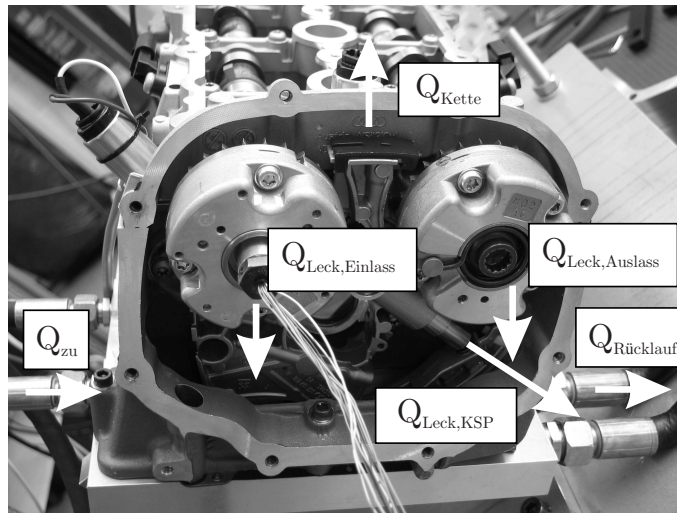


Bild 2.8: Massentrombilanz am Zylinderkopf für das Nockenwellenverstellersystem und hydraulisch angekoppelte Komponenten

Die Leckageströme im Kettenspanner $Q_{\text{Leck,KSP}}$ werden nur durch den Leckagespalt, der sich aus der Differenz zwischen Kettenspannergehäuse und Kolben ergibt, hervorgerufen. Exzentrizitäten und Verkippungen des Kolbens aufgrund der Anregungen aus Kette und Spannschiene variieren dabei den austretenden Fluidstrom, vgl. Kapitel 6.

Die Schmierung der Kette Q_{Kette} erfolgt über eine Düse in der Führungsschiene und $Q_{\text{Rücklauf}}$ bezeichnet den internen Rücklauf im Zylinderkopf.

2.3.2 Nockenwellenversteller

Von vorwiegendem Interesse als Messgröße im Versteller sind die Kammerdrücke, die auf die Flügelanken des Rotors des Nockenwellenverstellers wirken und somit

die Phasenverstellung der Nockenwelle bewirken. Die kompakte Bauweise von Nockenwellenverstellern und deren Einbau im Steuer- und Ventiltrieb erschweren die Anbringung von Sensorik. Prinzipiell wird bei der Verwendung von Messtechnik gefordert, dass die untersuchten Systeme so wenig wie möglich in ihrer Betriebscharakteristik beeinflusst werden und trotz Systemeingriff realistische Ergebnisse erzielt werden können.

Besonders die Druckmessung in den Kammern stellt bei der Untersuchung der Verstellerdynamik eine große Herausforderung dar, da zum einen durch falsche Positionierung der Sensoren die Messdaten durch aufsteigende Luftbläschen im Öl verfälscht werden können und zum anderen das Risiko besteht, dass durch die Messtechnik das Kammervolumen zu stark verändert wird und somit das Systemverhalten nicht richtig wiedergegeben wird. Zur Messung der Kammerdrücke in den hydraulischen Nockenwellenverstellern werden deshalb Miniaturdrucksensoren mit frontbündiger Membran verwendet. Die frontbündige Membran bietet den Vorteil, dass die Größe der Kammervolumina nicht beeinflusst wird.

Die stirnseitige axiale Leckagespalthöhe zwischen Rotor und Stator beträgt ca. $25\ \mu\text{m}$, so dass beim Einbau der Drucksensoren im Stator sichergestellt werden muss, dass diese bündig mit der inneren Stirnfläche des Stators abschließen und der Rotor somit während der Phasenverstellung nicht gegen den Sensorkopf schlägt.

Bild 2.9 zeigt den geöffneten Nockenwellenversteller mit appliziertem Drucksensor in der äußeren Kammerecke.



Bild 2.9: Stirnseitig applizierter Drucksensor im Stator des Nockenwellenverstellers

Da es sich bei den hydraulischen Nockenwellenverstellern um rotierende Systeme handelt, die mit einer Drehzahl von bis zu $4000\ 1/\text{min}$ betrieben werden und darüber hinaus der für die Messtechnik verfügbare Bauraum begrenzt ist, stellt die Signalübertragung der Messdaten eine zusätzliche Herausforderung dar.

Die Signalübertragung in rotierenden Systemen kann entweder mittels Telemetrie oder Schleifringübertragern erfolgen, wobei erstere berührungslos über Antennen und letztere kontaktbehaftet über Bürsten und Schleifringe arbeitet. Dabei sind beide Übertragungsprinzipien hinsichtlich der Anzahl der zu übertragenden Signale, des verfügbaren Bauraums und der Rotordrehzahl beschränkt. Aufgrund des mangelnden Bauraums am Zylinderkopf für Telemetrielösungen ist die Signalübertragung

der Drucksensoren mittels Schleifringübertragern, die am Nockenwellenende montiert sind, realisiert worden. Der rotierende Teil des Übertragersystems wird dabei direkt mit der Nockenwelle verbunden, während der Stator am inertial festen Zylinderkopf abgestützt wird. Die Sensorkabel werden über die Befestigungsschraube des Nockenwellenverstellers und Durchgangsbohrungen durch die Nockenwelle zum Schleifringübertrager zurückgeführt. Den hohen gyroskopischen Kräften, die die rotierende Nockenwelle auf die Kabel ausübt, wird durch Ausschäumung der Hohlräume mit Polyurethan entgegengewirkt. Diese werden somit in der Welle fixiert und ein Kabelreißen verhindert.

Um die Dynamik der hydraulischen Nockenwellenversteller detailliert zu beschreiben, sind des Weiteren neben den Kammerdrücken die aktuellen Phasenlagen und die daraus resultierenden Verstellzeiten als Messgrößen von Interesse. Der Verstellwinkel φ in [°KW] berechnet sich aus der Differenz des Nockenwellenwinkels und der aktuellen Kurbelwellenposition

$$\varphi = (\varphi_{\text{Rotor}} - \varphi_{\text{Stator}}) \cdot i = \varphi_{\text{NW}} - \varphi_{\text{KW}} \quad (2.3)$$

mit dem Übersetzungsverhältnis $i = 2$.

Die Positionen des Rotors bzw. der Nockenwelle und des Stators bzw. des Kettenrades werden mittels inkrementaler Drehgeber bestimmt, die am Ende der Nockenwelle und am Stator des Nockenwellenverstellers befestigt sind. Die Winkelsensoren an den Nockenwellen sind als Hohlwellen ausgeführt, da bereits die Schleifringübertrager die Wellenenden zur Abstützung am Zylinderkopf belegen. Die Rotoren der Hohlwelle des Drehgebers liegen direkt auf einer Verlängerungskonstruktion der Nockenwelle auf und sind mit dieser kraftschlüssig verbunden, während die Statoren des Drehgebers ebenfalls am Zylinderkopf abgestützt werden, vgl. Bild 2.6. Die Verlängerung der Nockenwelle besteht aus zwei kraftschlüssig zusammengesetzten Hohlwellen, wobei eine die Rotorauflage des Winkelsensors und die andere die Rotorbefestigung des Schleifringübertragersystems bildet. Das System ist somit kompakt ausgeführt und weist nur geringe Zusatzmassen an den Nockenwellen auf. Die Größe der Winkelsensoren ist durch die Innen- und Außendurchmesser sowie durch die Einbaulage der Einlass- und Auslassnockenwellen bestimmt.

Die Drehgeber der Verstellerstatoren sind einseitige Hohlwellen, die über eine flanzentrierte Flanschkonstruktion formschlüssig mit den hydraulischen Nockenwellenverstellern verbunden sind, vgl. Bild 2.10. Eine Abstützung der Drehgeberstatoren erfolgt ebenfalls am inertial festen Zylinderkopf. Der Messung von Schwingwinkeln wird insbesondere durch die hohe Auflösung der Sensoren Rechnung getragen, siehe Tabelle A.10.

2.3.3 Steuertrieb

Der Fokus für die Messtechnik im Steuertrieb wird auf die Analyse der Kettenspannerdynamik gelegt. Der hydraulische Kettenspanner sorgt zum einen für die ausreichende Vorspannung der Kette und zum anderen werden Schwingungen aus dem Steuertrieb über den Leckagespalt des Spannelements gedämpft. Der Kettenspanner selbst ist ebenfalls ein sehr kompaktes System, das sehr sensibel auf Eingriffe in der Hydraulik reagiert. Das Kammervolumen der Hochdruckkammer liegt im Bereich von 1 bis $5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$, und wie in Kapitel 6.4.1 gezeigt wird, können kleine Änderungen des Kammervolumens zu hohen Veränderungen der Kolbenkontaktkräfte an der Spannschiene führen. Ebenso besteht durch die Anbringung von Drucksensoren im Hochdruckraum die Gefahr, dass die Dichtheit des Systems angesichts der Drücke bis zu 100 bar nicht mehr gewährleistet werden kann, was somit zu einer fehlerhaften Betriebscharakteristik des Spannelements führt.

Um die Beeinflussung des Spannersystems durch Messtechnik zu minimieren, wird auf die Druckmessung in der Hochdruckkammer verzichtet und stattdessen direkt die aus der Hydraulik und der Anregung resultierende Kolbenkontaktkraft zwischen Spannschiene und Kettenspannerkolben über einen Miniaturkraftsensor auf DMS-Basis gemessen. Der Kraftsensor ist in die bewegliche Spannschiene am Kontaktpunkt eingepresst. Somit können auch das Abheben der Spannschiene und Kontaktverluste zum Kolben gemessen werden.

Rückwirkungen im Leitungssystem des Zylinderkopfes aufgrund der Phasenverstellungen der Nockenwellenversteller werden über einen Miniaturdrucksensor in der Niederdruckkammer unmittelbar vor dem Rückschlagventil des Kettenspannelements aufgezeichnet. Einerseits dient diese Messstelle zum Komponentenabgleich des hydraulischen Kettenspanners, andererseits können dadurch die Leitungsmodelle im Zylinderkopf verifiziert werden und direkte Auswirkungen der hydraulischen Nockenwellenversteller auf den Steuertrieb gemessen werden.

Die kinematischen Anregungen der Spannschiene und somit des Kettenspanners durch den Kettentrieb werden mit einem Wirbelstromsensor gemessen. Um Messfehlern aufgrund der Elastizitäten der Spannschiene entgegen zu wirken, befindet sich die Messstelle am Kontaktpunkt zwischen Kolben und Spannschiene. Die im Steuertrieb applizierte Messtechnik ist in Bild 2.10 dargestellt.

2.3.4 Ventiltrieb

Die Nockenwelle ist über eine Schraubenverbindung mit dem Rotor des Nockenwellenverstellers verbunden, dessen Stator am Kettenrad des Steuertriebs befestigt ist und über die Hülsenkette angetrieben wird. Ventilbetätigungen der Nockenwelle werden somit direkt auf den Rotor des Nockenwellenverstellers übertragen, so dass der Ventiltrieb in der Simulation berücksichtigt werden muss. In der Steuer- und Ventiltriebssimulation werden dabei zwei Ansätze verfolgt, wie sie beispielsweise in [42] und [23] beschrieben werden. Entweder wird der Ventiltrieb durch Co-Simulation

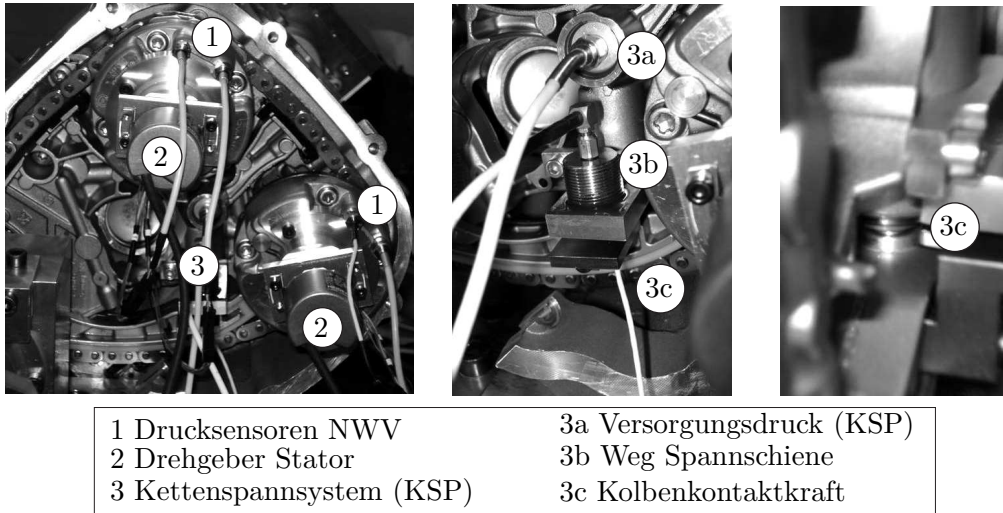


Bild 2.10: Messtechnik im Steuertrieb

mit dem Steuertrieb direkt mitgerechnet oder der Ventiltrieb wird auf Drehmomentkennfelder der Nockenwelle reduziert.

Neben der exakten Winkellage wird daher auch das Summenmoment der Nockenwelle nahe an der Drehmomenteinleitung durch den Stator des Verstellers gemessen. Unter Verwendung von 4 DMS, die 45° zur Wellenachse und um 180° versetzt sind, wird eine platzsparende und bauraumgünstige Messstelle geschaffen. Diese Anordnung und die Verwendung einer Wheatstone'schen Messbrücke erlauben eine Temperaturkompensation der DMS und die Erfassung des Torsionsmoments ohne den Einfluss von Biegemomenten.

Die Nockenwellen des untersuchten Zylinderkopfes sind charakterisiert durch viele Ausbuchtungen, siehe Bild 5.3. Aus diesem Grund wurden für die optimale Applikationsstelle der Dehnmessstreifen FEM-Analysen der Nockenwellen durchgeführt. Die Signalübertragung erfolgt wie bei den Drucksensoren der Nockenwellenversteller mittels Schleifringübertrager am Wellenende.

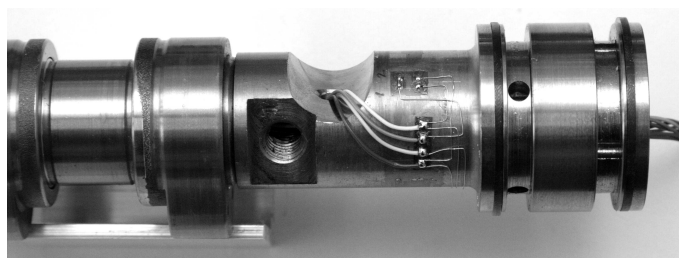


Bild 2.11: Drehmomentmessung an der Nockenwelle

Bild 2.11 zeigt die Drehmomentmessstelle an der Nockenwelle. Dargestellt sind die aufgeklebten DMS auf der Welle und deren Verkabelung, die über eine zusätzliche Bohrung ins Innere der Welle geführt wird. Der Kabelstrang, der nach vorne führt

(rechts im Bild) dient zur Signalübertragung für die Drucksensoren im Nockenwellenversteller. Rechts ist ebenfalls deutlich die vorderste Lagerstelle mit Dichtringen zu erkennen, die als eine Art Drehdurchführung zur Versorgung der Nockenwellenversteller dient.

In der modularen Verlängerungsbaugruppe sind in der Hohlwelle, an die der Schleifringübertrager axial montiert ist, die Messverstärker für die Drehmomentmessung inklusive Verkabelung integriert. Von Vorteil bei dieser Anordnung sind die kompakte Bauweise, weniger Störgrößen aufgrund der Nähe zur Messstelle sowie Kostenersparnis durch Wegfall teurer externer Messverstärkerkarten. In Bild 2.12 sind links das offene Verstärkermodul und rechts der kompakte Zusammenbau mit montierten Schleifringübertragern dargestellt.

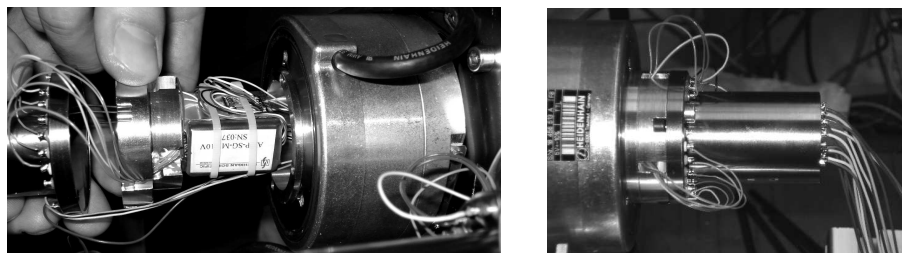


Bild 2.12: Modularer Aufbau des Verstärkersystems für die Drucksensoren im Nockenwellenversteller und die Drehmomentmessung der Nockenwelle

Zur Komplettierung der Messung der Ventiltriebsdynamik wird darüberhinaus die Dynamik der Ventile über Laserweg- und Beschleunigungssensoren an den Ventiltellern aufgezeichnet. Gehäuseschwingungen im Messsignal werden eliminiert, indem Beschleunigungssensoren zusätzlich am Zylinderkopf montiert sind.

3 Nockenwellenversteller

Hydraulische Nockenwellenversteller bieten eine kostengünstige Möglichkeit, Phasenverschiebungen der Nockenwelle relativ zur Kurbelwelle zu realisieren und somit die Öffnungs- und Schließzeiten der Einlass- und Auslassventile variabel zu gestalten. Begrenzt werden die Einsatzmöglichkeiten meistens durch den vorhandenen Bauraum und den Druckbereich der Motorölpumpe, an dessen Kreislauf die Nockenwellenversteller angeschlossen werden. Insbesondere der Trend zu Niederdruckpumpen und der Einsatz von Hybridmotoren in Fahrzeugen stellen besondere Anforderungen an die zu gewährleistende Funktionalität im Niederdruckbereich oder bei Kaltstart dar, da der Druck der unregulierten Motorölpumpe in diesem Betriebsbereich noch nicht vollständig aufgebaut ist.

Besonderes Augenmerk bei der Bewertung von hydraulischen Nockenwellenverstellern wird dabei auf

- kurze Verstellzeiten
- Wartungsfreiheit
- Notlaufeigenschaften
- kompakte Bauformen
- Nachrüstbarkeit an vorhandene Motoren und
- Gewährleistung der Funktionalität im gesamten Motorbetriebsbereich (auch bei verminderter Ölqualität)

gelegt.

Das allgemeine Ziel dieser Verstellsysteme ist es, im gesamten Motorbetriebsbereich die Steuerzeiten der Einlass- und gegebenenfalls der Auslassventile so zu verändern, dass spezifischer Verbrauch, Abgasverhalten, Drehmoment und Wirkungsgrad positiv beeinflusst werden.

3.1 Bauformen

Nockenwellenversteller werden üblicherweise nach ihren Wirkprinzipen in hydraulische und mechanische Versteller unterschieden. Von den mechanischen Nockenwellenverstellern werden in Serienmotoren vorwiegend Systeme eingesetzt, die über verschiebbare Schrägverzahnungselemente die Verdrehung der Nockenwelle bewirken. Bei den hydraulischen Phasenverstellern finden Riemen- oder Kettenverstellsysteme am Nockenwellenantrieb sowie Versteller basierend auf dem Schwenkmotorprinzip

Anwendung. Riemen- oder Kettenversteller ändern die Antriebslagen der kurzen Kette bzw. des Riemens, die die Einlass- und Auslassnockenwelle verbinden. Die Verstellkraft wird hydraulisch über einen Kolben auf das Kettentrum übertragen. Diese Ausführung bietet den Vorteil, dass der Kettenspanner direkt in das Verstellsystem integriert ist und somit eine platzsparende Lösung entsteht. Im Vergleich zu Verstellern nach dem Schwenkmotorprinzip können Kettenversteller nur in einem kleinen Kurbelwellenwinkelbereich verstellen.

3.2 Aufbau hydraulischer Nockenwellenversteller

Die untersuchten hydraulischen Nockenwellenversteller des AUDI V6 3.2l arbeiten nach dem Schwenkmotorprinzip. Bild 3.1 und Bild 3.2 zeigen den Aufbau des Einlass- und Auslassnockenwellenverstellers.

Der Rotor des Verstellers ist kraftschlüssig über eine Schraube mit der Nockenwelle verbunden und überträgt das Antriebsmoment, das vom Stator geliefert wird, über die Ölvolumina auf die Welle. Der Stator ist am Kettenrad fixiert und wird über die Hülsenkette des dreieckförmigen Steuertriebs über ein Zwischenrad angetrieben, vgl. Bild 2.1 und Bild 2.2. Hierbei wird bereits deutlich, dass die radiale Größe dieser Bauform hydraulischer Nockenwellenversteller auf der einen Seite vom Kettenrad des Steuertriebs und auf der anderen Seite von der zu verstellenden Nockenwelle begrenzt ist. Des Weiteren wird die Baugröße axial durch die Motorlänge limitiert.

Die Nockenwellenversteller besitzen im Statorgehäuse jeweils vier Kammern, die durch die Rotorflügel unterteilt werden, wobei die Beaufschlagung und Entlastung mit Motoröl aufgrund der an den Rotorflanken herrschenden Druckdifferenzen eine Phasenverstellung bewirkt. Die Ölversorgung erfolgt direkt über die Motorölpumpe, so dass kein zusätzliches Aggregat benötigt wird. Nachteilig bei dieser Anordnung ist die Kopplung an den gesamten Ölkreislauf, in dem sich Rückwirkungen und Druckstöße zwischen den angeschlossenen hydraulischen Systemkomponenten bemerkbar machen. Die Speisung des Systems durch eine unregelmäßige Ölpumpe kann bei Kaltstart und im Niederdruckbereich zu Funktionsschwierigkeiten führen. Die Funktionalität der hydraulischen Nockenwellenversteller muss daher über den gesamten Motorbetriebsbereich gewährleistet sein.

Die Ölkanäle für die Früh- und Spätverstellung befinden sich direkt in der Nockenwelle, die über eine Drehdurchführung die Versorgung der Nockenwellenversteller mit Motoröl aus dem Zylinderkopf sicherstellt. Um den vollständigen Druckaufbau zu gewährleisten und Überströmen in den Kammern zu verhindern, sind die Rotorflanken der Versteller zusätzlich radial mit Dichtungen versehen, die mit Federn vorgespannt sind. Die Fliehkräfte des drehenden Systems bewirken eine zusätzliche Anpresskraft der Dichtungen an den Stator und minimieren den Leckagefluss zwischen den Kammern.

Im drucklosen Zustand wird mittels einer Arretiervorrichtung eine Nullposition vorgegeben und gehalten. Die Arretiervorrichtung befindet sich im breiten Rotorflügel

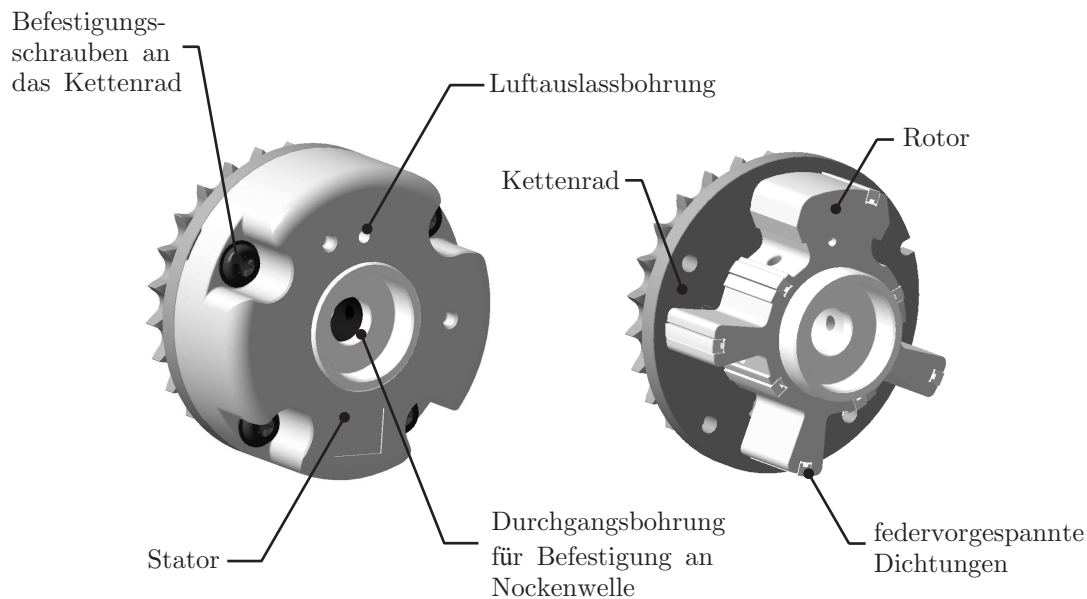


Bild 3.1: Aufbau des Einlassnockenwellenverstellers

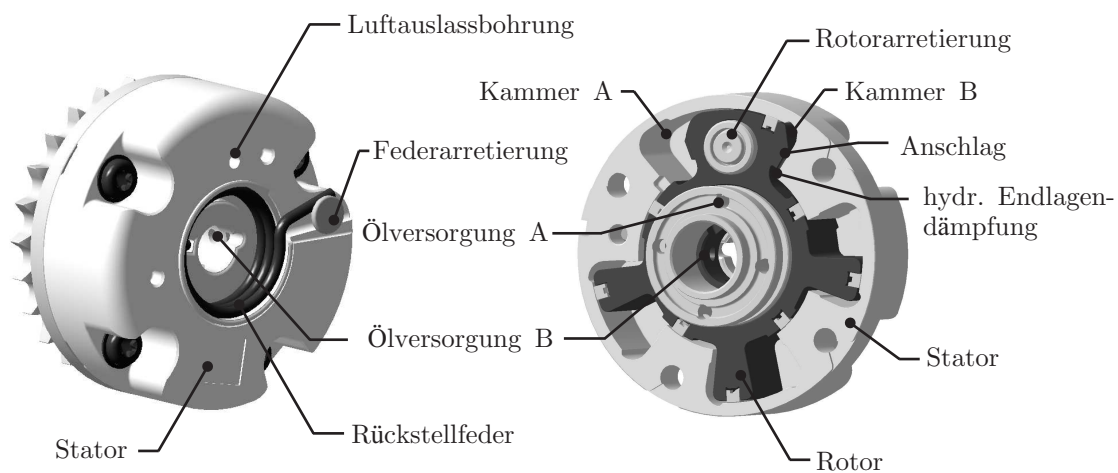


Bild 3.2: Aufbau des Auslassnockenwellenverstellers

und besteht aus einem federbelasteten Bolzen, der bei Erreichen des Mindestverstelldrucks entriegelt. Für den Einlassnockenwellenversteller ist die Verriegelungsposition „Spät“, während sie beim Auslassnockenwellenversteller bei „Früh“ liegt. Auf diese Weise werden Fehlfunktionen des Verstellers vorgebeugt und Notlaufeigenschaften bei Ausfall des Steuerungssystems gewährleistet. Zusätzlich werden dadurch die Versteller in die für den Motorstart notwendigen Anfangspositionen gesetzt.

Der Auslassnockenwellenversteller verfügt des Weiteren über eine Drehfeder, um die gewünschte Frühposition entgegen der Drehrichtung und der Wechselmomentwirkung der Nockenwelle zu erreichen. Die maximalen Verstellwinkel des hier untersuchten Systems betragen $\varphi = 20.5^\circ \pm 0.5^\circ$ Relativverdrehung zwischen Rotor und Stator, was einem maximalen Kurbelwellenwinkelbereich von $\alpha = 41^\circ$ entspricht. Ei-

nige spezifische Daten der Nockenwellenversteller sind in Tabelle 3.1 aufgeführt.

Tabelle 3.1: Ausgewählte Kenndaten der Nockenwellenversteller

Kenndaten	NWV (Einlass)	NWV (Auslass)
Entriegelungsdruck	0.6 bar	0.6 bar
erf. Arbeitsmoment	1.5 Nm	1.79 – 4.25 Nm; Früh 0.73 – 2.42 Nm; Spät
Ölkammervolumen bei 41° KW	14.4 cm ³	13.3 cm ³
Außendurchmesser Gehäuse	Ø76 mm	Ø76 mm
Innendurchmesser Gehäuse	Ø46 mm	Ø49 mm

Der Hauptunterschied zwischen Einlass- und Auslassnockenwellenversteller besteht in den unterschiedlichen Kammervolumina und der Drehfeder, wodurch am Auslassnockenwellenversteller höhere durchschnittliche Drehmomente beim erforderlichen Arbeitsdruck resultieren.

Der Aufbau der hydraulischen Nockenwellenversteller erfüllt neben den Anforderungskriterien einer kompakten Bauweise, Wartungsfreiheit und Notlauffähigkeiten zusätzlich die Forderung nach geringen Systemmassen und der Verwendung von Gleichteilen zur Kostenreduktion.

3.3 Verstellung Nockenwellenversteller

Der Verstellvorgang der hydraulischen Nockenwellenversteller nach dem Schwenkmotorprinzip erfolgt stufenlos mittels Steuerung über 4/3-Wegeventile. Die verschiedenen Schaltpositionen des Steuerkolbens des Proportionalventils ermöglichen die Druckbeaufschlagung der Ölkanäle A oder B der Früh- bzw. Spätverstellung der Verstellerkammern und ebenso den druckentlasteten Rücklauf zur Ölwanne. Die Verstellungen sollen dabei möglichst schnell erfolgen. Regelpositionen in den Zwischenstellungen sollen präzise gehalten werden können, so dass optimale Phasenverstellungen der Nockenwellen im gesamten Motorbetriebsbereich realisiert werden können.

Im Allgemeinen sind die Verstellzeiten dabei abhängig von

- Druckdifferenzen an den Rotorflügel­flanken (Kammerdruck, angelegter Versorgungsdruck)
- innerer Reibung im Nockenwellenversteller
- bewegter Systemmasse und erforderlicher Verstellkraft für die Nockenwelle
- Leckage (innere und äußere)
- Ölviskosität (abhängig von Temperatur) und
- Luftgehalt im Öl

Das Kammervolumen kann in erster Näherung vereinfacht als Kreissektor angenommen werden. Das Volumen wird definiert durch Innenradius r_i , Außenradius R_a , Winkel φ und Kammerhöhe h , siehe Bild 3.3.

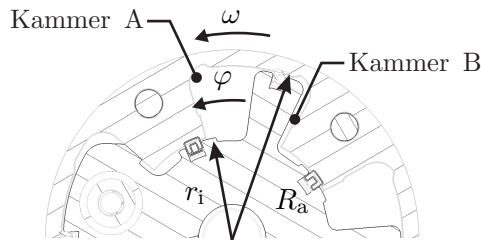


Bild 3.3: Geometrie des Kammervolumens im Nockenwellenversteller

$$V = \frac{\varphi [\text{rad}]}{2\pi} \cdot (R_a^2 - r_i^2) \cdot \pi \cdot h \quad (3.1)$$

Während die vormals entlastete Kammer B bei Einsetzen des Verstellvorgangs mit Öl beaufschlagt wird, wird die gegenläufige Kammer A entlastet. Der Rotor setzt sich in Bewegung und dreht sich durch die Druckdifferenzen an den Flügel­flanken um den Winkel φ .

3.3.1 Leckage

Die Leckage stellt einen wichtigen Faktor dar, der die Verstellzeiten der Nockenwellenversteller erheblich beeinflussen kann. Im Allgemeinen wird bei der Leckage zwischen innerer und äußerer Leckage unterschieden. Die innere Leckage setzt sich zum einen aus der stirnseitigen axialen Leckage, die aus dem Abstand zwischen Rotor und Stator resultiert, und zum anderen aus den Leckageströmen, die radial an den Rotorflügel­flanken fließen können, zusammen. Die Leckagespalte an den Rotorflügel­flanken werden über federvorgespannte Dichtungen minimiert. Die axiale Leckage ergibt sich aus den Fertigungstoleranzen, denen Rotor und Stator als separate Bauteile unterliegen.

Die äußere Leckage resultiert ebenfalls aus den Fertigungstoleranzen und der Schrauben­anpresskraft, die die Rotor­verbindung an die Nocken­welle sicherstellt. Der Leckage­strom verbleibt jedoch hierbei nicht im Inneren des Ver­stellers, sondern wird direkt an die drucklose Umgebung über einen Ringspalt zwischen Rotor- und Stator­gehäuse abgeführt. Grundsätzlich bedeuten hohe Leckage­ströme hohe Druck­verluste, was zu niedrigen Druck­differenzen an den Rotor­flügeln führt und somit in höheren Ver­stellzeiten resultiert. Ziel ist es, die innere und äußere Leckage im gesamten Motor­betriebsbereich möglichst gering zu halten, so dass bereits im Niederdruckbereich mit kurzen Ver­stellzeiten gefahren werden kann.

Zusätzlich zu den beschriebenen Leckage­spalten zwischen Rotor und Stator befindet sich im Stator eine Luftauslassbohrung, aus der ungelöste Luft im Öl aus den Kammern in die Umgebung abgegeben werden kann. Die Bohrung fungiert dabei

physikalisch gesehen als Blende mit variabler Öffnungsfläche. Die verschiedenen Positionen des Rotors relativ zum Stator verdecken die Öffnungsfläche der Bohrung während der Verstellung teilweise oder gänzlich. Es ergibt sich somit kein konstanter, sondern ein von der Regelposition des Nockenwellenverstellers abhängiger Leakagestrom durch die Luftauslassbohrung.

Bild 3.4 zeigt die gemessenen äußeren Leakageströme am Einlassnockenwellenversteller in Abhängigkeit von Versorgungsdruck und Öltemperatur. Der Nockenwellenversteller befindet sich im Endanschlag in Spätposition mit offener Entlüftungsbohrung.

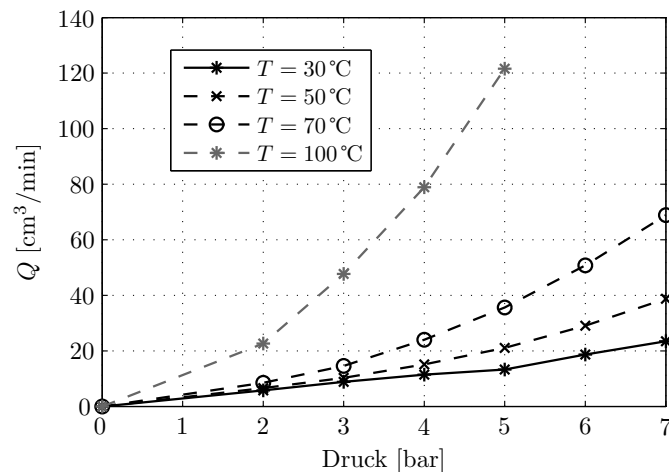


Bild 3.4: Äußere Leakage des Einlassnockenwellenverstellers in Abhängigkeit von Öltemperatur und Versorgungsdruck

Deutlich zu erkennen sind die nichtlinearen Verläufe mit steigendem Versorgungsdruck und somit steigender Strömungsgeschwindigkeit. Dies lässt vermuten, dass geschwindigkeitsabhängiges Ölverhalten und somit strukturviskose Fluideigenschaften, wie sie FINDEISEN in [26] für Leckagespalte beschreibt, auftreten. Ebenso wird deutlich, dass die Ölviskosität einen entscheidenden Einfluss auf den Leakagestrom hat. Je höher die Temperatur und umso niedriger die kinematische Viskosität ist, desto mehr Öl strömt durch den Spalt in die Umgebung. Analog dazu verhält es sich mit der inneren Leakage im Versteller. Unter Berücksichtigung dieser steigenden Leakageströme wird deutlich, dass Nockenwellenversteller auch erheblichen Einfluss auf den Ölhaushalt des Motors haben können.

3.3.2 Kammerdrücke

Wie bereits erwähnt, sorgen die Druckdifferenzen an den Rotorflügel­flanken für eine Phasenverstellung der Nockenwellen relativ zur Kurbelwelle. Bereits in Kapitel 2.3.2 wird beschrieben, dass es für einen sinnvollen Simulationsabgleich notwendig ist, die Kammerdrücke messtechnisch zu erfassen und den gemessenen Druckverlauf in der Simulation zu berücksichtigen. Im Folgenden wird kurz auf die charakteristischen

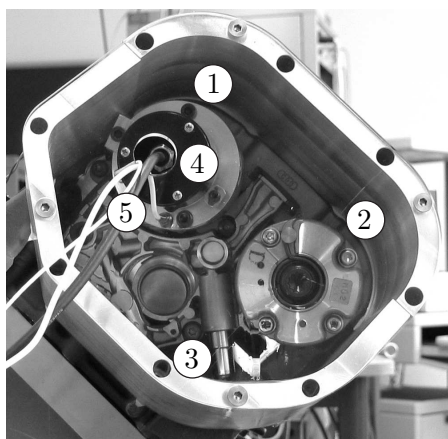
Merkmale im Druckverlauf während des Verstellvorganges eingegangen. Weiterführende Analysen finden sich detailliert in Kapitel 7.

Das Messprogramm für die dargestellte Untersuchung beinhaltet:

- Verstellvorgang mit Vollverstellung $\varphi_{NW} = 20.5^\circ$
- Nockenwelle fixiert im Zylinderkopf (d.h. der **Stator** des Nockenwellenverstellers verstellt sich)
- Variation Versorgungsdruck ($p_{Ver}=1$ bis 7 bar)
- Variation Öltemperatur ($T_{Öl} = 25$ bis 100°C)

Bei dieser Versuchsanordnung, bei der der Stator anstelle des Rotors verstellt wird, ist es von entscheidender Bedeutung, welche zusätzlichen Massen und Massenträgheitsmomente der Messtechnik an den Stator angebracht werden. Es ist zu berücksichtigen, dass die resultierenden gemessenen Verstellzeiten das reale Verhalten des Nockenwellenverstellers im Steuertrieb **ohne** applizierte Messtechnik nicht wiedergeben können, da durch Anbringen der Zusatzmassen der Messtechnik zu stark in das zu untersuchende System eingegriffen wird. Dennoch wird die Tendenz hinsichtlich der Einflussparameter Versorgungsdruck und Öltemperatur mit dieser Versuchsanordnung sichtbar. Auftretende Effekte wie Überschwingen in den Druckverläufen können klar herausgearbeitet werden. Das Simulationsmodell hingegen ermöglicht unter Berücksichtigung der zusätzlichen Massenträgheitsmomente eine Rückrechnung auf das reale System.

In Bild 3.5 ist die Frontansicht des Prüfstandaufbaus, dessen Seitenansicht Bild 2.3 zeigt, mit der applizierten Messtechnik am Einlassnockenwellenversteller dargestellt.



- 1 Einlassnockenwellenversteller
- 2 Auslassnockenwellenversteller
- 3 hydraulischer Kettenspanner
- 4 Inkrementaler Drehgeber
- 5 Miniaturdrucksensoren

Bild 3.5: Messtechnik am Einlassnockenwellenversteller bei Versuchsanordnung „fixierte Nockenwelle“

Die Miniaturdrucksensoren sind in die Verstellerkammern am Stator montiert, um die Druckdifferenzen der Druckbeaufschlagung bzw. Entlastung an den Flügelflanken des Rotors aufzuzeichnen. Der inkrementale Drehgeber ist über eine Aufnahme an den Stator angeflanscht und misst den resultierenden Winkelverlauf.

Bild 3.6 und Bild 3.7 stellen vollständige Phasenverstellungen bei Raumtemperatur am Einlassnockenwellenversteller dar. Bei $t = 3\text{ s}$ beginnt der Verstellvorgang und ist bei $t = 3.6\text{ s}$ bei einem maximalen Verstellwinkel von $\varphi = 20.5^\circ$ abgeschlossen. Kammer A ist zunächst mit Öl versorgt und mit dem angelegten Versorgungsdruck des Hydraulikaggregats beaufschlagt. Das 4/3-Wegeventil schaltet auf die anderen Ölkanäle, so dass der in der Kammer A vorhandene Öldruck schlagartig einbricht. Währenddessen werden die anderen Ölkanäle befüllt und der Versorgungsdruck baut sich langsam im Kammer B auf. Der Stator setzt sich in Bewegung und schiebt das Restvolumen des sich vormals in der befüllten Kammer A befindliche Öl zur Seite, weshalb der Druck nicht sofort auf Umgebungsdruck absinken kann. Bei Erreichen des Endanschlages wird das restliche Öl aus Kammer A gepresst, während in Kammer B die erreichte Endposition des Stators dafür sorgt, dass der Versorgungsdruck aufgebaut werden kann. Dies erfolgt so ruckartig, dass sich durch das nachfließende Öl ein Überschwingen ergibt, bis letztendlich der angelegte Versorgungsdruck in Kammer B erreicht ist.

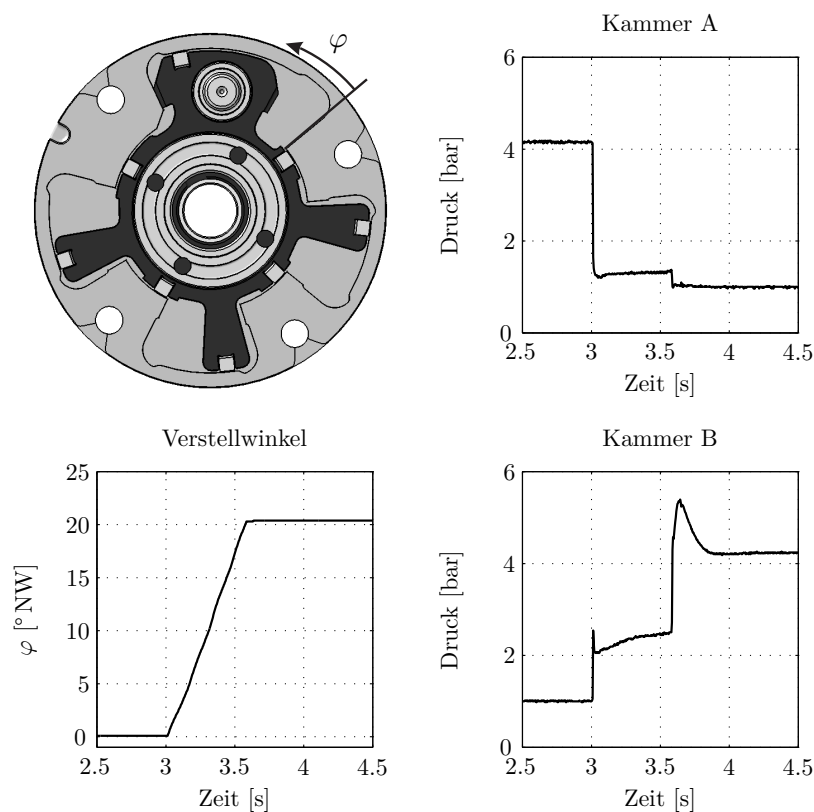


Bild 3.6: Verstellvorgang des Einlassnockenwellenverstellers bei Raumtemperatur

Die Rückverstellung, siehe Bild 3.7, verhält sich analog. Das 4/3-Wegeventil schaltet wieder den Steuerkolben und befüllt die Ölkanäle. Die Verstellung setzt bei $t = 7\text{ s}$ ein und ist bei $t = 7.6\text{ s}$ beendet. Die größeren Druckspitzen in dieser Drehrichtung ergeben sich beim Losreißen des Stators durch die unsymmetrischen Massenträgheitsmomente, die am Stator anliegen.

Neben dem schlagartigen Einbrechen der Drücke und dem Überschwingen nach Er-

reichen des mechanischen Endanschlags, dessen Stoß im Rotor-Stator Kontakt durch eine hydraulische Endlagendämpfung geschwächt wird, ist bei der reinen Verstellung des Nockenwellenverstellers ohne angeschlossenen Ventiltrieb der lineare Winkelverlauf charakteristisch.

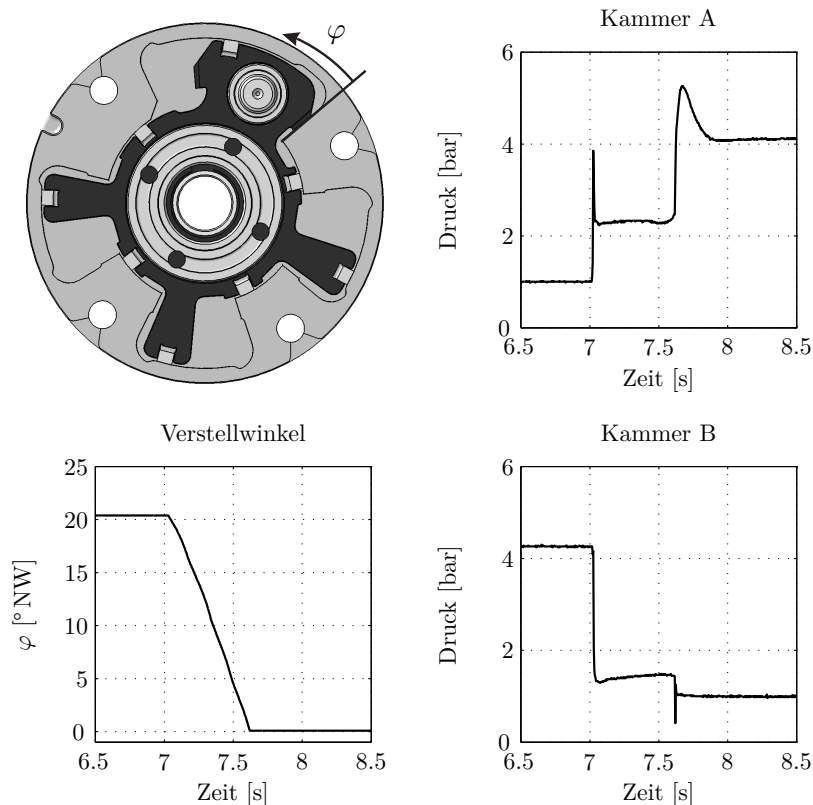


Bild 3.7: Rückverstellung des Einlassnockenwellenverstellers bei Raumtemperatur

Werden der Verstellwinkel- und der Druckverlauf übereinandergelegt, siehe Bild 3.8, so zeigt sich deutlich, dass das Öl bzw. der Ölkreislauf träge auf Kammervolumenänderungen reagiert. Obwohl sich der Stator bereits wieder im Anschlag befindet, ergibt sich eine Totzeit zwischen dem Erreichen der Endposition des Nockenwellenverstellers und dem Einstellen des konstanten Druckniveaus aus der Versorgung.

3.3.3 Bewegte Systemmasse

In modernen Verbrennungsmotoren ist tendenziell die Zielsetzung, im Motorbetriebsbereich mit niedrigen Speisedrücken der Motorölpumpe zu arbeiten, um den erforderlichen Bauraum der Pumpe möglichst klein zu halten und den Wirkungsgrad zu verbessern. Aus diesem Grund ist auch die bewegte Systemmasse bzw. die erforderliche Verstellkraft für die Nockenwelle gering zu halten. Die Verwendung hydraulischer Nockenwellenversteller nach dem Schwenkmotorprinzip bringt an dem untersuchten V6-Motor mit Phasenverstellern an der Einlass- und Auslassseite ca. 2,8 kg Zusatzmassen ein und bildet damit ein relevantes Bauteil in der Massenbetrachtung von

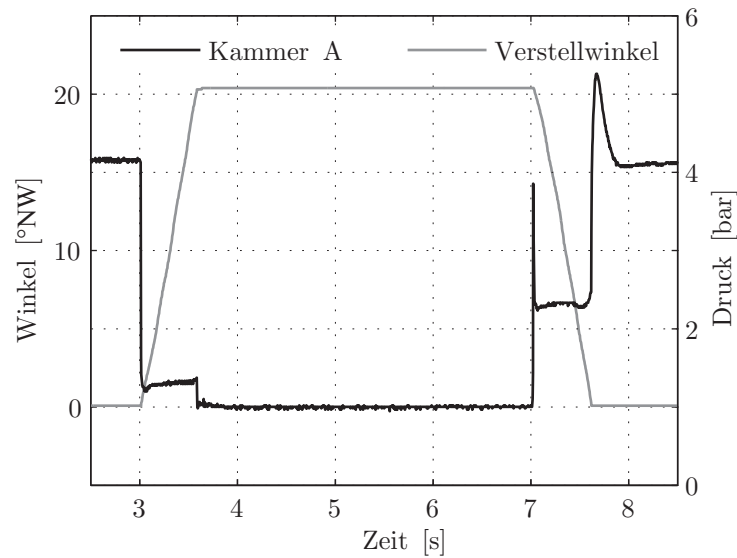


Bild 3.8: Gegenüberstellung von Verstellwinkel und Kammerdruckverlauf beim Verstellvorgang des Einlassnockenwellenverstellers bei Raumtemperatur

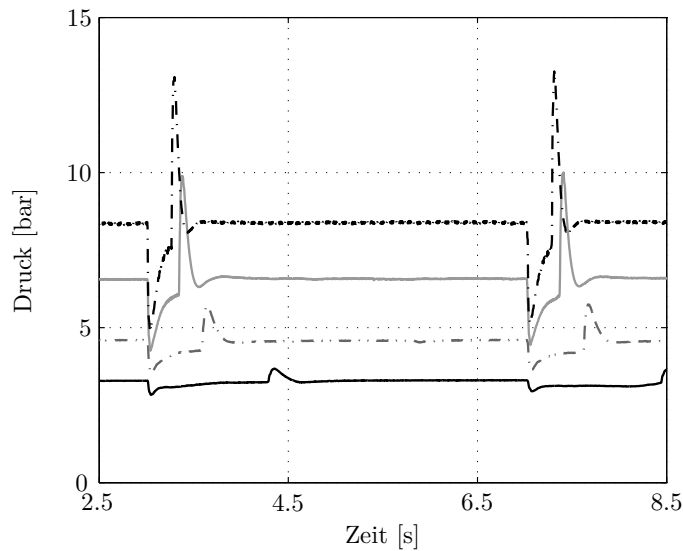
Motoren.

Üblicherweise werden Rotor und Verstellergehäuse aus Sinterstahl hergestellt, doch die Entwicklungstendenz, wie sie bei HANNIBAL [38] und [80] angesprochen wird, sieht zur Gewichtsreduzierung in naher Zukunft Leichtbaulösungen aus Aluminium vor.

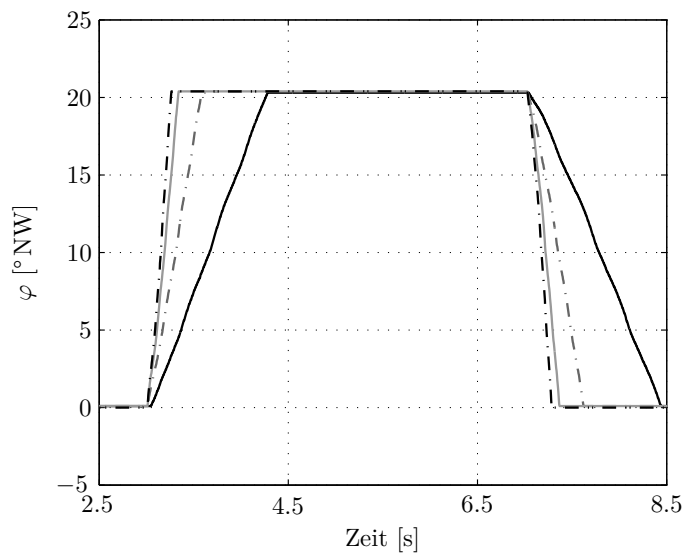
3.3.4 Versorgungsdruck

Der angelegte Versorgungsdruck der Motorölpumpe bzw. des am Prüfstand verwendeten Hydraulikaggregats beeinflusst die Verstellzeiten der hydraulischen Nockenwellenversteller. Je höher der Versorgungsdruck ist, umso schneller erfolgt eine Phasenverstellung aufgrund der höheren Druckdifferenzen an den Rotorflügel­flanken. Die Höhe des Versorgungsdrucks ist dabei im Motorbetrieb von der verwendeten Ölpumpe abhängig. Insbesondere im leerlaufnahen Betrieb mit niedrigen Speisedrücken und im Heißlauf bei niedrigen Ölviskositäten und hohen Leckageströmen im gesamten Motor muss die Funktionalität des Phasenverstellers gewährleistet werden. Der Einsatz zusätzlicher Ölpumpen im Fahrzeug zur Versorgung der Phasenversteller ist kostenintensiv, erfordert Bauraum und fügt zusätzliche Massen in das System hinzu. Zweckmäßig wird deshalb auf den Einsatz zusätzlicher Aggregate verzichtet. In Bild 3.9 ist der Einfluss des Versorgungsdrucks auf den Verstellwinkel dargestellt.

Die Messungen zeigen, dass mit steigendem Speisedruck schnellere Verstellzeiten realisiert werden können. Besonders auffällig ist das starke Einbrechen des Druckes in der Versorgungsleitung bei Beginn der Phasenverstellung. Der Steuerkolben des



(a) Versorgungsdruck und



(b) zugehöriger Verstellwinkel

Bild 3.9: Einfluss des Versorgungsdrucks auf den Verstellwinkel

4/3-Wegeventils schaltet schneller um als das Öl aus dem Aggregat nachfließen kann. Das träge Ölverhalten führt ebenfalls zu starken Überschwingern im Druckverlauf ähnlich zu denen, die in den Kammerdrücken sichtbar sind, vgl. Bild 3.6 und Bild 3.7.

3.3.5 Ölviskosität und Temperaturabhängigkeit

Die Auswahl des Motoröls und dessen Viskosität ist ein entscheidender Einflussfaktor bei hydraulischen Phasenverstellern. Da, wie bereits erwähnt, auf den Einsatz von Zusatzpumpen verzichtet wird und der hydraulische Nockenwellenversteller ein offenes System darstellt, ist die Verstellcharakteristik abhängig vom konditionierten Öl.

Die Viskosität des Motoröls ist zudem temperaturabhängig, siehe Bild 6.6. Niedrige Viskositäten verursachen hohe Leckageströme und damit mangelnden Druckaufbau in den Kammern. Im Gegensatz dazu verhält sich Öl mit hohen kinematischen Viskositäten extrem träge und hat nicht nur hohe Verstellzeiten, sondern auch starke Rückwirkungen von Druckschwingungen im Leitungssystem zur Folge.

Bild 3.10 und Bild 3.11 zeigen den Einfluss der Temperatur und damit auch der Ölviskosität auf die Verstellwinkel und die Verläufe des Versorgungsdrucks und der Kammerdrücke.

Mit sinkender Viskosität sinken die Verstellzeiten und die Amplituden der Druckschwingungen im Versorgungsdruck. Das Leitungssystem reagiert weniger sensibel auf die Schaltungen des Proportionalventils. Bei 90°C ist der axiale Leckagestrom des Nockenwellenverstellers in die Umgebung bei der beschriebenen Versuchsanordnung so hoch, dass keine deutliche Steigerung der Verstellzeiten mehr erreicht werden kann.

3.3.6 Reibung

Bei Einsetzen des Stellvorgangs muss zunächst ein Losbrechmoment überwunden werden, das den Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung kennzeichnet. Während der Verstellung wirkt anschließend ein konstanter Reibanteil am druckbeaufschlagten Rotor.

Für die Bestimmung der Fluidreibung kann die Spaltströmung zwischen Rotor und Stator des Nockenwellenverstellers als Relativbewegung paralleler ebener Wände angenommen werden, so dass sich nach [26] eine überlagerte Spaltströmung aus Schlepp- und Leckstrom ergibt.

$$Q = Q_L \pm Q_S = \frac{\Delta p b h^3}{12 \eta l} \pm b h \frac{v_K}{2} \quad (3.2)$$

Die Geometrieparameter b , h , l stellen dabei Breite, Höhe und Länge des Leckgespalts dar. Die Geschwindigkeit der bewegten Wand $v_K = v_{\text{Rotor}} - v_{\text{Stator}}$ ist im Nockenwellenversteller dem Druckgradienten $\Delta p = (p_A - p_B) > 0$ entgegengesetzt, so dass sich die Strömungsanteile Q_L und Q_S positiv überlagern. Das resultierende Geschwindigkeitsprofil der COUETTE-Strömung im Kanalquerschnitt berechnet sich zu

$$\begin{aligned} v(\bar{y}) &= v_L(\bar{y}) + v_S(\bar{y}) = \left[\left(\frac{h}{2} \right)^2 - \bar{y}^2 \right] \frac{\Delta p}{2 \eta l} + \left(\frac{h}{2} + \bar{y} \right) \frac{v_K}{h} \\ &= \left(\frac{h}{2} + \bar{y} \right) \left[\left(\frac{h}{2} - \bar{y} \right) \frac{\Delta p}{2 \eta l} + \frac{v_K}{h} \right]. \end{aligned} \quad (3.3)$$

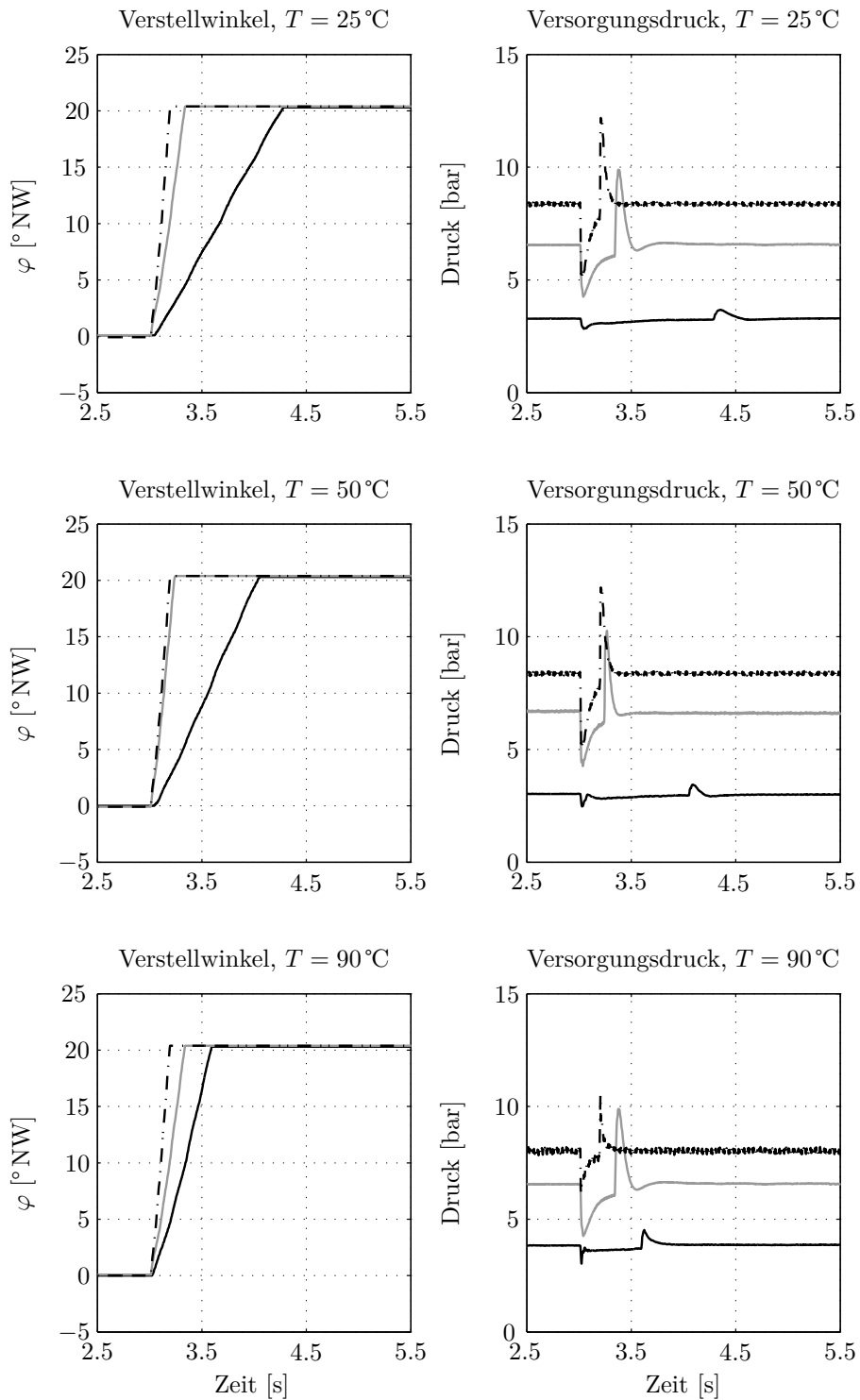


Bild 3.10: Einfluss der Ölviskosität auf den Verstellvorgang und den Versorgungsdruckverlauf

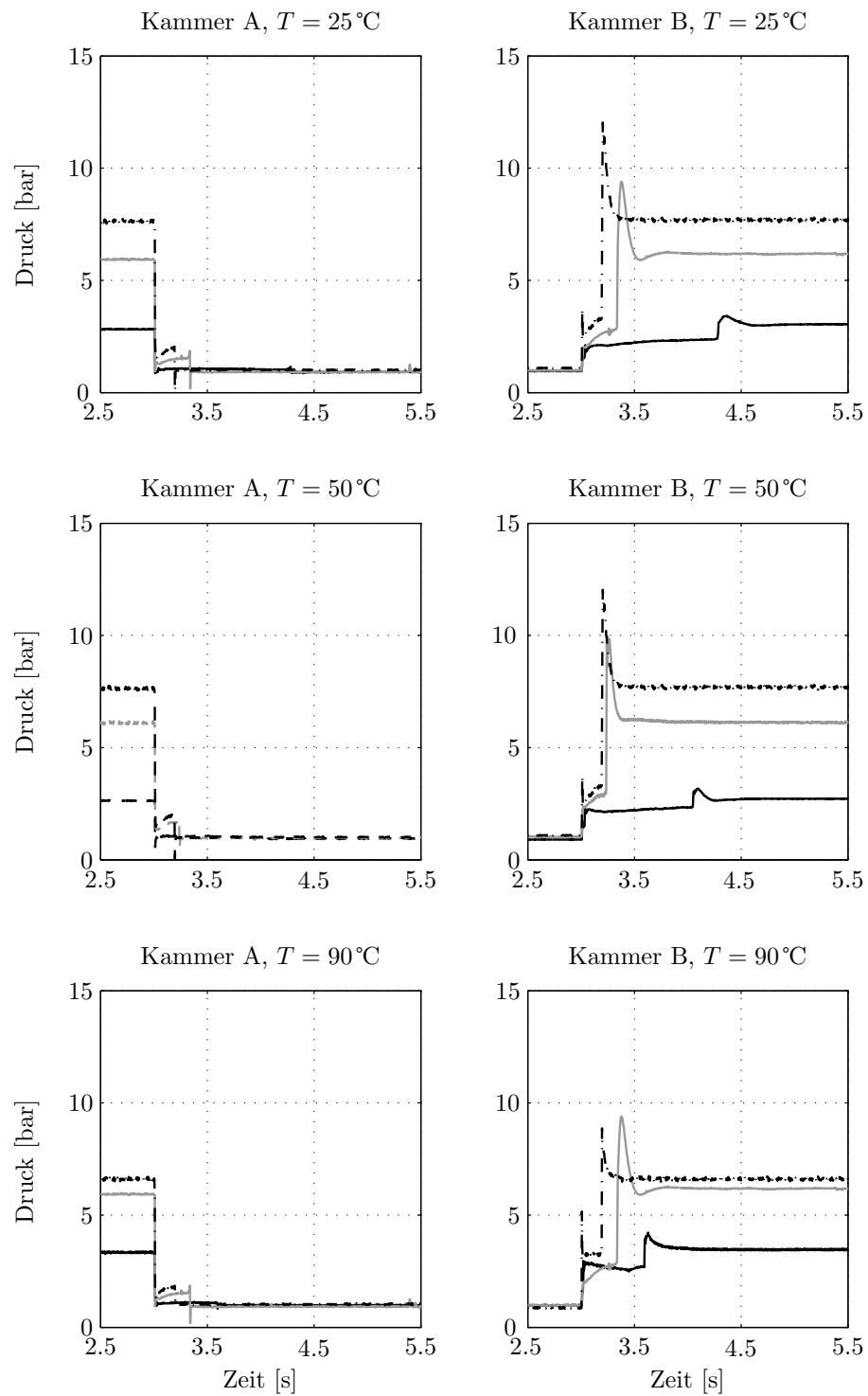


Bild 3.11: Einfluss der Ölviskosität auf die Kammerdrücke

Dabei bezeichnet \bar{y} die Laufvariable senkrecht zur Strömungsrichtung mit Koordinatenursprung in der Mittelachse des Kanals.

Die resultierende Wandschubspannung an der bewegten Wand ist

$$\tau_W = \tau_{W,L} + \tau_{W,S} = -\frac{\Delta p h}{2l} + \eta \frac{v_K}{h}, \quad (3.4)$$

was zur resultierenden Reibungskraft für den ebenen parallelen Spalt führt

$$F_R = F_{R,L} + F_{R,S} = b \left[-\frac{\Delta p h}{2} + l \eta \frac{v_K}{h} \right]. \quad (3.5)$$

3.3.7 Kavitation

In hydraulischen Systemen und der Fluidtechnik stellt Kavitation im Allgemeinen ein großes Problem dar. Wie bei [37] beschrieben, unterscheidet man insbesondere bei Ölen zwei verschiedene Arten von Kavitation: Dampfblasen-Kavitation und Luftblasen-Kavitation. Die Dampfblasenkavitation tritt dann auf, wenn der statische Druck unter den Dampfdruck des Fluids sinkt. Dies geschieht vor allem an Engstellen von Hydraulikbauteilen, in denen hohe Strömungsgeschwindigkeiten erreicht werden. Infolgedessen bilden sich Dampfblasen im Fluid, die aufgrund steigenden Druckes bei verlangsamer Strömungsgeschwindigkeit nach der Engstelle schlagartig implodieren können. Im Mittel wird der Dampfdruck von Hydraulikölen laut [26] zu $p_v = 0.53 \mu\text{bar}$ bei 50°C angegeben.

Neben der Dampfblasenkavitation, deren Effekt weit unterhalb des Atmosphärendruckes auftritt, kann in Ölen zusätzlich die sogenannte Luftblasenkavitation entstehen. Wenn örtlich der statische Druck unter den Sättigungsdruck sinkt, ist die Aufnahmefähigkeit des Öls für Luft erschöpft. Dies hat zur Folge, dass Luft nicht mehr im Öl gelöst werden kann und sich als Blasen bemerkbar macht. Die Blasen können ebenfalls, wie bei der konventionellen Kavitation, bei Druckerhöhung schlagartig implodieren. Die Aufnahmefähigkeit des Öls für Luft wird über das Henry'sche Gesetz gemäß [66] wiedergegeben als

$$V_L = V_{\text{Öl}} \alpha \frac{p}{p_0}. \quad (3.6)$$

Das Volumen V_L ergibt sich aus dem Ölvolumen $V_{\text{Öl}}$, dem Bunsen'schen Lösungskoeffizienten α und dem Verhältnis von Absolutdruck p zum Atmosphärendruck p_0 .

Während bei gelöster Luft der Kompressionsmodul nahezu konstant bleibt und sich physikalische Größen wie Dichte und Masse verändern, beeinflusst ungelöste Luft erheblich den Kompressionsmodul des Öl-Luft-Gemisches.

Kavitation ist deshalb grundsätzlich in hydraulischen Systemen zu vermeiden, da bei deren Auftreten die Funktionalität und Betriebssicherheit nicht mehr gewährleistet

werden kann. In [55] werden die Ursachen und Folgen von Kavitation in Blenden und Ventilen untersucht.

Werden die gemessenen Kammerdrücke in den Verstellern insbesondere bei geregelten Betriebsbedingungen betrachtet, siehe Kapitel 7.3, so wird deutlich, dass aufgrund der hohen Druckschwankungen und des starken Absinkens des Öldrucks auf Werte nahe dem Umgebungsdruck die Möglichkeit gegeben ist, dass Kavitationseffekte lokal auftreten können, weshalb dies bei der Auslegung von hydraulischen Nockenwellenverstellern berücksichtigt werden muss.

4 Proportionalventil (4/3-Wegeventil)

4.1 Aufbau und Funktionsweise

Zur Verstellung der hydraulischen Nockenwellenversteller werden 4/3-Wegeventile als Stellglied eingesetzt. Das Ventil besitzt vier Anschlüsse, von denen zwei die Kammern A und B des Nockenwellenverstellers versorgen, einer an die druckbeaufschlagte Motorölpumpe P angeschlossen ist und T den druckentlasteten Rücklauf in den Öltank sicherstellt. Mit diesem Aufbau, der in Bild 4.1 dargestellt ist, können drei verschiedene Schaltstellungen realisiert werden: Beaufschlagung Kammer A mit Entlastung Kammer B, Beaufschlagung Kammer B mit Entlastung Kammer A sowie Zwischenstellungen mit Sperrung der Zu- und Abflüsse zu A und B.

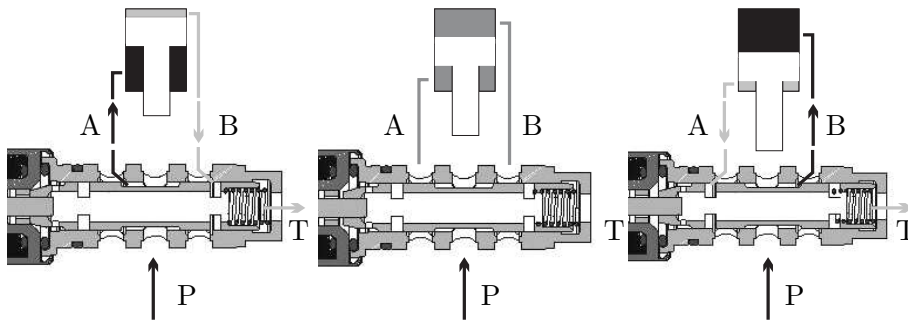


Bild 4.1: Die drei Schaltstellungen des 4/3-Wegeventils

Für jeden einzelnen hydraulischen Nockenwellenversteller wird ein separates 4/3-Wegeventil benötigt, das die Phasenverstellungen der Einlass- und Auslassnockenwelle vorgibt.

Die im Zylinderkopf des AUDI V6 Motors verwendeten 4/3-Wegeventile sind als Schnitt in Bild 4.2 dargestellt. Der Kolben mit den Steuerkanten zur proportionalen Verteilung des Ölstroms wird über eine Feder zentriert, die zusätzlich den axial verschiebbaren Kolben in einer vorgegebenen Position bei unbestromtem Zustand hält. Bei Anlegen eines Stromes an den Elektromagneten wird der Steuerschieber verschoben und schaltet zwischen den Kammern A und B zu den Nockenwellenverstellern um. Aus den nun druckentlasteten Verstellerkammern fließt das sich dort befindliche Öl in das 4/3-Wegeventil zurück und wird über Bohrungen ins Innere des Kolbens und zur Tankrückführung T geleitet.

Die Steuerkantenlage zwischen Kolben und Gehäuse ist bündig ausgeführt, so dass eine Nullüberdeckung zwischen beiden Bauteilen im Ventil herrscht. Daraus ergeben

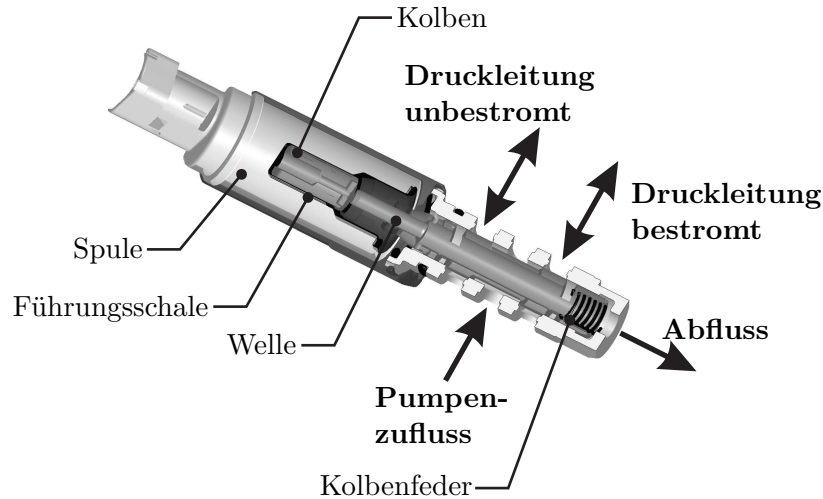


Bild 4.2: Schnittdarstellung des 4/3-Wegeventils

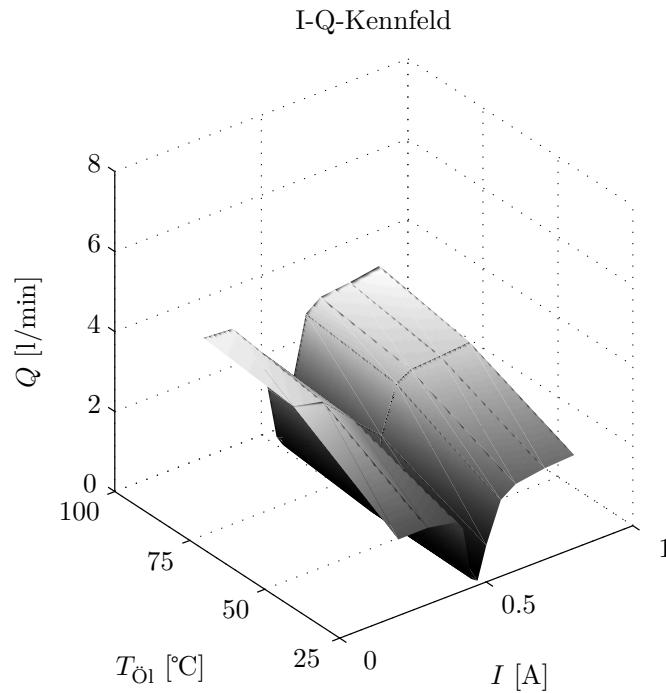
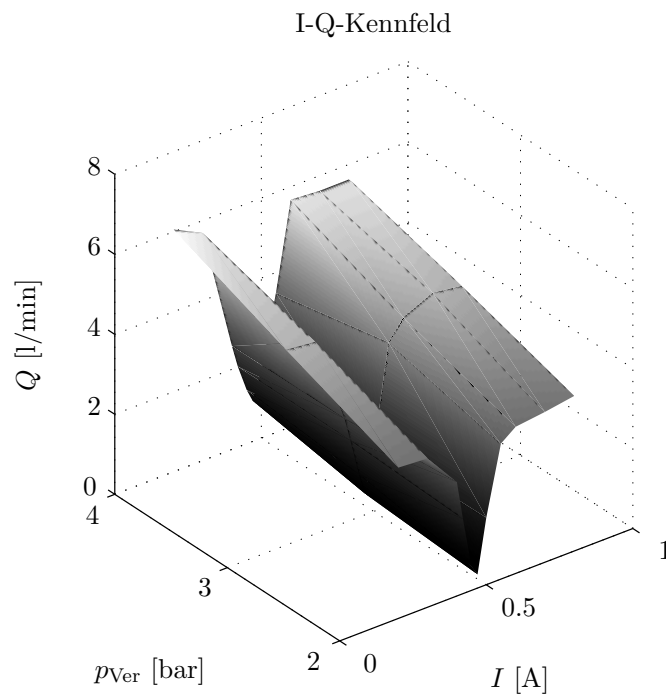
sich auf der einen Seite zwar kurze Stellzeiten, da die Öffnungsquerschnitte zu den Kammern schnell freigegeben werden. Auf der anderen Seite sind solche Mittellagen des Kolbens aber instabil und müssen mit einem Regelkreis stabilisiert werden.

Charakterisiert und beschrieben werden 4/3-Wegeventile vorwiegend durch I-Q-Kennfelder, in denen der Volumenstrom Q über dem Stellstrom I aufgetragen wird. Die Kennlinien sind abhängig vom anliegenden Versorgungsdruck und von der Viskosität des Öls und somit auch von der Temperatur. Bild 4.3 zeigt die gemessenen Kennlinien des untersuchten Proportionalventils. Hierfür wurden die hydraulischen Nockenwellenversteller von der Nockenwelle getrennt, so dass auf die durch den Zylinderkopf und das Wegeventil fließenden Volumenströme direkt zugegriffen werden konnte.

Der Fluidfluss $P \rightarrow A$ wird durch den Strombereich $I < 0.46 \text{ A}$ und $P \rightarrow B$ durch $I > 0.48 \text{ A}$ im Kennfeld charakterisiert. Im Bereich $I < 0.3 \text{ A}$ und $I > 0.6 \text{ A}$ tritt Volumenstromsättigung auf, d.h. der Fluidfluss ändert sich trotz sinkendem bzw. steigendem Eingangssignal nicht merklich. Dazwischen verändert sich der Fluidfluss mit steigendem Strom aufgrund der variablen Öffnungsflächen zwischen $P \rightarrow A$ und $P \rightarrow B$ als steile Kennlinie. Deutlich zu erkennen ist auch die Zwischenstellung des Steuerkolbens mit gesperrten Zuläufen bei $0.46 \text{ A} < I < 0.48 \text{ A}$, die trotz Nullüberdeckung einen minimalen Leckagestrom aufweist. Mit steigendem Versorgungsdruck steigen auch die Volumenströme im Proportionalventil. Der gleiche Effekt tritt bei steigender Öltemperatur und der damit verbundenen Viskositätsänderung auf.

4.2 Druckverluste

Neben den I-Q-Kennfeldern zur Beschreibung des Betriebsverhaltens der Proportionalventile sind die auftretenden Druckverluste über die Steuerkanten des Wegeventils für die Modellbildung und Simulation von Interesse. Aufgrund der verschie-

(a) Temperaturabhängigkeit bei $p_{\text{Ver}} = 2$ bar(b) Druckabhängigkeit bei $T_{\text{Öl}} = 90^\circ\text{C}$ **Bild 4.3:** I-Q-Charakteristik des 4/3-Wegeventils (Messung)

denen Steuerkolbenpositionen variiert die Blendenöffnungsfläche zwischen $P \rightarrow A$ und $P \rightarrow B$, und es ergeben sich für jede Stellposition andere hydraulische Verlustbeiwerte in Abhängigkeit von Ölviskosität und anliegendem Versorgungsdruck. Der Volumenstrom Q durch die Blende setzt sich nach [46] zusammen aus der Kontrakti-

onszahl α_D , der Ventilöffnungsfläche A , dem Druckverlust Δp sowie der Öldichte ρ

$$Q = \alpha_D A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|\Delta p|} \operatorname{sgn}(\Delta p). \quad (4.1)$$

Der Druckverlust Δp aufgrund von Reibung in Leitungen für stationäre und inkompressible Strömung ergibt sich aus der statischen Druckdifferenz und dem Geschwindigkeitsanteil nach Bernoulli zu

$$\left(p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2}\right) - \left(p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}\right) = \Delta p \quad (4.2)$$

Nach [46] wird der Fluidfluss durch Blenden als turbulent angenommen, so dass der Druckverlust für turbulente Strömungszustände anzuwenden ist.

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho v^2}{2} \quad (4.3)$$

Der Widerstandsbeiwert λ ist dabei abhängig von der Wandrauigkeit und der REYNOLDS-Zahl.

Die REYNOLDS-Zahl Re gibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskraft an und ist definiert als

$$Re = \frac{D_H \bar{v}}{\nu} \quad (4.4)$$

mit D_H als hydraulischen Durchmesser der Rohrleitung und \bar{v} als mittlere Strömungsgeschwindigkeit. Überschreitet die REYNOLDS-Zahl den kritischen Bereich $Re_{\text{krit}} = 2300$, so findet ein Umschlag vom laminaren zum turbulenten Strömungszustand statt. Es ergeben sich für die jeweiligen Strömungszustände unterschiedliche Widerstandsbeiwerte:

$$\lambda = \begin{cases} \frac{64}{Re} & \text{für } Re < 1404 \text{ (Hagen-Poiseuille)} \\ 0.0456 & \text{für } 1404 \leq Re < 2320 \text{ (Transition)} \\ \frac{0.3164}{Re^{0.25}} & \text{für } 2320 \leq Re \text{ (Blasius)} \end{cases} \quad (4.5)$$

Aufgrund der variablen Öffnungsflächen der Blenden und der verschiedenen Stellungen des Steuerkolbens im 4/3-Wegeventil ist es sinnvoll, zur Abbildung von

Druckverlusten ein Kennfeld im Simulationsmodell zu hinterlegen, das für jede Stellposition und jeden Betriebspunkt einen Druckverlustbeiwert liefert. Hierfür wurde in Analogie zu der Arbeit von ENGELHARDT [23], der reduzierte Modelle auf Basis von CFD-Rechnungen für Rückschlagventile vorstellt, ein Kennfeld für das Proportionalventil erstellt. Im CFD-Modell wurden neben dem Ventil zusätzlich Teile der Zuleitung und die gesamten Ölkanäle zu den Kammern der Nockenwellenversteller mitmodelliert. In Bild 4.4 sind die vernetzten CFD-Modelle für das Wegeventil und die Ölkanäle des Einlassnockenwellenverstellers dargestellt.

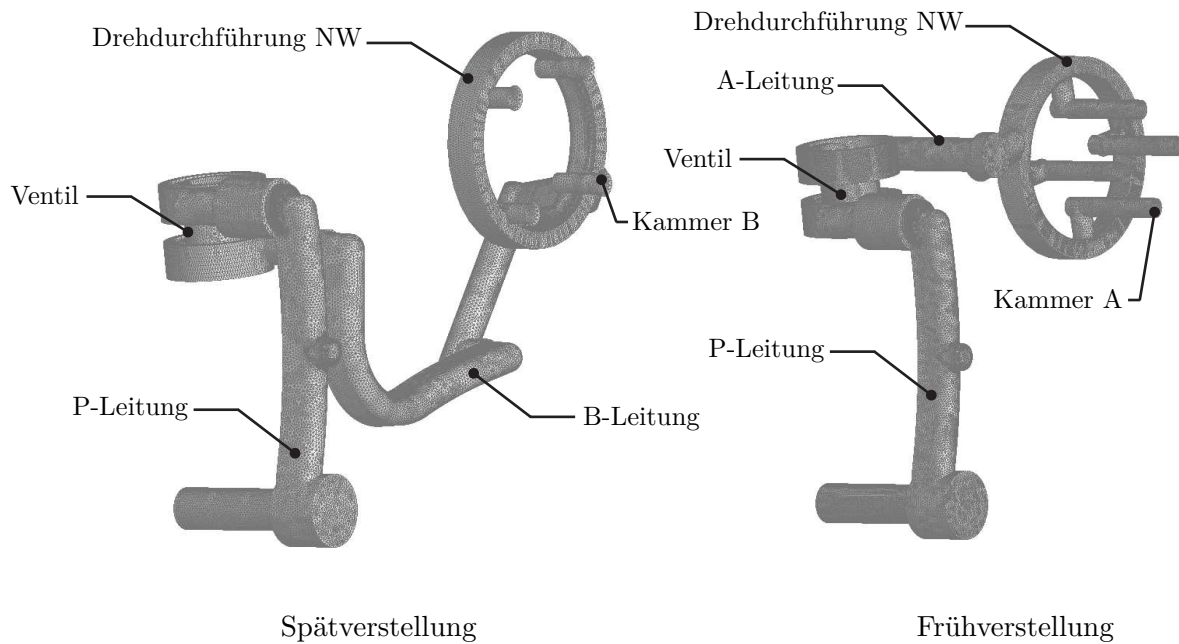


Bild 4.4: Vernetzte CFD-Modelle für die Schaltstellungen des 4/3-Wegeventils mit Teilen der Zuleitung und den Leitungen zu den Nockenwellenverstellern

Für die Erstellung reduzierter Modelle auf Basis von CFD-Rechnungen wird angenommen, dass sich im Allgemeinen die Druckverluste aus geometrischen Umlenkverlusten und Reibverlusten zusammensetzen.

$$\Delta p = \Delta p_G + \Delta p_R \quad (4.6)$$

Die geometrischen Umlenkverluste Δp_G werden über den Verlustkoeffizienten ζ beschrieben. Werte für ζ lassen sich beispielsweise in [45] für gängige Geometrien finden.

$$\Delta p_G = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4.7)$$

Unter Verwendung von Gleichung (4.3), (4.4) und (4.7) ergibt sich der Druckverlust in den Leitungen zu

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left(\lambda \frac{l \nu^2}{D D_H^2} Re^2 + \zeta \frac{\nu^2}{D_H^2} Re^2 \right). \quad (4.8)$$

CHURCHILL [15] liefert im Vergleich zu BLASIUS eine genauere Berechnung für die Werte von λ in turbulenten und stationären Strömungszuständen:

$$\lambda = 8 \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\frac{3}{2}}} \right)^{\frac{1}{12}} \quad (4.9)$$

mit den Koeffizienten

$$A = \left(2.457 \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{k_s}{d}} \right)^{16}, \quad B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}. \quad (4.10)$$

Nach Einsetzen ergibt sich Gleichung (4.8) vereinfacht zu

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \nu^2 (a Re + b Re^2), \quad (4.11)$$

wobei in a die Reibverluste und in b die geometrischen Umlenkverluste enthalten sind. Wird auch die temperaturabhängige Öldichte $\rho = f(T)$ berücksichtigt, so kann ein Funktionswert Θ folgendermaßen definiert werden:

$$\Theta = \Delta p \frac{2}{\rho \nu^2} = a Re + b Re^2. \quad (4.12)$$

Der Funktionswert Θ beinhaltet nun als Funktion von Re die temperaturabhängige Dichte- und Viskositätsänderung des Öls sowie die Druckverluste aufgrund von Reibung und Strömungsumlenkung. In Bild 4.5 sind die approximierten Θ -Kurven auf Basis von CFD-Rechnungen für die verschiedenen Steuerkolbenpositionen des 4/3-Wegeventils dargestellt. Bei $x = 0$ mm ist der Zulauf zu A vollständig geöffnet und wird mit zunehmenden x -Werten geschlossen. Der Zulauf zu B ist bei $x = 7$ mm vollständig geöffnet. Deutlich zu erkennen ist der unterschiedliche Verlauf der Kurven für das Leitungssystem von $P \rightarrow A$ und $P \rightarrow B$. Der steilere Verlauf von $P \rightarrow B$ trotz

symmetrischer Ventilsteuerkanten ergibt sich durch das längere Leitungssystem der Spätverstellung, das im CFD-Modell berücksichtigt wurde, vgl. Bild 4.4.

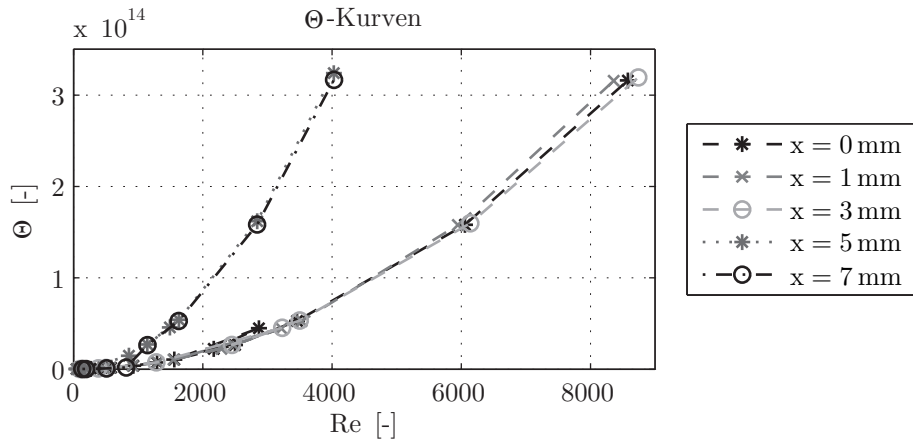


Bild 4.5: Approximierte Θ -Kurven auf Basis von CFD-Rechnungen für die verschiedenen Schaltstellungen des Steuerkolbens

Alternativ können statt der approximierten Θ -Funktionen direkt aus den CFD-Rechnungen Druckverlustkennfelder in Abhängigkeit von REYNOLDS-Zahl und Ventilöffnung erstellt werden. Soll die temperaturabhängige Dichteänderung berücksichtigt werden, so muss beachtet werden, dass sich für verschiedene Dichtewerte unterschiedliche Kennfelder ergeben. Bild 4.6 zeigt ein Druckverlustkennfeld für die Früh- und Spätverstellung bei konstanter Dichte.

Durch die Verwendung von Kennfeldern in der Simulation kann die Modellgüte erheblich verbessert werden. Die gemessenen I-Q-Kennfeldern ermöglichen einen Abgleich der auftretenden Volumenströme im Proportionalventil. Das Ventil kann somit vereinfacht als Blenden mit variablen Öffnungsflächen modelliert werden. Die detailgetreue Abbildung des 4/3-Wegeventils mit den Steuerkanten wird durch CFD-basierte Modelle geschaffen und bietet damit eine bessere Abstimmung des Leitungsmodells im Zylinderkopf.

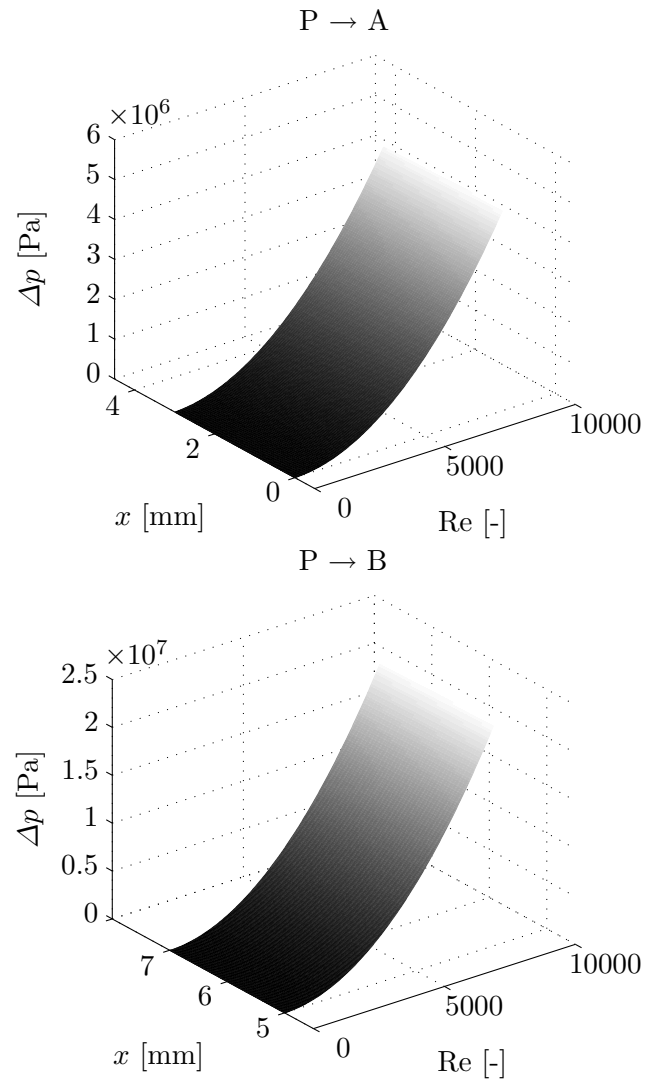


Bild 4.6: Druckverlustkennfeld in Abhängigkeit von REYNOLDS-Zahl und Ventilöffnung x bei konstanter Öldichte (Simulation)

5 Ventiltrieb

In Verbrennungsmotoren sorgen Ventiltriebe für das Öffnen und Schließen der Ventile auf der Ein- und Auslassseite und somit für den Ladungswechsel in den einzelnen Zylindern. Die Ventile müssen dabei sowohl möglichst schnell betätigt werden, als auch den Trieb gegen die hohen Drücke und Temperaturen im Verbrennungsprozess aus den Zylindern abdichten. Bislang haben sich zur Ventilbetätigung nur mechanische Konzepte mit Nockenwellen serienmäßig im Automobilbereich durchgesetzt. Der Antrieb der Nockenwellen erfolgt dabei entweder über Ketten oder Riemen. Ventiltriebe bestehen generell aus den Komponenten Nockenwelle, Ventile, Ventilschaftabdichtung, Ventildfederteller, Feder und den Übertragungsmechanismen zwischen Nocken und Ventil. Ventilschaftabdichtungen stellen eine ausreichende Versorgung des Schmierfilms zwischen Ventilschaft und Ventilführung sicher und verhindern übermäßigen Ölverbrauch und das Eindringen von Öl in den Zylinderraum. Im Allgemeinen können mechanische Ventiltriebe nach

- Anzahl der Nockenwellen
- Anzahl der Ventile pro Zylinder
- direktem oder indirektem Antrieb
- Lage der Nockenwelle und
- Art der Übersetzungsmechanismen

eingeteilt werden.

Zu den gängigsten Bauformen zählen bei obenliegenden Nockenwellen (overhead camshaft, OHC) die direkte Betätigung über Tassenstößel oder die indirekte über Schlepp- und Kipphebel. Bei OHV-Motoren (overhead valve) liegt die Nockenwelle unten und die Betätigung der Ventile erfolgt über Stoßstangen und Kipphebel. Am meisten verbreitet sind OHC-Motoren, die aufgrund ihrer geringeren oszillierenden Massen im Vergleich zu OHV-Varianten für hohe Drehzahlen geeignet sind. Wie bereits in Kapitel 2 beschrieben, ist der Ventiltrieb des untersuchten AUDI V6-Motors als Rollenschlepphebeltrieb und DOHC (double overhead camshaft) mit zwei obenliegenden Nockenwellen jeweils für die Einlass- und Auslassseite ausgeführt.

Da die hydraulischen Nockenwellenversteller direkt mit der Nockenwelle verbunden sind und beide Systemkomponenten miteinander interagieren können, muss zum Systemverständnis der Ventiltrieb mit eingebunden werden. Im Folgenden wird daher näher auf die einzelnen Komponenten des untersuchten Ventiltriebs eingegangen.

5.1 Rollenschlepphebeltrieb

5.1.1 Aufbau

Der Aufbau des Rollenschlepphebeltriebs ist in Bild 5.1 dargestellt. Der Nocken der obenliegenden Welle drückt auf die Rolle des Schlepphebels, der auf der einen Seite von der vorgespannten Ventulfeder über den Ventulfedersitz und auf der anderen Seite von dem hydraulischen Ventilspielausgleichselement (HVA) abgestützt wird.

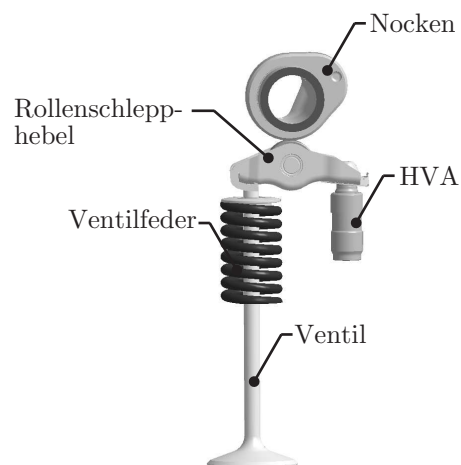


Bild 5.1: Aufbau Rollenschlepphebeltrieb

Über das Hebelverhältnis χ lässt sich aus dem Nockenhub h_{No} der resultierende Ventilhub h_V berechnen, siehe Bild 5.2.

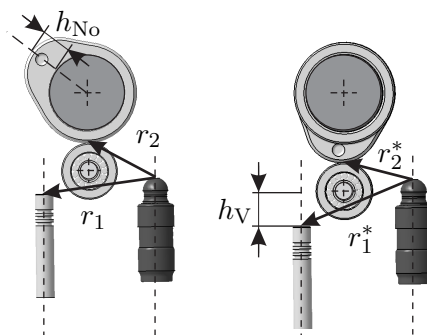


Bild 5.2: Hebelverhältnis

$$\chi_{\max} = \frac{h_{V,\max}}{h_{No}} \quad (5.1)$$

Der untersuchte Ventiltrieb hat auf der Einlassseite einen Maximalhub von $h_{V,\max} = 11 \text{ mm}$

und auf der Auslassseite von $h_{V,\max} = 10 \text{ mm}$. Besonders in der Analyse der Wechselmomentverläufe der Nockenwelle müssen der unterschiedliche Hub und die verschiedenen Ventilmassen berücksichtigt werden.

5.1.2 Nockenwelle

Der V6-Motor ist in 4-Ventil-Bauweise ausgeführt. Bei der untersuchten Zylinderkopfbank sind auf jeder Nockenwelle somit jeweils sechs Nocken vorhanden, die auf der Einlassseite in der Reihenfolge 2-1-3 und auf der Auslassseite in 1-3-2 die Ventile betätigen. In Bild 5.3 ist der Aufbau der Nockenwelle dargestellt. Die Nockenwelle ist gebaut ausgeführt und besteht aus zwei Voll- und einer Hohlwelle. Auf der Hohlwelle sind die einzelnen Nocken angebracht und zusätzliche Mulden vorhanden, die die Verschraubung des Zylinderkopfes am Motorblock ermöglichen. An den Vollwellen sind an der vorderen Seite der Nockenwellen die hydraulischen Nockenwellenversteller und am hinteren Ende Aggregate, wie beispielsweise Unterdruckpumpen, die von den Nockenwellen angetrieben werden, angeschlossen. Zusätzlich ist eine Montagevorrichtung zum Einbau der Nockenwellen und Ausrichtung zueinander vorhanden. Über das Geberrad wird der aktuelle Nockenwellenwinkel gemessen. Wie aus Bild 5.3 ersichtlich ist, ist die Gestaltung der Nockenwelle komplex und insbesondere Unrundheiten in der Baugruppe können ungleichmäßige Drehmomentverläufe hervorrufen. Dies ist vor allem bei der Anbringung von Messtechnik und bei der Auswertung der Signale zu beachten. Ein genereller Überblick über die Entwicklungstendenzen von Nockenwellen wird in [83] gegeben.

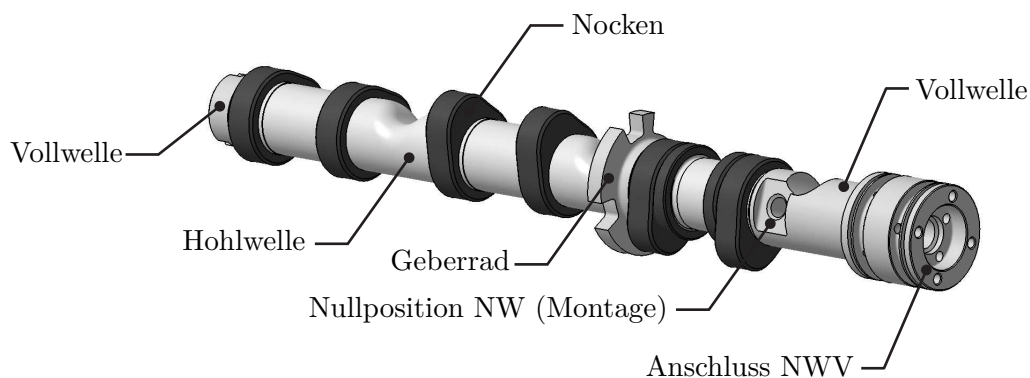


Bild 5.3: Aufbau der Nockenwelle des untersuchten Ventiltriebs

Für die experimentellen Arbeiten wurde der Aufbau der Nockenwelle dahingehend verändert, dass für die Kabelrückführung der Drucksensoren und der DMS der Drehmomentmessung, siehe Kapitel 2, die Vollwellen durchgängig hohlgebohrt wurden. Ebenso befindet sich am Nockenwellenende das Verstärkermodul mit den Schleifringübertragern. Es ist daher erforderlich, diese Systemänderungen im Simulationsmodell zu berücksichtigen.

5.1.3 Hydraulisches Ventilspielausgleichselement

Als Ventilspiel wird der Abstand zwischen Nockengrundkreis und Nockenfolger bezeichnet. Verschleiß und unterschiedliche Wärmeausdehnungen der einzelnen Ventiltriebskomponenten bzw. des Motorblocks werden durch hydraulische Ventilspielausgleichselemente kompensiert. Die Funktions- und Arbeitsweise ist ähnlich derer von hydraulischen Kettenspannelementen. Die Ausgleichselemente bestehen aus einem Gehäuse und einem Kolben, die zueinander über einen definierten Leckagespalt axial verschiebbar sind. Der Kolben wird zusätzlich durch eine Feder mechanisch vorgespannt und ist über ein Rückschlagventil mit dem Niederdruck des Motorölkreislaufs verbunden. Liegt der Nockengrundkreis an, so befindet sich das Einlass- bzw. Auslassventil im geschlossenen Zustand und die Feder im HVA drückt die beiden Komponenten Gehäuse und Kolben auseinander bis das Ventilspiel ausgeglichen ist.

Aufgrund der kleinen Ölvolumina im Hochdruckraum des HVA ist eine rechenzeiteffiziente Simulation und Beschreibung dieses Systems schwierig. In HUBER [44] findet sich ein detaillierter Vergleich zwischen Messung und Simulation des hier verwendeten HVA. Häufig wird jedoch aus Rechenzeitgründen das Ventilspielausgleichselement vereinfacht als Feder-Dämpfer-Element in der Ventiltriebssimulation modelliert.

5.1.4 Ventulfeder

Die Ventulfedern sorgen im Allgemeinen dafür, dass die Einlass- und Auslassventile des Ventiltriebs geschlossen sind. Der Kontakt zwischen Rollenschlepphebel und Ventil wird beim beschleunigten Ventil über die Vorspannung und Steifigkeit der Ventulfeder gewährleistet. Am untersuchten Ventiltrieb ist die Feder zylindrisch mit asymmetrischen Windungen ausgeführt. Ein wichtiges Auslegungskriterium bei der Ventulfeder ist die Eigenfrequenz, die weit über dem Drehzahlbereich des Ventiltriebs liegen muss, um einwandfreies Schließen der Ventile während des Motorbetriebs zu gewährleisten. Die Eigenfrequenz f der Ventulfeder ergibt sich bei harmonischer Anregung zu

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.2)$$

mit der Federrate k und der bewegten Masse m .

Die Federrate lässt sich aus dem Schubmodul G , dem Drahtdurchmesser d , dem

mittleren Federdurchmesser D und der Anzahl der wirksamen Windungen N berechnen.

$$k = \frac{G d^4}{8 D^3 N} \quad (5.3)$$

Die Federmasse kann näherungsweise über die Dichte ρ mit

$$m = \frac{\pi^2 d^2 D N \rho}{4} \quad (5.4)$$

bestimmt werden. Die erste Eigenfrequenz der Ventulfeder liegt somit bei $f_1 \approx 510$ Hz und lässt sich, wie in Kapitel 7 gezeigt wird, als Frequenzanteil im gemessenen Nockenwellendrehmoment erkennen.

5.2 Ventiltriebsdynamik

Die Ventiltriebsdynamik wird durch den Drehmomentverlauf der Nockenwelle, den Ventilhub und die Ventilbeschleunigungen sowie dem Schwingwinkel der Nockenwelle über den Drehzahlbereich des Motors beschrieben. Bei den experimentellen und simulationstechnischen Untersuchungen am Ventiltrieb stehen dabei vor allem der Drehmomentverlauf und die Schwingwinkel der Nockenwelle im Vordergrund. Der Verlauf des Ventilhubes über dem Nockenwinkel ermöglicht die Untersuchung der Phasenverstellung durch hydraulische Nockenwellenversteller.

5.2.1 Nockenkontur und Ventilbeschleunigungen

Bei der Auslegung von Ventiltrieben kommt der Kontur der Nocken eine besondere Bedeutung zu. Der Nocken dient als Steuerelement des Ventiltriebs und besteht aus dem Grundkreis, der Nockenflanke und der Nockenspitze. Das Design des Ventiltriebs und der Nocke wird bestimmt durch die Kriterien Ventilhub, Öffnungsdauer und Ventilüberschneidung. Der Einfluss auf den Ladungswechsel hat zur Folge, dass über das Nockenprofil die Leistungscharakteristik sowie Verbrauch und Emissionen wesentlich mitbestimmt werden kann. In [7], [49] und [94] wird ausführlich auf die Auslegungskriterien von Nockenprofilen eingegangen.

Bild 5.4 zeigt eine Nockenkontur des untersuchten Ventiltriebs. Der Ventilhub ergibt sich aufgrund der Bauweise als Rollenschlepphebeltrieb nicht direkt aus dem Nockenprofil, sondern aus dem dazugehörigen Hebelverhältnis, siehe Kapitel 5.1.1. Der kinematische Ventilhub y ist gegeben als Funktion vom Nockenwinkel φ

$$y = f(\varphi). \quad (5.5)$$

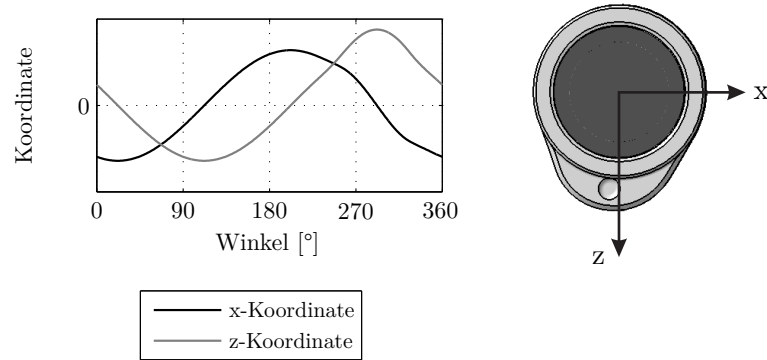


Bild 5.4: Nockenkontur

Der Nockenwinkel φ lässt sich aus der Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle ω und der Zeit t berechnen zu

$$\varphi = \omega t. \quad (5.6)$$

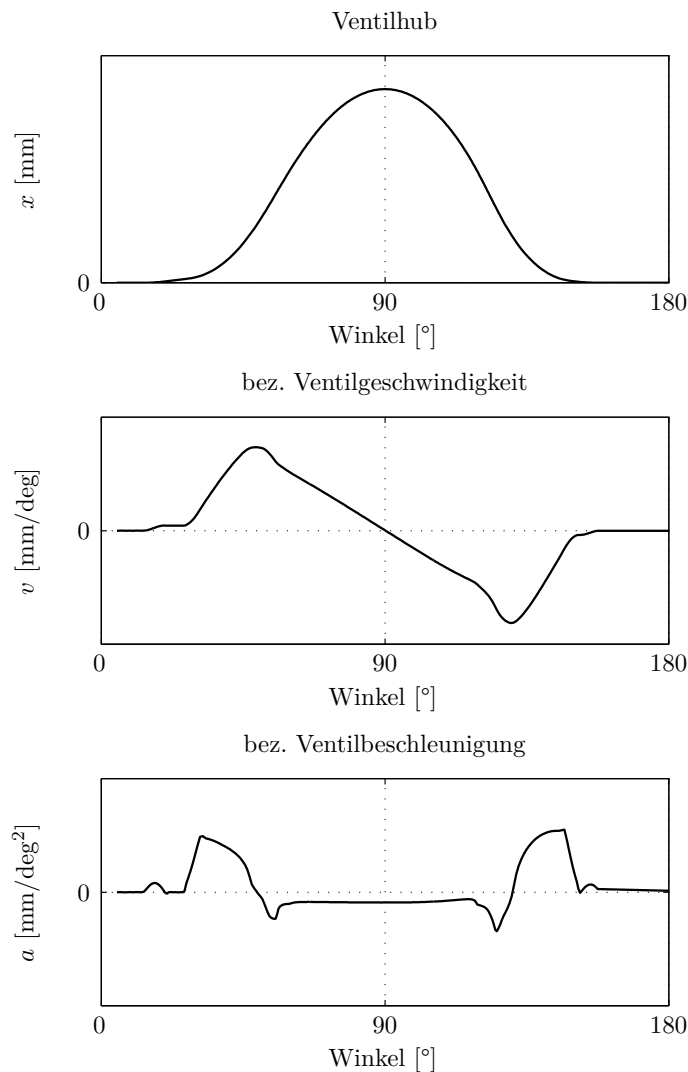
Die Ventilgeschwindigkeit v ergibt sich aus der Ableitung des Ventilhubes zu

$$v = \frac{dy}{dt} = \omega \frac{dy}{d\varphi} \quad (5.7)$$

und analog die Ventilbeschleunigung a als

$$a = \frac{d^2y}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2y}{d\varphi^2}. \quad (5.8)$$

Der Verlauf des Ventilhubes, der Ventilgeschwindigkeit und -beschleunigung des untersuchten Ventiltriebs ist in Bild 5.5 dargestellt. Ventilgeschwindigkeit und -beschleunigung sind auf die Winkelgeschwindigkeit bzw. das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle bezogen.

**Bild 5.5:** Nockenkonturen und deren Ableitungen

5.2.2 Nockenwellenwechsellmomente

Einen detaillierten Aufschluss über die Dynamik von Ventiltrieben erhält man über die an der Nockenwelle wirkenden Wechsellmomente. Wie bereits in Kapitel 2.3.4 beschrieben ist, wird das Summenmoment der Einlass- und Auslassnockenwelle über Dehnmessstreifen nahe an der Drehmomenteinleitung gemessen. Am V6-Motor ergeben sich pro Umdrehung der Nockenwelle drei Wechsellmomentamplituden, die von den einzelnen Nockeneingriffen in der Zylinderkopfbank hervorgerufen werden. In Bild 5.6 sind für verschiedene Drehzahlen die mit dem Mehrkörpersimulationsprogramm ADAMS simulierte Wechsellmomente an der Einlass- und Auslassnockenwelle abgebildet. Die dazugehörigen Frequenzanteile sind in Bild 5.7 dargestellt. Die Nockenwelle ist starr mit nicht-linearer Ventilfederkennlinie ohne Reibung und hydraulischem Ventilspielausgleichselement modelliert.

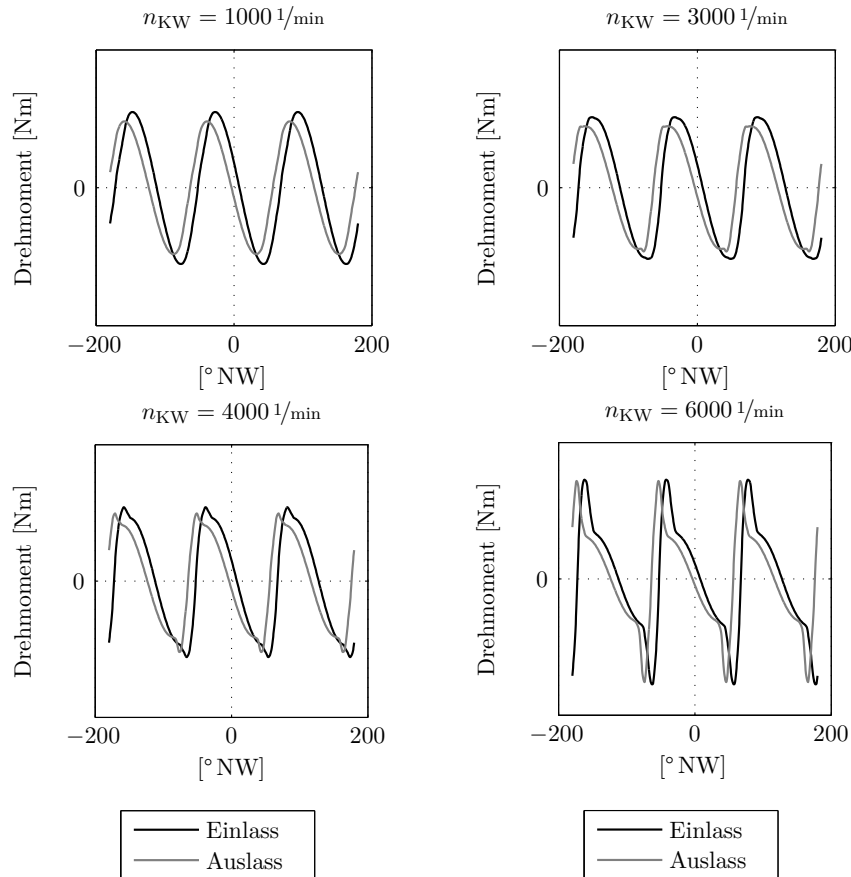


Bild 5.6: Wechselmomente der Einlass- und Auslassnockenwelle für verschiedene Motordrehzahlen (Simulation)

Im unteren Drehzahlbereich stellt sich der Verlauf der Wechselmomente als nahezu harmonische Schwingung mit Amplituden gleicher Größe über dem Nockenwinkel dar. Ab einer Drehzahl von $n_{KW} = 3000 \text{ 1/min}$ bildet sich der Einfluss der Massenkräfte und der Ventilfeeder aus. Mit steigender Drehzahl steigen nicht nur die Amplituden des Drehmoments, sondern der Verlauf der Kurven über dem Nockenwinkel ändert sich merklich. Die Kurven im Bereich des Vornockens und der Einlaufflanke werden deutlich steiler, während sich im Auslaufbereich ein flacherer Verlauf, resultierend aus den Kräften der Ventilfeeder, einstellt.

Im unteren Drehzahlbereich entwickeln sich die Amplituden der Einlassnockenwelle höher als auf der Auslassseite. Dies beruht zum einen auf der unterschiedlichen Gestaltung der Ventile für Einlass und Auslass und zum anderen auf den differierenden maximalen Ventilhuben. Im oberen Drehzahlbereich ist die Amplitudendifferenz zwischen Einlass- und Auslassnockenwelle nahezu ausgeglichen, da vorwiegend der Einfluss der Massenkräfte zum Tragen kommt und weniger die Ventilfeederkennung. Aus dem Frequenzspektrum des Wechselmoments, siehe Bild 5.7, wird ersichtlich, dass am Ventiltrieb die 1.5te Motorordnung am dominantesten ist. Ebenso treten mit steigender Kurbelwellendrehzahl höhere Frequenzanteile im Spektrum auf, die ein Vielfaches der Motorordnung sind.

Im Verlauf des **gemessenen** Summenmoments an den Nockenwellen ist den Am-

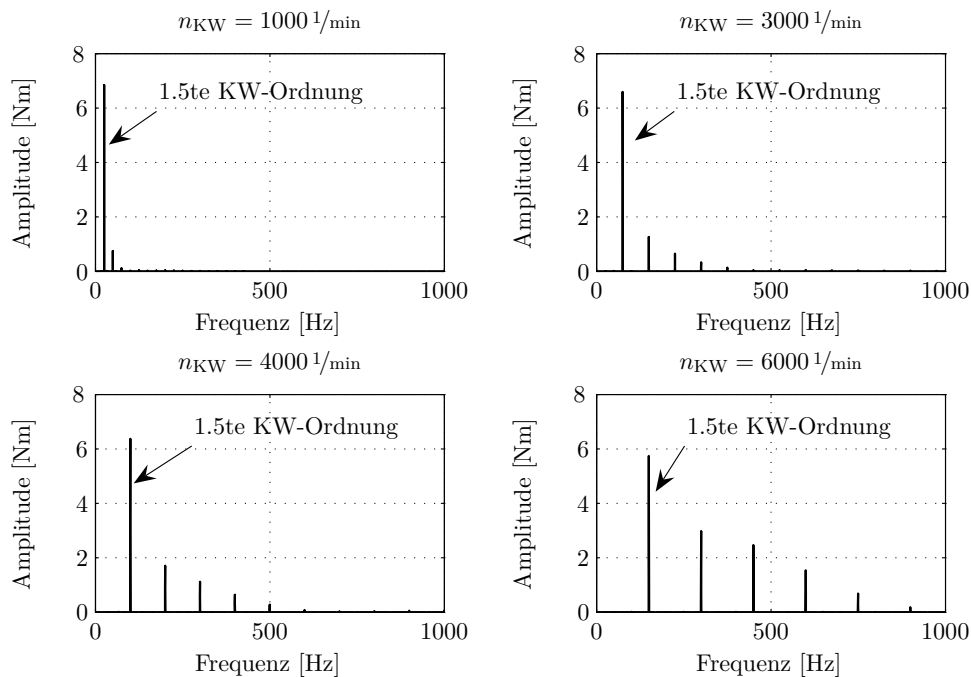


Bild 5.7: Frequenzanteile der Wechselmomente der Einlassnockenwelle für verschiedene Drehzahlen (Simulation)

plituden der einzelnen Nockeneingriffe zusätzlich eine Oberschwingung überlagert. Diese Oberschwingung, deren Periode eine Wellenumdrehung dauert, ist ein Effekt, der aus den nichtfluchtenden Lagerschalen und der Ungleichförmigkeit der Nockenwelle hervorgerufen wird. Bild 5.8 zeigt die gemessenen Drehmomentverläufe in Abhängigkeit von Nockenwinkel und Drehzahl für die Einlass- und Auslassnockenwelle. Im unteren Drehzahlbereich ist wie in der Simulation ein nahezu gleichmäßiger Amplitudenverlauf zu erkennen, während sich ab einer Drehzahl von $n_{KW} = 3000 \text{ 1/min}$ im Bereich der Nockenspitze und der Auslaufflanke zusätzlich hochfrequente Schwingungen überlagern. Die Differenz zwischen positiven und negativen Drehmomentamplituden resultiert aus der Reibung im Ventiltrieb. Ebenso werden durch die Ventilspielausgleichselemente hochfrequente Schwingungen ins System eingebracht.

Für den direkten Vergleich zwischen Messung und Simulation sind in Bild 5.9 die Drehmomentverläufe der Auslassnockenwelle für verschiedene Kurbelwellendrehzahlen dargestellt. Deutlich zu erkennen sind hier ebenfalls die Unrundheit der Nockenwelle und die Überlagerung der hochfrequenten Schwingungen aus den Ventilspielausgleichselementen.

Im Allgemeinen wird in der Ventiltriebssimulation der auftretende Effekt der nichtfluchtenden Lagerschalen und der Unrundheit der Nockenwelle nicht berücksichtigt. Soll ein gemessenes Drehmomentkennfeld in der Steuertriebssimulation als Ersatz für den Ventiltrieb als Randbedingung aufgegeben werden, so kann die Oberschwingung eliminiert werden, indem Messungen ohne Nockeneingriffe in den Ventilen als Referenz erfasst werden und von den Messreihen mit vollen Ventilbetätigungen abgezogen werden. Bild 5.10 zeigt die gemessenen Drehmomentverläufe der Auslassno-

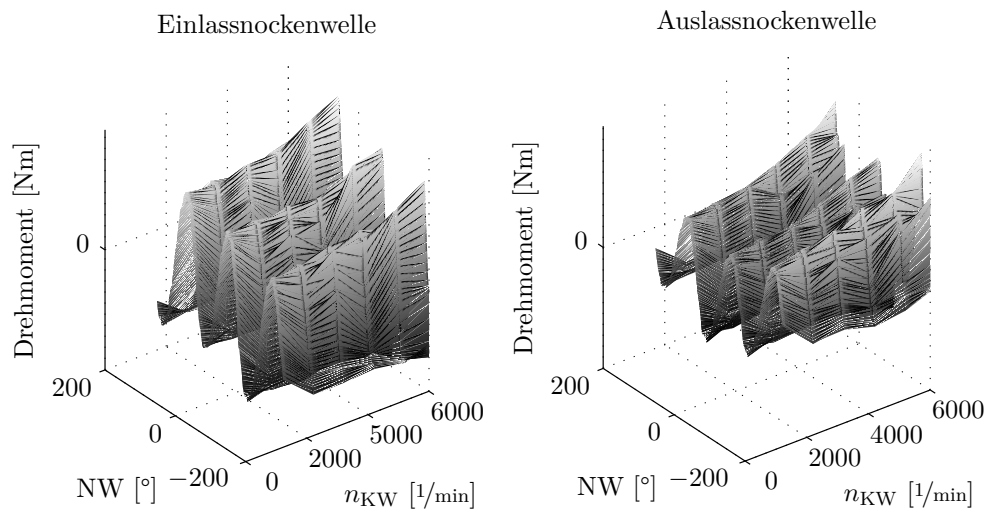


Bild 5.8: Wechselmomente der Einlass- und Auslassnockenwelle für verschiedene Drehzahlen (Messung)

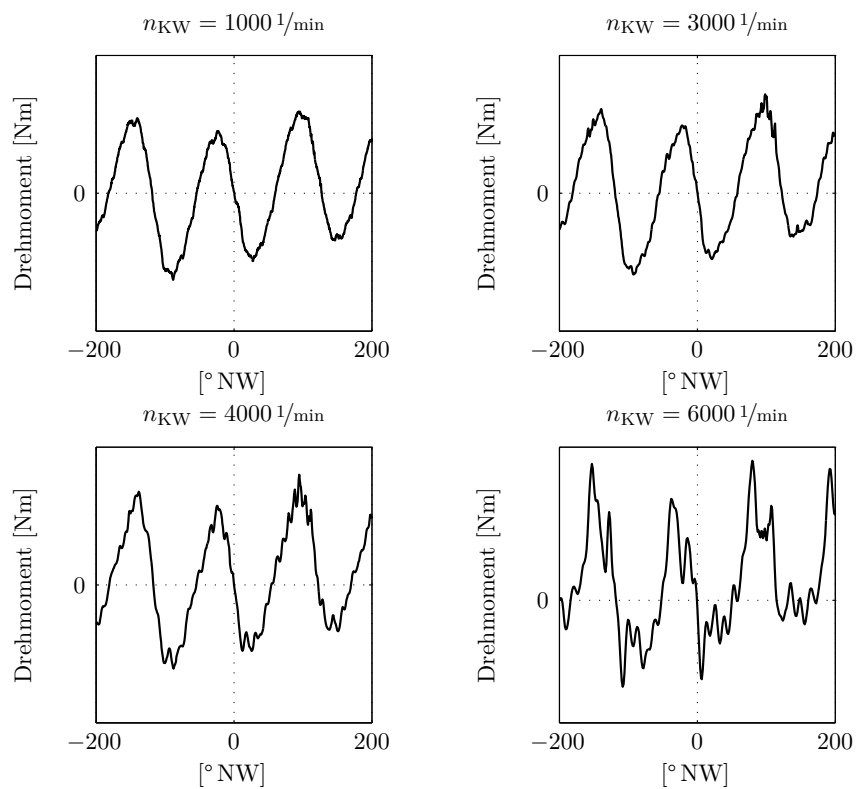


Bild 5.9: Wechselmomente der Auslassnockenwelle für verschiedene Motordrehzahlen (Messung)

ckenwelle ohne und mit jeweils einem, zwei und allen zugeschalteten Zylindern bei einer Drehzahl von $n_{KW} = 1600 \text{ 1/min}$.

Deutlich zu erkennen ist die Überlagerung in erster Ordnung des Nockenwellendrehmoments der einzelnen Zylinder aufgrund der Unrundheit der Welle.

Da der Rotor des hydraulischen Nockenwellenverstellers kraftschlüssig mit der Nockenwelle verbunden ist, übertragen sich Schwingungen des Wechselmoments der Nockenwelle direkt auf die Verläufe der Kammerdrücke.

Die Ölzufuhr zwischen 4/3-Wegeventil und Nockenwellenversteller erfolgt über eine Drehdurchführung in die Nockenwelle. Die Wechselmomente übertragen sich somit auch zurückwirkend auf die Versorgungsleitung. Sowohl in den Kammerdrücken als auch im Versorgungsdruck des Zulaufs ergeben sich durch die Ungleichförmigkeit der Nockenwelle Amplitudenunterschiede in den Druckschwingungen. In Bild 5.11 und Bild 5.12 sind die Auswirkungen der Schwingungen der Nockenwelle auf die Kammerdrücke und das Zuleitungssystem dargestellt. Die Winkelposition der hydraulischen Nockenwellenversteller während der Messungen ist im Endanschlag, so dass als Ursachen des Effekts der Druckschwingungen der Ventiltrieb und die Nockenwelle zu identifizieren sind.

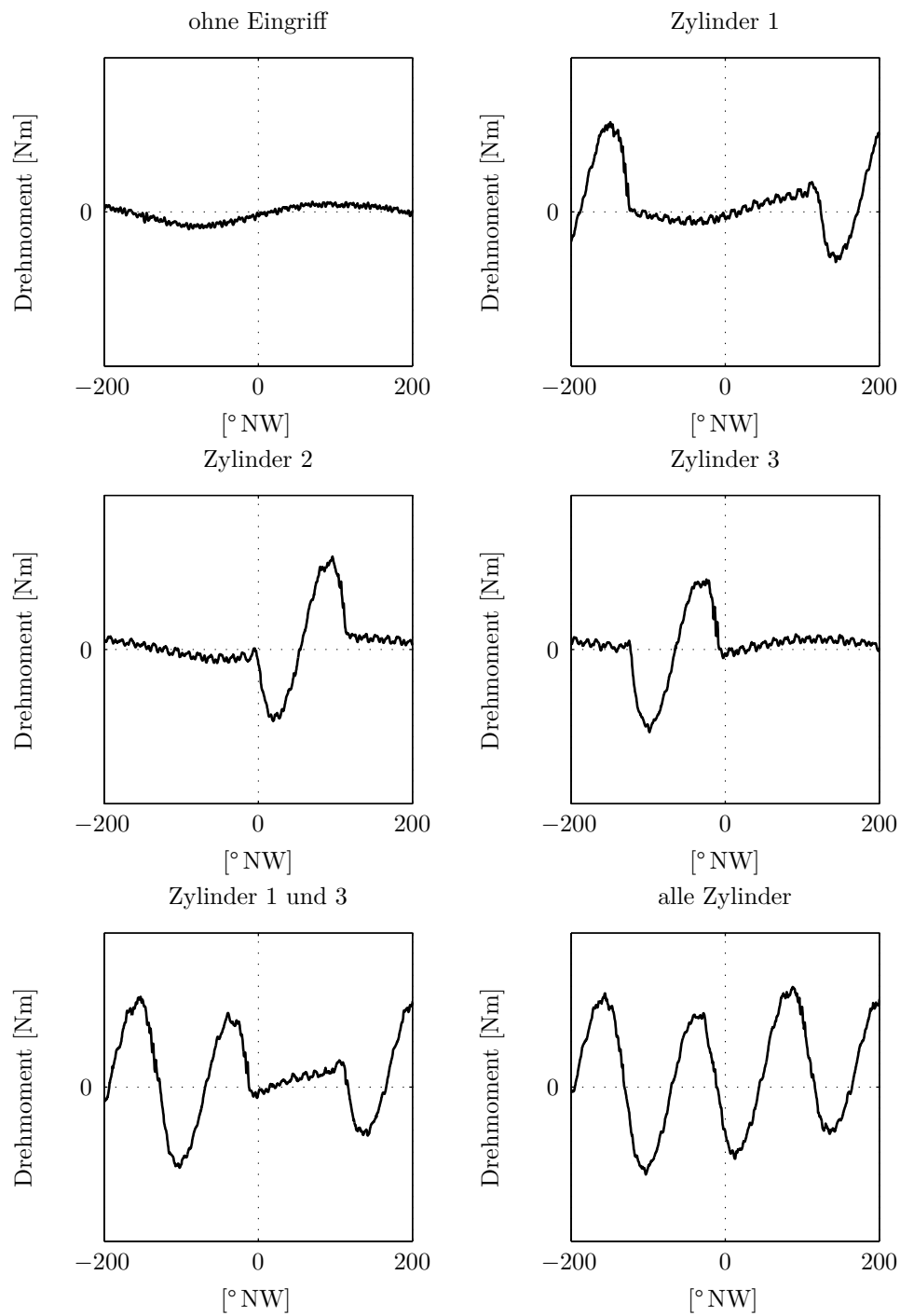


Bild 5.10: Wechselmomente der Auslassnockenwelle ohne und mit einzelnen Ventileingriffen in den Zylindern bei $n_{KW} = 1600 \text{ 1/min}$ (Messung)

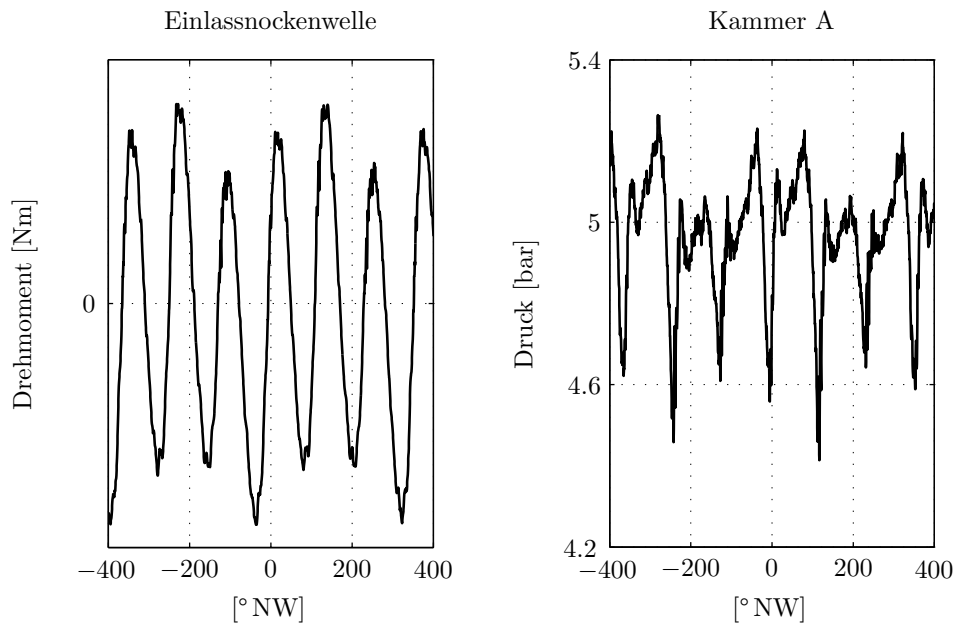


Bild 5.11: Rückwirkungen der Unrundheit der Nockenwelle auf den Druck der beaufschlagten Verstellerkammer bei $n_{KW} = 1600 \text{ 1/min}$ (Messung)

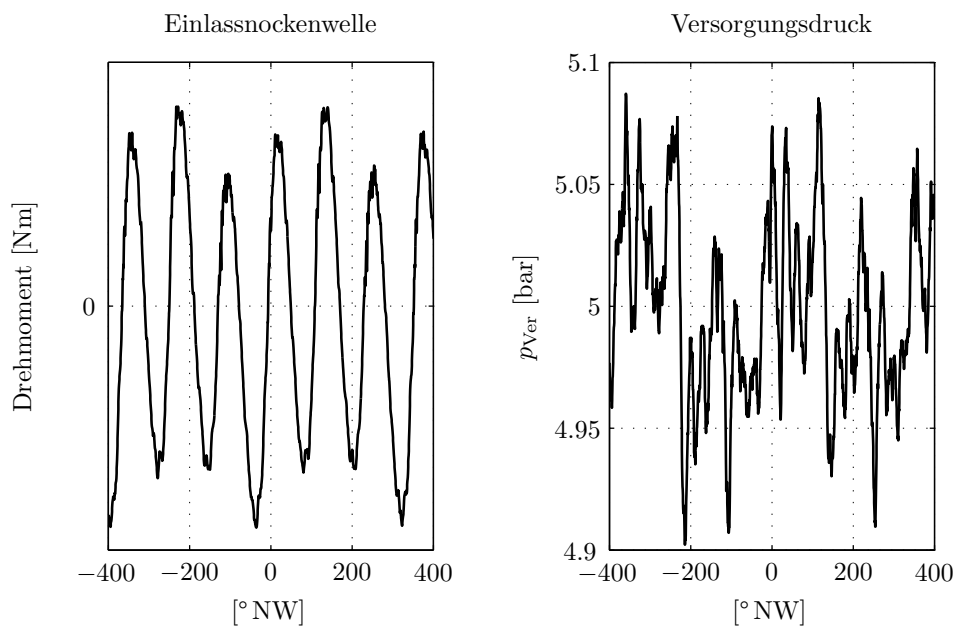


Bild 5.12: Rückwirkungen der Unrundheit der Nockenwelle auf den Versorgungsdruck in der Zuleitung bei $n_{KW} = 1600 \text{ 1/min}$ (Messung)

6 Kettenspanner

Für die einwandfreie Funktion von Steuerkettentrieben werden vorwiegend Kettenspannelemente eingesetzt, die mechanische und hydraulische Wirkprinzipien miteinander kombinieren. Zum einen sollen die Spannelemente genügend Vorspannung auf die Kette aufbringen, um ein Aufklettern in den Kettenrädern zu verhindern, und zum anderen sollen Schwingungen aus dem Kettentrieb gedämpft werden.

Die einfachsten Bauformen von hydraulischen Kettenspannern bestehen aus den Komponenten Gehäuse, Kolben und Kolbenfeder. Dabei wird je nach gewünschtem Betriebsverhalten der Hochdruckraum im Kolben von der Niederdruckkammer der Versorgung über ein Rückschlagventil getrennt. Ein Vergleich von hydraulischen Kettenspannern mit und ohne Rückschlagventil wird in [59] und [60] gegeben. Durch den Einsatz von Rückschlagventilen wird ein Rückströmen aus der Hochdruckkammer in die Niederdruckkammer verhindert, so dass höhere Drücke und daraus resultierend höhere Kolbenkräfte aufgebaut werden können.

Die Dämpfungswirkung der Kettenspanner erfolgt über Leckagespalte zwischen Gehäuse und Kolben. Die Vorspannung des Kolbens und somit auch der Kette erfolgt über eine mechanische Feder, deren Wirkung bei Motorstart und den dadurch einsetzenden Ölfluss hydraulisch verstärkt wird.

Die Betriebscharakteristik der Kettenspanner kann im Allgemeinen in zwei Phasen unterteilt werden. In der Kompressionsphase drückt die Spannschiene der Kette gegen den Kettenspannerkolben, so dass das in der Hochdruckkammer befindliche Öl-Luft-Gemisch komprimiert wird. Die Kompression hat einen Druckanstieg in der Hochdruckkammer des Kolbens zur Folge. Das Rückschlagventil schließt sich und trennt die Hochdruck- von der Niederdruckkammer. Das Öl kann somit nur noch über den Leckagespalt in die Umgebung abfließen. Der Druck in der Hochdruckkammer steigt weiter an und der eingefahrene Kolben wird in der Expansionsphase wieder nach außen und gegen die Spannschiene gedrückt. Aufgrund des abfließenden Leckageöls und der sich volumenmäßig vergrößernden Hochdruckkammer sinkt der Öldruck und damit auch die Druckdifferenz an der Kugel des Rückschlagventils, was eine Öffnung und somit Neubefüllung des Spannelements bewirkt.

Mittlerweile existiert eine Vielzahl an Spannelementvariationen, in denen neben den Grundelementen Gehäuse, Kolben, Feder und Rückschlagventil zusätzliche Systemkomponenten zum Einsatz kommen. Im Regelfall werden Elemente verwendet, die Strömungszustände und -führungen beeinflussen. Hier sind vor allem hydraulische Labyrinth oder Spiralen zu nennen, die in [23] und [59] ausführlich beschrieben werden. Diese Labyrinth finden ihre Anwendung in Rückschlagventilen bzw. direkt vor Blenden und erhöhen durch die spiralförmige Führung die Strömungsverluste und die frequenzabhängige Betriebscharakteristik des hydraulischen Kettenspanners. Der Einsatz von Blenden im Kolben führt zu einer weicheren Charakteristik, da

das Öl aus dem Hochdruckraum nicht nur über den engen Leckagespalt, sondern auch über die Blendenöffnung in die Umgebung fließen kann. Soll das Spannelement hingegen steifer werden und somit auch höhere Kolbenkräfte aufbringen, so werden üblicherweise kostengünstige Füllkörper in den Hochdruckraum eingesetzt, die somit das frei komprimierbare Volumen erheblich verkleinern. Die Steifigkeit des Ölvolumens steigt dadurch, was wiederum bei kinematischen Anregungen des Kolbens zu höheren Drücken in der Hochdruckkammer führt.

Die Funktionssicherheit von hydraulischen Kettenspannern muss generell über einen großen Betriebsbereich sichergestellt werden. Auf der einen Seite übt der Kettentrieb auf das Spannelement bzw. die Spannschiene kinematische Anregungen in einem breiten Amplituden- und Frequenzspektrum aus. Auf der anderen Seite ist das Spannelement direkt an den von der Ölpumpe betriebenen Ölkreislauf angeschlossen und unterliegt somit nicht nur den temperaturabhängigen Ölviskositäten sondern auch Druckschwankungen, die sich durch die angeschlossenen Aggregate oder beispielsweise durch den Einsatz von hydraulischen Nockenwellenverstellern ergeben. Wird das Spannelement nicht ausreichend befüllt, so kann der Kolben die Vorspannung der Kette nicht aufrecht erhalten, was in ein Aufklettern in den Kettenrädern bzw. in hohen transversalen Schwingungen resultieren kann. Der Auswahl des geeigneten Rückschlagventils kommt somit eine beträchtliche Bedeutung zu. Im anderen Extremfall können Druckspitzen oder bestimmte Anregungen aus dem Trieb dazu führen, dass die resultierenden Kolbenkräfte das Maximalniveau überschreiten und die Kette sprichwörtlich sprengen. Um dies zu vermeiden, werden in hydraulischen Kettenspannern, die solche kritischen Betriebspunkte durchlaufen, meistens Überdruckventile bzw. mechanische Arretierungen eingebaut, die ein Überschreiten der maximal zulässigen Kolbenkräfte verhindern bzw. den Kolbenweg limitieren.

6.1 Dynamikuntersuchungen am Komponentenprüfstand

Die Simulation hydraulischer Spannelemente erfolgt aufgrund der Variantenvielfalt sinnvollerweise in modular aufgebauten Hydrauliksimulationstools, die die komplexen Wechselwirkungen zwischen Mechanik und Hydraulik sowie nicht-glatte Hydraulik darstellen können und zudem rechenzeiteffizient sind. In [42] wird der Aufbau eines Kettenspannerbaukastens im Hydrauliksimulationstool HYSIM beschrieben. Der Kettenspannerbaukasten zeichnet sich besonders dadurch aus, dass er eine einfach erweiterbare Komponentenbibliothek zur Verfügung stellt und Nichtlinearitäten bei Fluidparametern und Druckverlustkennlinien berücksichtigt. Ebenso können Strukturveränderlichkeiten bei Zylindern mit Anschlägen, schließende Ventile und Kavitationserscheinungen im Knoten in die Modellierung einbezogen werden. Die Modellbildung und der Abgleich von hydraulischen Kettenspannern hat sich mit HYSIM bereits vielfach bewährt, wie bei [23], [59] und [60] gezeigt wird.

Zur Verifikation der Simulationsmodelle dient ein hochdynamischer Prüfstand, der in der Arbeit von ENGELHARDT [23] entwickelt und bezüglich der Anforderungen

des hier untersuchten Kettenspanners angepasst und erweitert wurde. Aufgrund seiner modularen Bauweise eignet er sich nicht nur für hydraulische Kettenspanner, sondern auch Riemenspanner können damit dynamisch untersucht werden. Im Gegensatz zu statischen Absinkversuchen kann mit dem Prüfstand der komplette Betriebsbereich der Spannelemente abgedeckt und somit verifizierte Simulationsmodelle in die Steuertriebssimulation integriert werden, die Parametervariationen bzw. Kettenspanneroptimierungen zulassen. Im Folgenden wird näher auf den hydraulischen Kettenspanner eingegangen, der im Zylinderkopf des V6 3.2l FSI der AUDI AG integriert ist.

In Bild 6.1 ist der Schnitt des zu untersuchenden Spannelements dargestellt. Über das Rückschlagventil wird die Hochdruckkammer des Kolbens mit Öl befüllt. Die mechanische Vorspannung des Kolbens erfolgt über eine Feder. Das Initialvolumen der Hochdruckkammer wird zusätzlich durch einen Füllkörper verkleinert, so dass der Kettenspanner eine steifere Charakteristik bekommt. Das Öl kann aus der Hochdruckkammer über eine Blende in den Leckagespalt fließen und von dort in die Umgebung strömen. Zusätzlich sind am Spannelement mechanische Anschläge vorhanden, um die Kolbenpositionen in einem bestimmten Bereich zu halten.

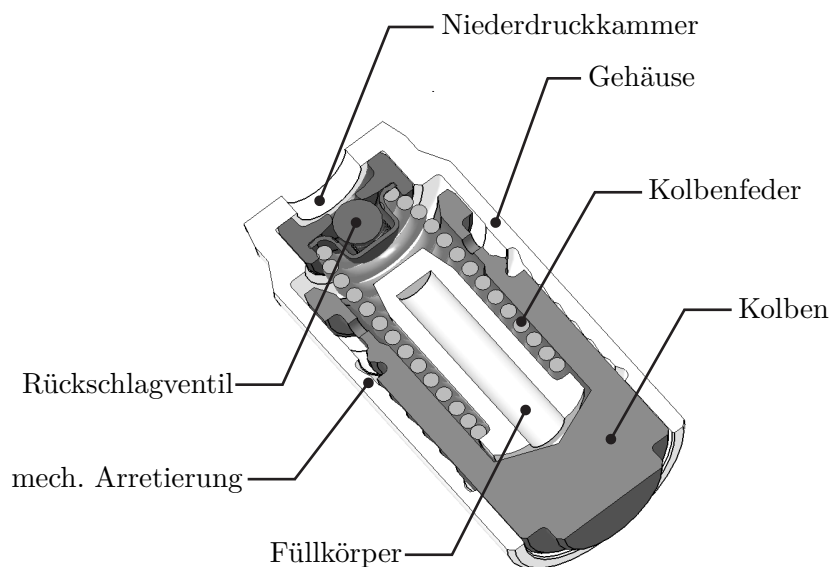
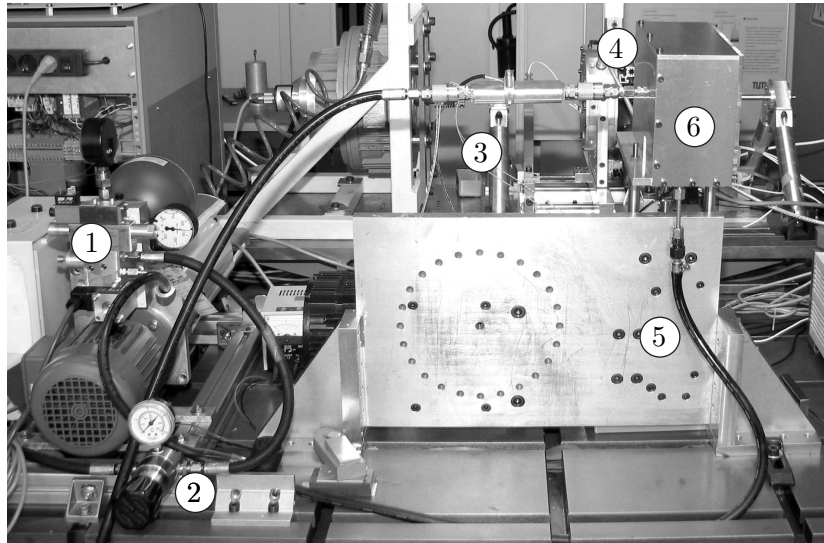


Bild 6.1: Schnittdarstellung und Aufbau des hydraulischen Kettenspanners

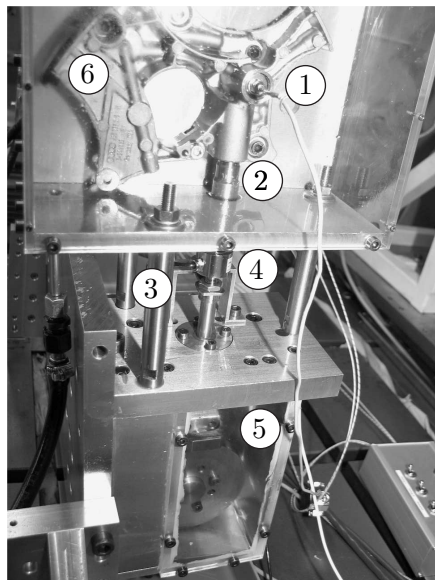
Trotz des vergleichsweise einfachen Aufbaus des Spannelements existieren vor allem auf hydraulischer Seite viele unbekannte Parameter, die erheblichen Einfluss auf die Spannercharakteristik haben. Die Bestimmung dieser unbekannt Parameter, die vorwiegend hydraulische Verlustbeiwerte aus Reibung und geometrischer Umlenkungen sind, erfolgt durch den Abgleich des Simulationsmodells mit Messdaten. Hierfür wurde der hydraulische Kettenspanner dynamisch auf dem Prüfstand untersucht. Bild 6.2 und Bild 6.3 zeigen den Aufbau des für diese Untersuchungen erweiterten Komponentenprüfstands.



1 Ölversorgung
2 Druckregler
3 Wärmetauscher mit
Temperaturmessung

4 Zuleitung Niederdruckkammer
5 Ölrücklauf
6 Prüfobjekt

Bild 6.2: Komponentenprüfstand Kettenspanner (Frontansicht)



1 Drucksensor Niederdruckkammer
2 Kettenspanner
3 Wegmessung Pulsor
4 Kraftsensor Kolbenkontakt
5 Kurvenscheibe mit Pulsor
6 Flanschkonstruktion

Bild 6.3: Komponentenprüfstand Kettenspanner (Seitenansicht)

Der Kettenspanner ist in eine Flanschkonstruktion integriert, die die Führungsschienen des Kettentriebes beinhaltet und mit der die Spannschiene gelenkig verbunden ist. Innerhalb des Flansches befinden sich Strömungskanäle, die an den Ölkreis des Zylinderkopfes angeschlossen sind und die Fluidströme zur Kettenschmierung, zur Niederdruckkammer des Kettenspanners und zu den 4/3-Wegeventilen zur Steuerung der Nockenwellenversteller aufteilen. Die initiale Lage des Spannelements im System Zylinderkopf beträgt 85° zur Horizontalen, weshalb dieses auch bei der Komponentenuntersuchung am Prüfstand berücksichtigt wird. Durch diese Lage wird sichergestellt, dass ungelöste Luft im Öl in die Umgebung durch die Luftauslassbohrung entweichen kann.

Die kinematische Anregung des Spannerkolbens erfolgt über eine Pulsorkonstruktion, die über eine steife Feder vorgespannt wird und auf einer Kurvenscheibe abrollt. Die steife Feder gewährleistet zudem den Kontakt zwischen Pulsor und Kurvenscheibe.

Zum Abgleich von Simulationsmodellen empfiehlt es sich, einfache und reproduzierbare Anregungen zu schaffen, die die grundlegenden Betriebseigenschaften von Spannelementen abdecken. Aus diesem Grund werden die Kettenspanner zunächst harmonisch angeregt. Die Kurvenscheiben sind so gefertigt, dass Sinusfunktionen mit konstanter Amplitude und Frequenz abgefahren werden können. Amplitudenänderungen in der kinematischen Anregung erfolgen durch Austausch der Kurvenscheiben. Frequenzänderungen werden durch Variation der Antriebsdrehzahl der Kurvenscheibe über einen Elektromotor erzielt. Finden sich im realen Steuertriebssystem Betriebspunkte, die beispielsweise Kavitationserscheinungen oder mangelnde Befüllung im Spanner hervorrufen, so können im Komponentenprüfstand Kurvenscheiben eingesetzt werden, die nicht-harmonische Anregungen erzeugen. Somit können steilere Gradienten im Anregungsverlauf erzwungen und kritische Bereiche des Kettenspanners untersucht werden.

Die Ölkonditioniereinheit erlaubt die Versorgung des Kettenspanners mit Öl in einem Temperaturbereich von 20°C bis 120°C und in einem Druckbereich von 1 bar bis 6 bar. Gemessen wird der Druck in der Niederdruckkammer direkt vor dem Rückschlagventil, der Kolbenweg aus der kinematischen Anregung und die resultierende Kolbenkraft.

Zur vollen Abdeckung des Bestriebsbereichs des Kettenspanners umfasst das Messprogramm neben Hochläufen auch stationäre Punkte mit Variation von Öldruck, Öltemperatur, Amplituden- und Frequenzspektrum der Anregung sowie der initialen Kolbenlage.

Die Betriebscharakteristik hydraulischer Kettenspanner wird im Allgemeinen in Hysteresekurven dargestellt, in denen die Kolbenkraft über den Spannerweg aufgetragen ist. In Bild 6.4 sind die gemessenen Hysteresekurven des untersuchten Spannelements für verschiedene Temperaturen und Frequenzen dargestellt. Versorgungsdruck, Kolbeninitiallage und Anregungsamplituden blieben unverändert.

Deutlich zu erkennen ist, dass mit steigender Öltemperatur das Betriebsverhalten „weicher“ wird. Aufgrund der niedrigeren Viskosität ist der Ölfluss im Leckagespalt

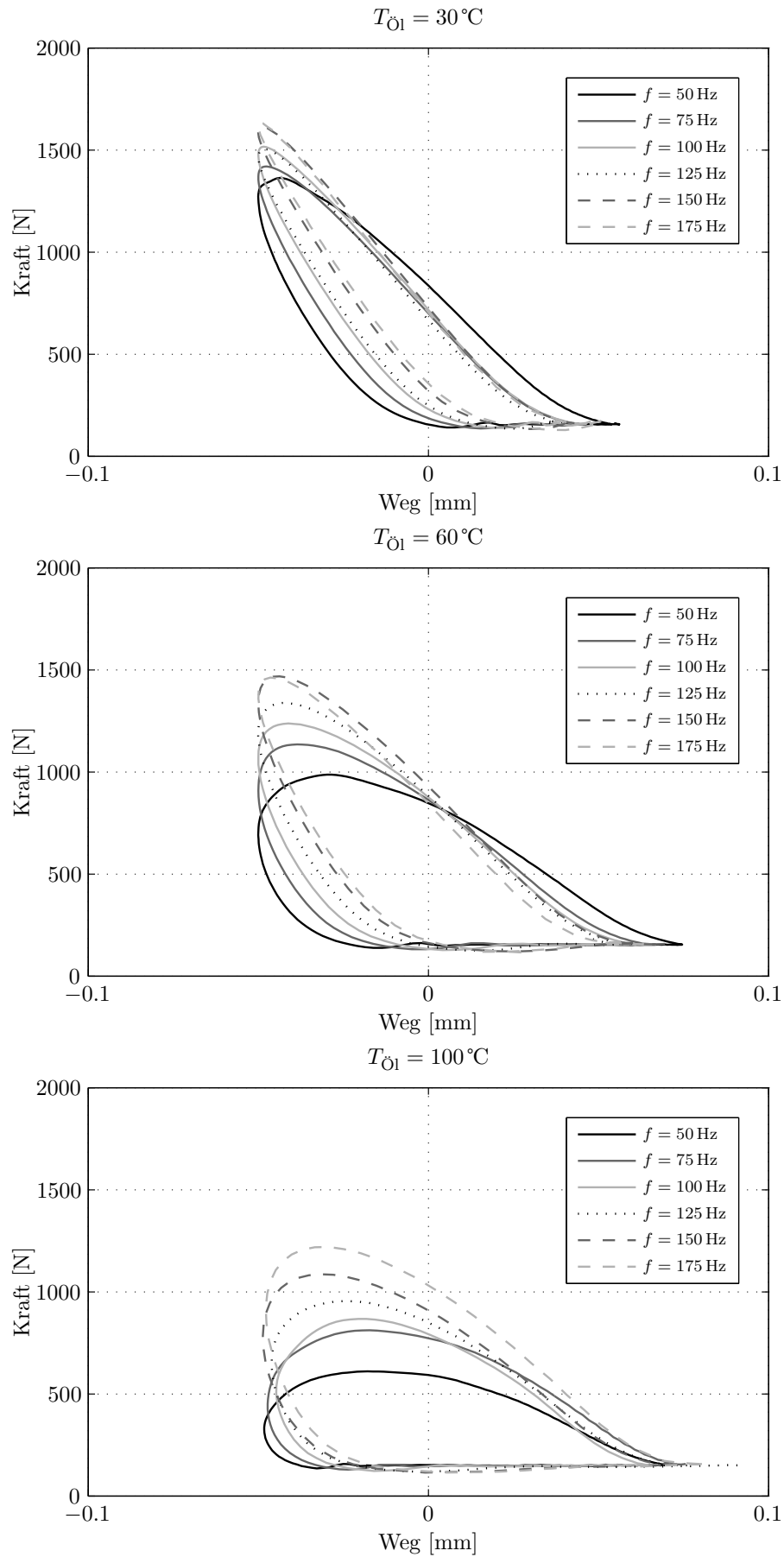


Bild 6.4: Gemessene Hysteresekurven des Kettenspanners bei konstantem Versorgungsdruck in Abhängigkeit von Öltemperatur und Anregungsfrequenz ($p_{\text{Ver}} = 3 \text{ bar}$)

deutlich höher, was zu niedrigeren Kolbenkräften führt. Ebenso steigen mit zunehmender Anregungsfrequenz auch die resultierenden Kraftamplituden. Der Einfluss der mechanischen Anschläge ist besonders im Kraftverlauf bei Raumtemperatur zu erkennen. Das bei Raumtemperatur sehr steife System wird trotz steigender Anregungsfrequenzen auf die Maximalwerte des Spannelements, die bei 1600 N liegen, limitiert. Eine weitere Steigerung ist nicht möglich. Im heißen und weicheren System hingegen wird deutlich, dass mit steigender Anregungsfrequenz auch die resultierenden Kolbenkräfte steigen, wobei das Maximalniveau des Spanners hier nicht erreicht wird.

6.2 Modellierung

Der Aufbau des Simulationsmodells erfolgt gemäß den Systemgrenzen des Dynamikprüfstands. Als Randbedingungen werden der gemessene Druck in der Versorgungskammer und die kinematische Anregung auf den Kolben vorgegeben. Als Abgleichsparameter dient die resultierende Kolbenkraft. Die Modellierung in HYSIM erfolgt nach dem Schema, das in Bild 6.5 dargestellt ist:

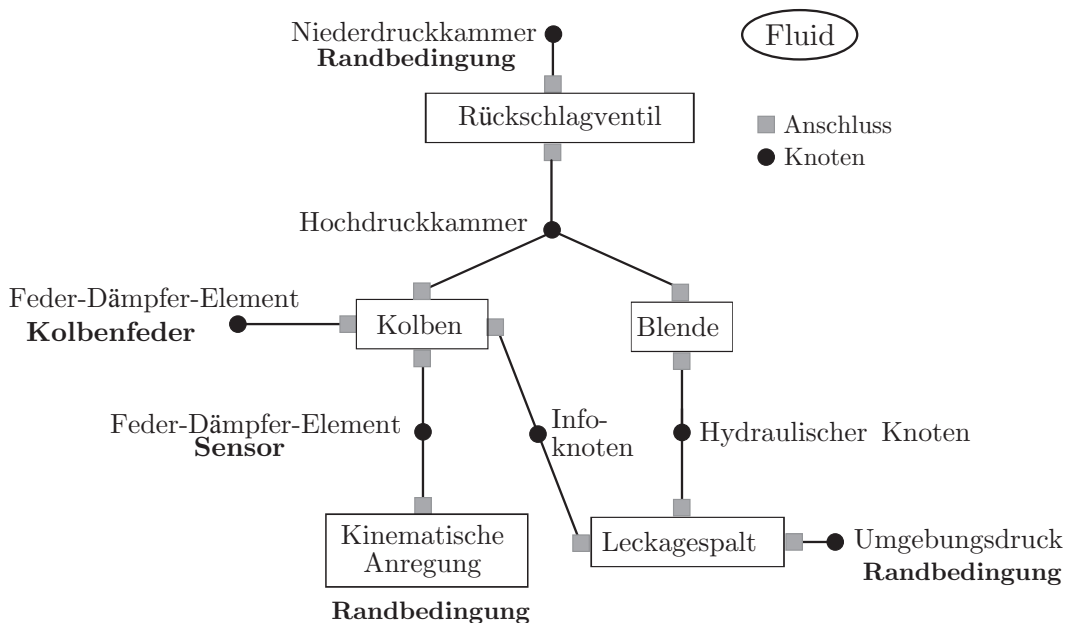


Bild 6.5: Schema des Simulationsmodells des Kettenspanners in HYSIM

Randbedingungen Für den Abgleich des Simulationsmodells werden zwei Randbedingungen vorgegeben. Auf hydraulischer Seite wird sinnvollerweise der gemessene

Versorgungsdruck kurz vor dem Rückschlagventil tabellarisch vorgegeben. Der Druck in der Niederdruckkammer ergibt sich im Zeitbereich als

$$p_{\text{NDK}} = p_{\text{NDK}}(t). \quad (6.1)$$

Stehen keine Messdaten von der Versorgungskammer zur Verfügung, so kann vereinfacht eine Pumpe mit anschließender langer Leitung modelliert werden. Hierbei ist zu beachten, dass die Leitung ausreichend lang modelliert wird, so dass sich Rückwirkungen von der sich öffnenden und schließenden Kugel im Rückschlagventil ausbilden können.

Auf mechanischer Seite wird auf den Kolben die kinematische Weganregung des Pulsors aufgebracht. Die Randbedingung hierfür lautet:

$$x_{\text{K}} = x_{\text{K}}(t). \quad (6.2)$$

Leckagespalt Leckagespalte haben je nach Spannerausführung dominierende oder untergeordnete Auswirkung auf die Kolbenkräfte, je nachdem ob zusätzliche Blenden oder hydraulische Labyrinth vorhanden sind. Am untersuchten Kettenspanner erfolgt der Fluidfluss von der Hochdruckkammer in die Umgebung nur über den Leckagespalt, so dass diesem ein dominierender Charakter zuzuordnen ist.

Modellierungsansätze zur Beschreibung von Leckagespalten finden sich beispielsweise in [3] und [26]. HÖSL [42] hat in seiner Arbeit verschiedene Modelle in den Kettenspannerbaukasten in HYSIM implementiert, die den Leckagespalt als ebenes, ringförmiges oder mit variabler Länge modelliertes System beschreiben. Für den Abgleich der Simulation mit den Messungen wird das ebene Modell verwendet. Die Reduzierung des Modells auf den ebenen Zustand kann erfolgen, da die Spalthöhe h , die sich aus der Differenz zwischen Außen- und Innenradius $h = r_{\text{a}} - r_{\text{i}}$ ergibt, wesentlich kleiner ist als der mittlere Spaltradius $r_{\text{m}} = (r_{\text{a}} + r_{\text{i}})/2$.

Im Allgemeinen muss bei Hydrauliksimulationen die Unterscheidung zwischen laminarem oder turbulentem Strömungszustand unterschieden werden. Nach [26] befinden sich die Werte der Spaltströmung unterhalb der kritischen REYNOLDS-Zahl $Re = 1100$, so dass hier mit laminaren Zuständen gerechnet werden kann.

Das Kräftegleichgewicht an einem infinitesimalen Volumenelement der Kantenlängen dx , dy und dz mit der Annahme eines senkrecht zur Strömungsrichtung konstanten Drucks, der die Gradienten $dp/dy = dp/dz = 0$ setzt, ergibt sich zu

$$\frac{dp}{dx} + \frac{d\tau}{dy} = 0. \quad (6.3)$$

Unter Verwendung des Newtonschen Schubspannungsgesetzes $\tau = -\eta \frac{du}{dx}$ und der zweifachen Integration erhält man das parabolische Geschwindigkeitsprofil

$$u(y) = \dot{x}_i + \frac{\dot{x}_a - \dot{x}_i}{h} y + \frac{\Delta p}{2\eta l} (y^2 - h y), \quad (6.4)$$

wobei an den Randbedingungen des Strömungsprofils gilt: $u(0) = \dot{x}_i$ und $u(h) = \dot{x}_a$ mit \dot{x}_i als Geschwindigkeit der inneren und \dot{x}_a als Geschwindigkeit der äußeren Spaltwand.

Nach anschließender Integration über die Spaltfläche $A = \pi(r_a^2 - r_i^2)$ erhält man den Volumenstrom durch den ebenen Leckagespalt als

$$Q = A \left(\frac{\dot{x}_a + \dot{x}_i}{2} - \frac{h^2 \Delta p}{12\eta l} \right). \quad (6.5)$$

Kolben Der Kolben des Kettenspanners wird direkt im inertial festen Gehäuse geführt und ist relativ zu diesem axial verschiebbar. Die Vorspannung erfolgt über die Kolbenfeder mit der Kraft F_{KF} und wird hydraulisch von dem in der Hochdruckkammer anliegenden Wirkdruck und der daraus resultierenden Kraft $F_{p,HDK}$ verstärkt. Auf der Gegenseite des Kolbens wirkt der Umgebungsdruck mit der Kraft $F_{p,Umg}$ und die Kontaktkraft F_K aus der Anregung. Der Einfluss der Erdbeschleunigung spiegelt sich in der Kraft F_g wider.

Die Bewegungsgleichung des Systems Kolben mit allen wirkenden Kräften ergibt sich somit zu

$$m_K \ddot{x}_K = F_{p,HDK} - F_{p,Umg} - F_K + F_{KF} - F_g. \quad (6.6)$$

Die Masse m_K umfasst dabei nicht nur die Kolbenmasse, sondern alle vom System bewegten Massen einschließlich Kolbenfeder und Füllkörper.

Fluid Der komplexe Aufbau moderner teil- und vollsynthetischer Motoröle kann nicht detailgetreu modelliert werden. Insbesondere zur Darstellung der Einflüsse von Additiven reicht die bestehende Modelltiefe nicht aus. Ein wichtiger Einflussfaktor des Öls auf die Gesamtdynamik des Systems ist die kinematische Viskosität ν . Zur Abdeckung des Betriebsbereichs des Spannelements innerhalb des untersuchten Temperaturfensters ist die temperaturabhängige Viskositätsänderung nach Ubbelohde und DIN 51563 [18] implementiert. Zusätzlich kann die temperaturabhängige Dichteänderung nach DIN 51757 [19] berücksichtigt werden.

Bild 6.6 zeigt die Viskositäts- und Dichteänderungen des am Prüfstand verwendeten Öls „Castrol Longlife2 Topup“ in Abhängigkeit von der Temperatur. Während sich

die Dichteänderung linear verhält, ändert sich die kinematische Viskosität doppelt-logarithmisch mit der Temperatur. Die vom Hersteller angegebenen Öldaten des SAE 0W-30 [17] finden sich in Tabelle 6.1.

Tabelle 6.1: Öldaten Castrol Longlife2 Topup

Dichte bei 15 °C	842 kg/m ³
Kin. Viskosität bei 40 °C	55.3 mm ² /s
Kin. Viskosität bei 100 °C	10.1 mm ² /s
Viskositätsindex	174

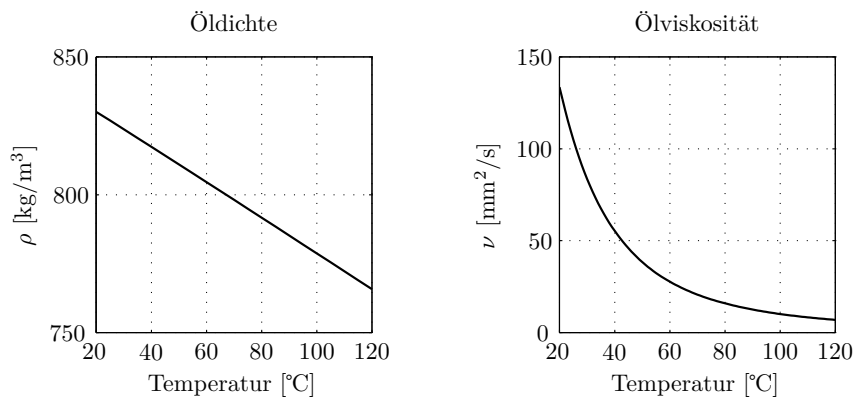


Bild 6.6: Temperaturabhängige Dichte- und Viskositätsänderung des Öls Castrol Longlife2 Topup

Rückschlagventil Der Modellierung des Rückschlagventils kommt ein entscheidender Faktor im Systemabgleich zwischen Messung und Simulation zu. Das Rückschlagventil verhindert in der Kompressionsphase das Rückströmen des Fluids aus der Hochdruckkammer in die Versorgungsleitung der Niederdruckkammer. Meistens werden in hydraulischen Kettenspannern die Ventilkugeln zusätzlich mit Federn vorgespannt, um ein sicheres Schließen und verzögertes Öffnen zu gewährleisten. Unter Berücksichtigung der Kugelmasse m_B ergibt sich die Bewegungsgleichung der Ventilkugel zu

$$m_B \ddot{x}_B = -d_{\text{auf,zu}} \dot{x}_B - c_{VF} x_B - F_{VF_0} + A_{VB} (p_A - p_E). \quad (6.7)$$

In der Bewegungsgleichung werden die Dämpfung der sich öffnenden und schließenden Ventilkugel mit $d_{\text{auf,zu}}$, die Vorspannung der Ventulfeder F_{VF_0} sowie deren Federsteifigkeit c_{VF} und die auf die Ventilkugelfläche A_{VB} wirkenden Druckkräfte berücksichtigt. Ein entscheidender Einflussfaktor für die Abgleichgüte des Modells ist die Beschreibung des Druckverlustes im Ventil. Die Verlustmechanismen setzen sich im Allgemeinen aus Querschnittsverengungen und Erweiterungen, Umlenkungen und der Durchströmung des Ventilkäfigs zusammen, die mit der Kugelposition

variieren.

Alle Verluste können durch den Kontraktionskoeffizienten α_V in der Blendengleichung zusammengefasst werden. Der Druckverlust p_V kann über die Ventilkugelöffnungsfläche A_V , die Querschnittsfläche der Blende A und die Fließgeschwindigkeit v berechnet werden:

$$p_V = -\frac{\rho}{2} \frac{A^2}{\alpha_V^2 A_V^2} |v| v = -\zeta_V \frac{\rho}{2} |v| v. \quad (6.8)$$

Wie aus der Gleichung zu erkennen ist, wird für das gesamte Betriebsverhalten des Rückschlagventils vereinfacht ein konstanter hydraulischer Verlustbeiwert ζ_V angenommen. In vielen Fällen ist diese Vereinfachung ausreichend, insbesondere wenn ein Kompromiss zwischen Modellierungstiefe und Rechenzeit in der Gesamtsteuertriebssimulation gefunden werden muss.

Für Optimierungsprozesse in Steuertrieben hinsichtlich der Wirkweisen von Kettenspannern ist es jedoch erforderlich, den Detaillierungsgrad zu erweitern. Die kinematische Anregung des Kolbens im realen Steuertrieb ist in der Regel nicht-harmonisch, so dass auf Fluidseite geschwindigkeits- und von der Ventilöffnung abhängige Verlustbeiwerte eingeführt werden müssen.

IDELCHICK [45] gibt beispielsweise für Kugelventile folgende Beziehung zwischen dem Verlustbeiwert ζ , der Kugelposition h und dem Blendendurchmesser D_0 an:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p_V}{\rho v_0^2 / 2} = 2.7 - \beta_2 + \beta_3, \quad (6.9)$$

wobei

$$\beta_2 = \frac{0.8}{h/D_0} \quad (6.10)$$

und

$$\beta_3 = \frac{0.14}{h/D_0^2} \quad (6.11)$$

berechnet wird. Die Gültigkeit der Formel beschränkt sich dabei auf den Bereich $0.1 < \frac{h}{D_0} < 0.25$.

Andere detailliertere Ansätze finden sich beispielsweise in [26]. In der industriellen Hydraulik werden häufig zur Beschreibung von Ventilen Kennfelder nach ISO 4411

[47] angegeben, in der der Durchfluss über der Druckdifferenz bei verschiedenen Ventilpositionen aufgetragen wird. ENGELHARDT [23] hat diesbezüglich in seiner Arbeit gezeigt, dass solche Kennfelder aus der industriellen Hydraulik in die Spannelementsimulation übertragen werden können. Diese aus CFD-Berechnungen gewonnenen Kennfelder mit der Abhängigkeit

$$\Delta p = \Delta p(x_k, Re) \quad (6.12)$$

bieten den Vorteil, sowohl geschwindigkeitsabhängige als auch von der Kugelposition abhängige Verlustbeiwerte in die Simulation zu integrieren.

Bild 6.8 und Bild 6.9 zeigen den Einfluss der Modellierung des Rückschlagventils auf einen Kettenspanner bei nicht-harmonischer Anregung. Dargestellt ist ein Vergleich der Kolbenkräfte zwischen Messung und Simulation bei der konventionellen Modellierung mit konstanten Verlustbeiwerten und bei der Verwendung eines Kennfeldes. Die dazugehörige kinematische Weganregung für verschiedene Frequenzen ist in Bild 6.7 dargestellt.

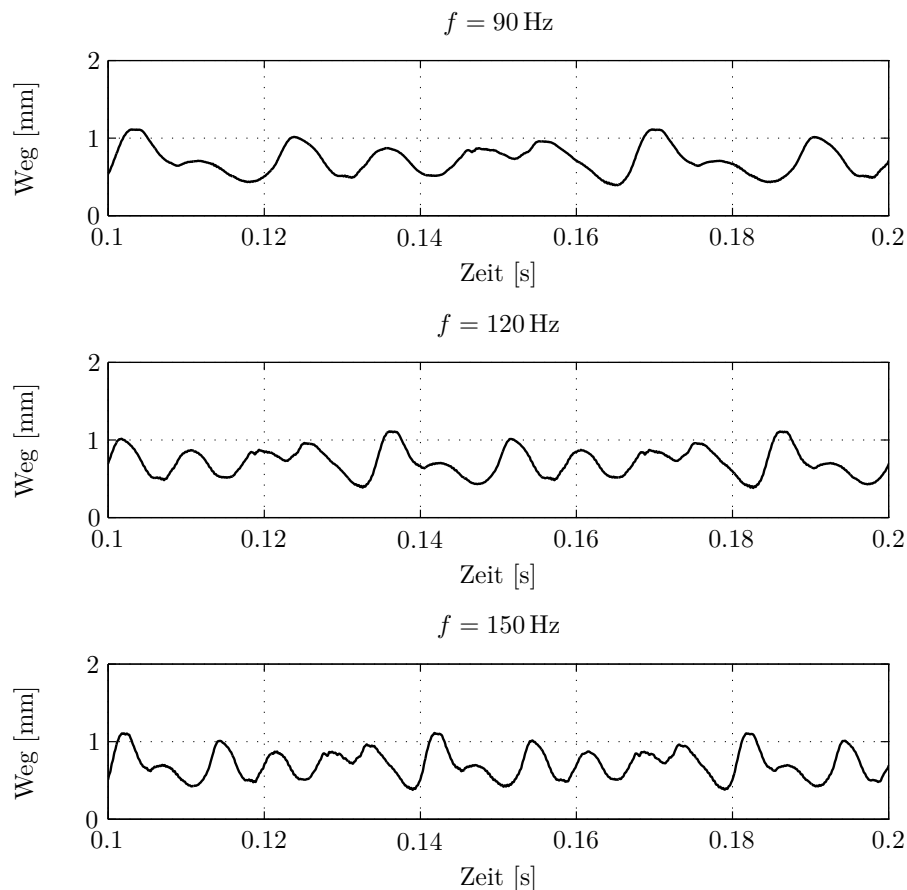


Bild 6.7: Nicht-harmonische Weganregung des Kettenspanners für verschiedene Frequenzen (Messung)

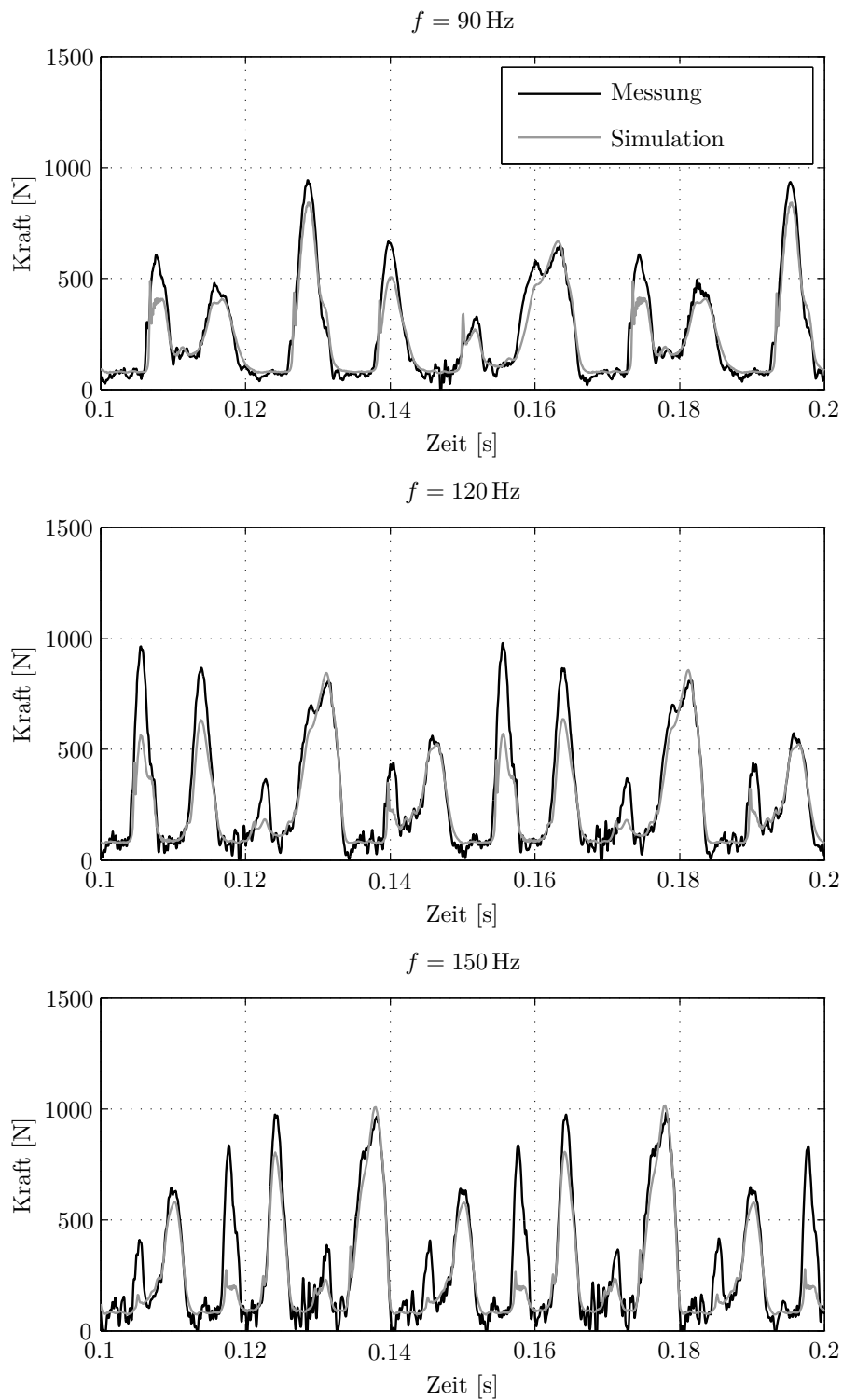


Bild 6.8: Vergleich von Messung und Simulation der Kolbenkräfte bei konventioneller Modellierung des Rückschlagventils mit $T_{O1} = 120^\circ\text{C}$

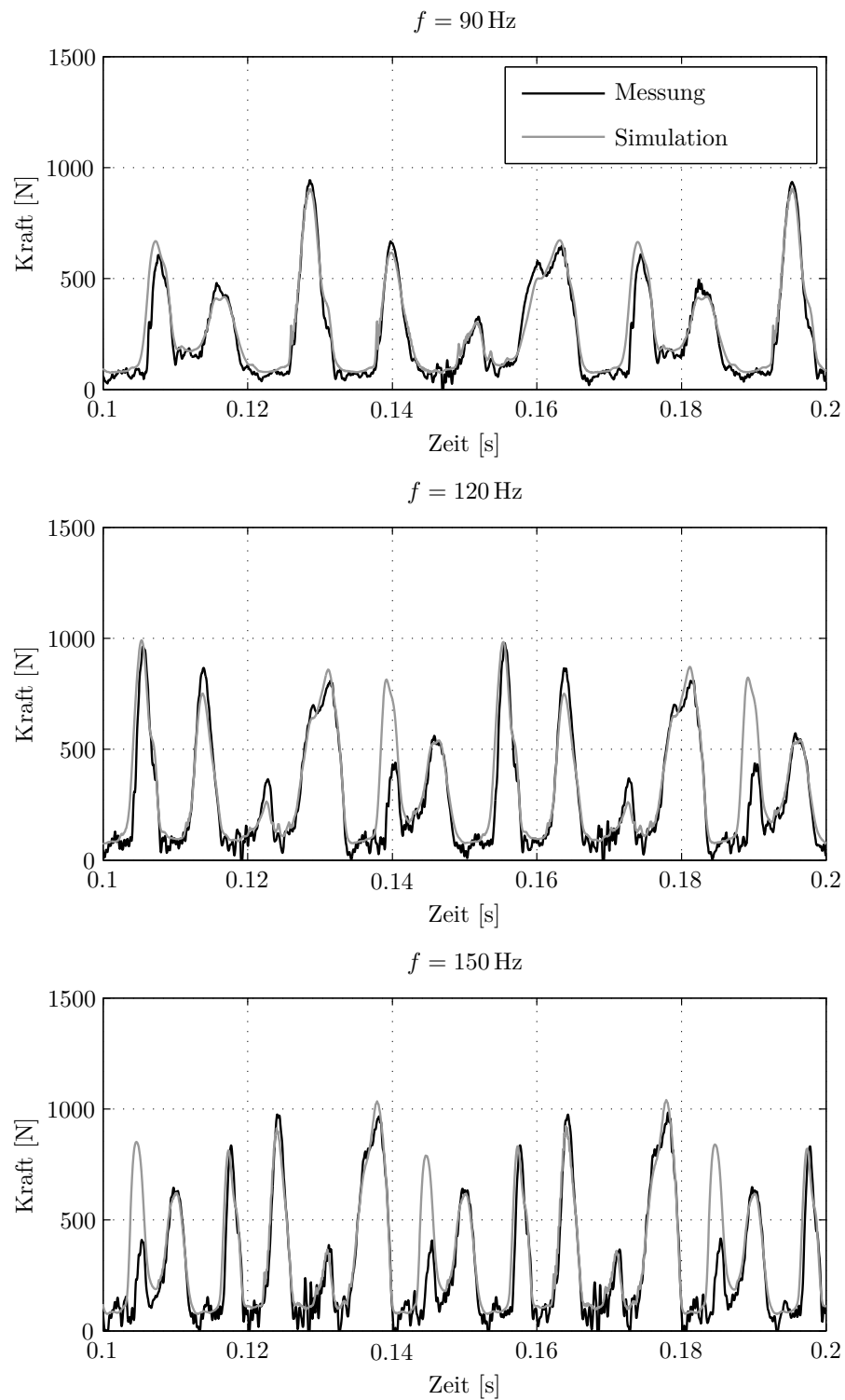


Bild 6.9: Vergleich von Messung und Simulation der Kolbenkräfte bei Hinterlegung eines CFD-basierten Kennfeldes des Rückschlagventils mit $T_{O1} = 120^\circ\text{C}$

Eine Gegenüberstellung der simulierten Kugelpositionen des Rückschlagventils für beide Modellierungen ist in Bild 6.10 dargestellt. Das Rückschlagventil reagiert durch die höhere Modellierungstiefe durch das Kennfeld sensibler auf Druckänderungen. Die Hochdruckkammer wird somit anders befüllt als beim konventionellen Modell, was schließlich zu veränderten Kolbenkräften führt.

Durch die Verwendung eines CFD-basierten Kennfeldes wird der Kolbenkraftverlauf bei nicht-harmonischer Anregung deutlich verbessert. Bestehende Abweichungen zwischen Messung und Simulation ergeben sich aus der vereinfachten Modellierung der anderen hydraulischen Komponenten. So kann beispielsweise für die Blende zwischen Hochdruckkammer und Leckagespalt ebenfalls ein geschwindigkeitsabhängiger Verlustbeiwert eingeführt werden. Bei Simulationen ist stets ein Kompromiss zwischen Rechenzeiteffizienz und Modellgüte anzustreben. Für die Anwendung von Optimierungsprozessen bedarf es in jedem Fall eines hohen Detaillierungsgrads des Rückschlagventils, während hingegen bei der Gesamttriebssimulation oft vereinfachte Modellierungen ausreichend sind, um die Rechenzeiten in Grenzen zu halten.

Hochdruckkammer Der Knoten in der Hochdruckkammer verbindet die hydraulisch-mechanischen Komponenten Rückschlagventil, Kolben und die hydraulische Blende. Aufgrund des Luftanteils im Öl und der durch die Kolbenanregung stark variierenden Kammervolumina, wird die Hochdruckkammer elastisch mit Berücksichtigung der Kompressibilität modelliert. Im Hydraulikknoten findet eine Druckänderung \dot{p}_{HDK} statt, die sich nach [3] aus der Differenz der zu- und abfließenden Fluidströme Q_i unter der Berücksichtigung des Kompressionsmoduls E ergibt:

$$\dot{p}_{\text{HDK}} = \frac{E}{V_{\text{HDK}}} \sum Q_i. \quad (6.13)$$

Die Volumenänderung \dot{V}_{HDK} lässt sich aus der Kolbenbewegung und der Kolbenfläche zu

$$\dot{V}_{\text{HDK}} = A_K \dot{x}_K \quad (6.14)$$

bestimmen. Der Kompressionsmodul E setzt sich nach [3] in einem Öl-Luft-Gemisch aus dem Ölvolumen $V_{\text{F}l_0}$ (bei Umgebungsdruck p_0) und dem einnehmenden Volumen der Luft V_{L_0} , dem Isentropenkoeffizienten κ und dem Kompressionsmodul des reinen Öls $E_{\text{F}l}$ in Abhängigkeit vom Druck p zusammen zu

$$E = E_{\text{F}l} \frac{1 + \frac{V_{\text{L}_0}}{V_{\text{F}l_0}}}{1 + \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \frac{V_{\text{L}_0} E_{\text{F}l}}{V_{\text{F}l_0} \kappa p}}. \quad (6.15)$$

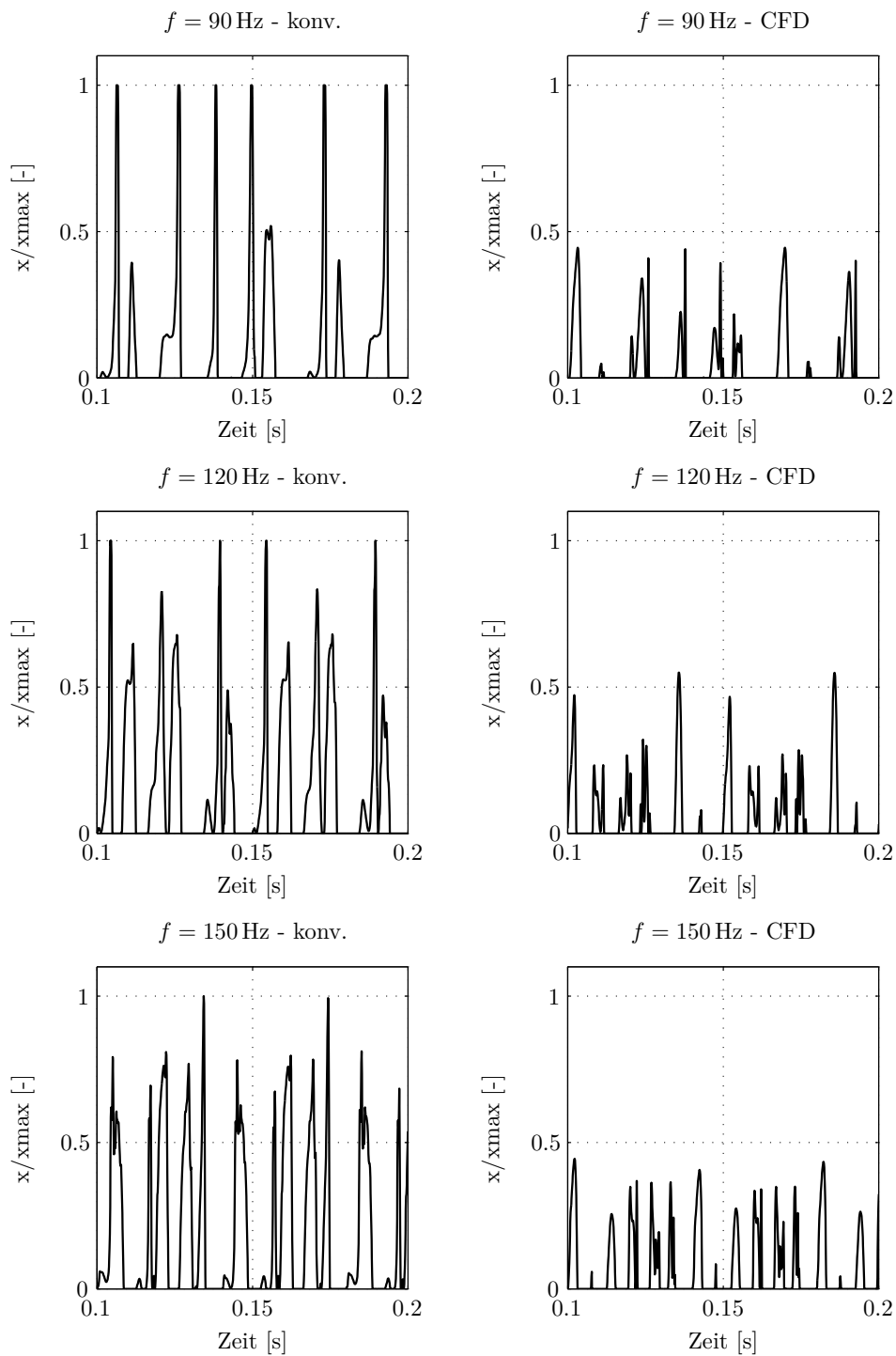


Bild 6.10: Vergleich des Kugelwegs im Rückschlagventil bei konventioneller Modellierung mit konstantem Verlustbeiwert und bei Verwendung eines CFD-basierten Kennfelds

Blende Blenden werden aufgrund der im Gegensatz zu Leckagespalten einfacheren Fertigung häufig eingesetzt, um den Strömungszustand in der Hochdruckkammer zu verändern. Durch Bohrungen im Kolben wird die Charakteristik des Spannelements weicher. Beim vorliegenden Kettenspanner ist zwar keine Blende stirnseitig axial in der Kolbenkontaktfläche vorhanden, doch wird durch eine radiale Bohrung eine Verbindung von der Hochdruckkammer zum Leckagespalt geschaffen. Für die Blende wird ein konstanter Verlustbeiwert ζ angenommen.

6.3 Verifikation des Simulationsmodells

Ein wesentliches Ziel bei der Modellbildung ist es, ein Simulationsmodell mit einem Parametersatz zu finden, das im weiten Betriebsbereich des Spannelements gültig ist. Die kinematische Anregung des Kolbens für die Modellverifikation ist in Bild 6.11 für zwei Frequenzen dargestellt. Aufgrund der Exzentrizität der Kurvenscheibe, auf welcher der Pulsor abrollt, ergeben sich trotz harmonischer Anregung Amplitudenschwankungen im Wegverlauf. Um den Betriebsbereich des Spannelements abzudecken, werden verschiedene Frequenzen im Bereich von $f = 50$ bis 175 Hz berücksichtigt.

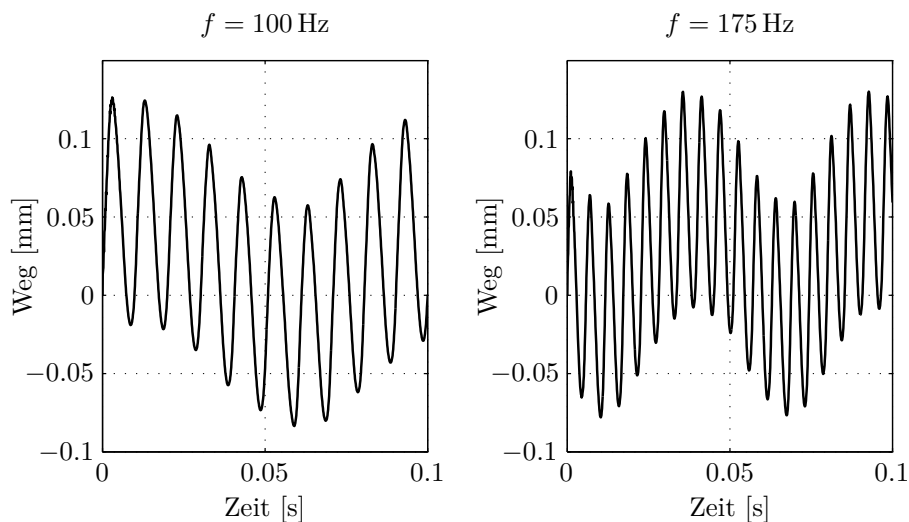


Bild 6.11: Kinematische Anregung des Spannerkolbens bei verschiedenen Frequenzen

Der dazugehörige Druckverlauf in der Niederdruckkammer als Randbedingung ist in Bild 6.12 dargestellt. Obwohl die Versorgungspumpe konstante Drücke in die Versorgungsleitung zum Kettenspanner speist, ergeben sich hohe Rückwirkungen durch das sich öffnende und schließende Rückschlagventil in die Leitungen. Je höher die Anregungsfrequenzen sind, umso stärker prägen sich die induzierten Schwingungen aus.

Die Verifikation des Modells erfolgt anhand der aus der Anregung resultierenden Kolbenkräfte des Kettenspanners. Bild 6.13 zeigt den Vergleich der Kolbenkräfte zwischen Messung und Simulation. Dargestellt ist der zeitliche Verlauf der Kolbenkraft

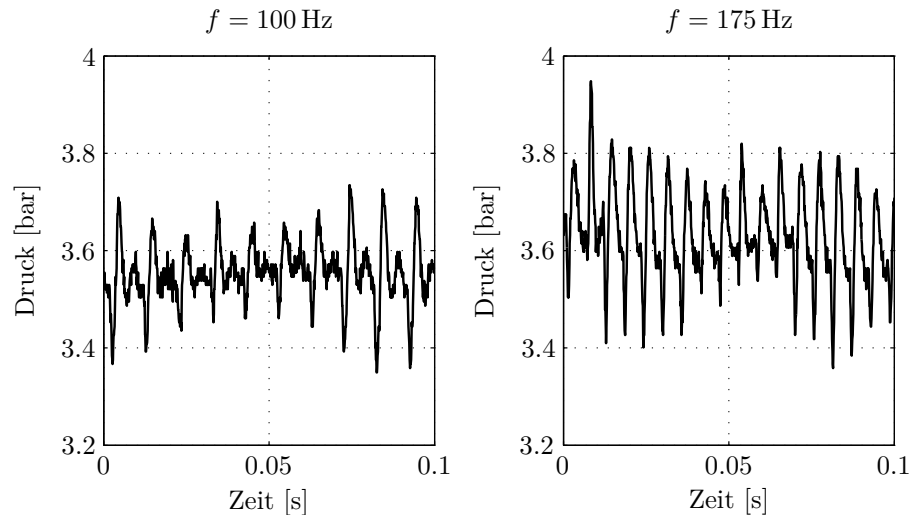


Bild 6.12: Druckverlauf in der Niederdruckkammer als Randbedingung für die Simulation

im Frequenzbereich zwischen $f = 50$ bis 175 Hz bei verschiedenen Temperaturen. Messung und Simulation zeigen hier eine sehr gute Übereinstimmung. Das Modell ist somit verifiziert und kann in die Steuertriebssimulation eingebunden werden.

6.4 Integration in Steuertriebssimulation

Der Abgleich auf einem Komponentenprüfstand bietet den Vorteil, dass die grundlegenden unbekannt Parameter, wie beispielsweise hydraulische Verlustbeiwerte und Dämpfungskoeffizienten, bestimmt werden können. Bei Komponentenuntersuchungen können aber Wechselwirkungen mit anderen im realen Motorbetrieb angeschlossenen Systemen nicht untersucht werden.

Bei der Steuertriebssimulation wird der Kettenspanner in HYSIM über eine Co-Simulationsschnittstelle mit dem Kettentrieb im Kettensimulationsprogramm KETSIM verbunden [33]. Die Anregung des Kolbens des Spannelements erfolgt aus den Kettenschwingungen und deren Übertragung auf die drehbar gelagerte Spannschiene. Im Gegensatz zu den Untersuchungen am Komponentenprüfstand können sich einige Spannerparameter bei der Steuertriebssimulation unterscheiden. Wichtige Einflussparameter, die beim Übergang von der einzelnen und getrennten Komponentensimulation zur Gesamtsteuertriebssimulation variieren können, werden im Folgenden diskutiert.

6.4.1 Initialvolumen Kolben

Die initiale Kolbenlage des hydraulischen Kettenspanners ist entscheidend für die Entwicklung des Kraftniveaus in der Kompressionsphase. Bei gleichen Referenzbe-

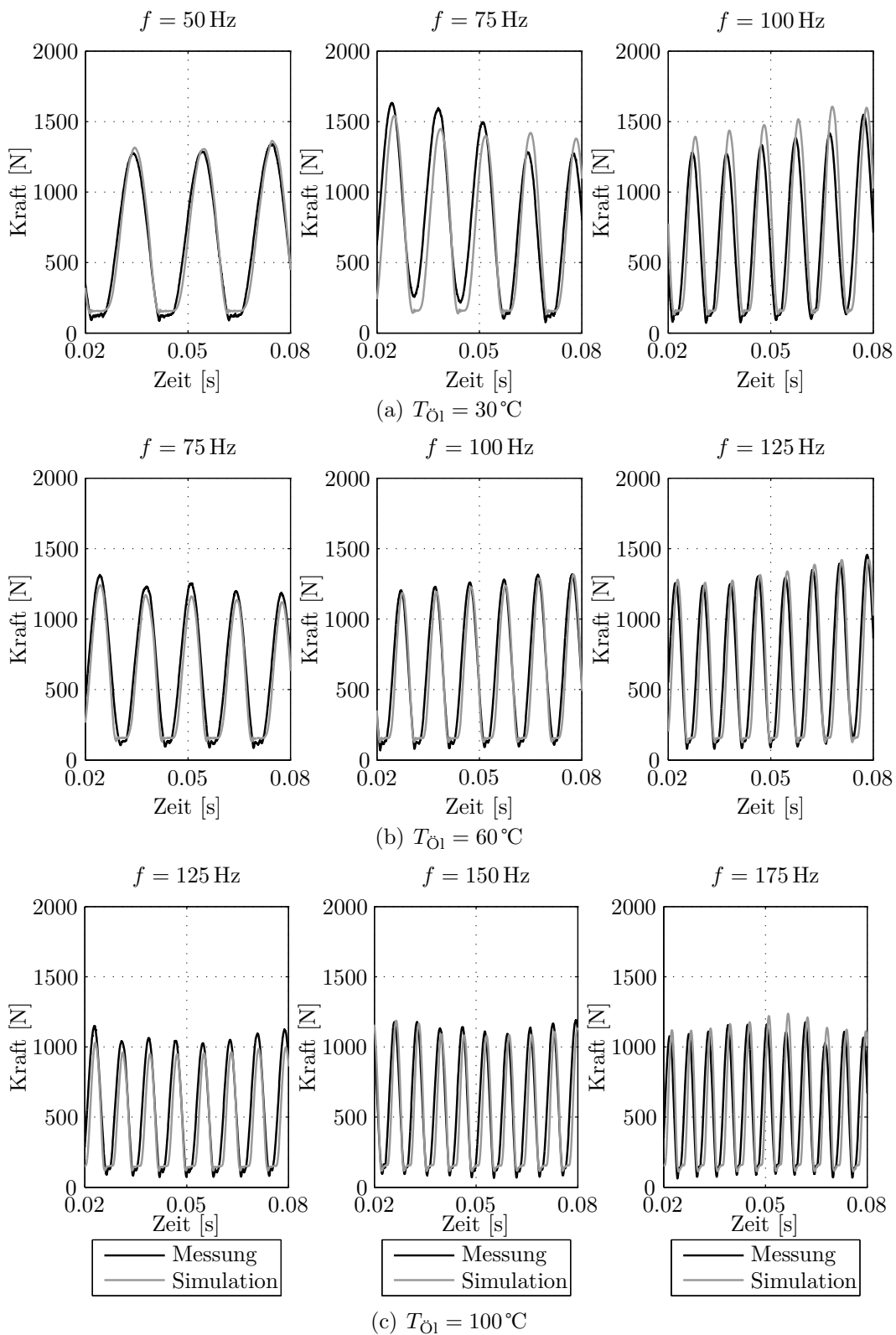


Bild 6.13: Vergleich Messung und Simulation der resultierenden Kolbenkräfte bei $p_{\text{Vers}} = 3\text{ bar}$ für verschiedene Öltemperaturen und Anregungsfrequenzen

triebsbedingungen verhält sich ein Spannelement steifer, wenn dessen Anfangsvolumen in der Hochdruckkammer verringert wird. Es entwickeln sich höhere Drücke in der Kammer, so dass damit höhere Kraftniveaus einhergehen. Im Gegensatz dazu erhält das Spannelement durch Vergrößerung des Initialvolumens eine weichere Charakteristik. In Bild 6.14 und Bild 6.15 sind die Auswirkungen der Kammervolumenvariationen dargestellt. Ebenso wird durch diese Darstellung das Wirkprinzip von Füllkörpern auf die Spannerdynamik verdeutlicht. Die initiale Kolbenlage des Spannelements im Steuertrieb ist somit mitentscheidend für die Kraftentwicklung.

6.4.2 Leckagespalt

Ein weiteres wichtiges und sensibles Element ist der Leckagespalt. Die Aufgabe des Leckagespalts ist es, Schwingungen aus dem Kettentrieb zu dämpfen. Im Allgemeinen unterliegt das Spannelement bereits gewissen Toleranzen in der Fertigung, weshalb in der Gesamttriebssimulation der gesamte Toleranzbereich des Leckagespaltes berücksichtigt werden muss, der üblicherweise um etwa $\pm 10\%$ in der Spalthöhe variieren kann. Je nachdem, ob zusätzliche Blenden im Spannelement vorhanden sind und somit eine weitere Möglichkeit des Fluidflusses in die Umgebung besteht, sind die Auswirkungen der Spalthöhen über- bzw. untergeordnet. Für den vorliegenden analysierten Kettenspanner ohne zusätzliche Blenden haben solche Variationen im Toleranzbereich große Auswirkungen, wie Bild 6.16 anhand der Kolbenkräfte und Bild 6.17 anhand der auftretenden Fluidströme zeigt. Größere Leckagespalte führen zu höheren Fluidströmen und lassen den Spanner ein weiches Verhalten annehmen.

6.4.3 Kolbenexzentrizität

Die relative Lage des Kolbens zum Spannergehäuse kann sich im Steuertrieb verändern. Während der Kolben des Kettenspanners am Komponentenprüfstand mittels Linearführung des Pulsors mittig axial angeregt wird, erfolgt die Weganregung im Steuertrieb über die drehbar gelagerte Spannschiene. Dadurch kann es zu einer Verkipfung des Kolbens im Gehäuse kommen, so dass die Volumenströme durch den Leckagespalt und damit die Dämpfungswirkung des Spannelements beeinflusst werden.

Unter Berücksichtigung der Exzentrizität wird der Geometrieoeffizient $\alpha_{\Delta p}$ gemäß [26] und somit Gleichung (6.5) erweitert mit

$$\alpha_{\Delta p} = -A \frac{h^2}{12 \eta l} (1 + 1,5\epsilon^2) \quad (6.16)$$

Die relative Exzentrizität ϵ kann dabei Werte zwischen 0 für konzentrische Kolbenlage und 1 für einseitig anliegenden Kolben annehmen. Bild 6.18 verdeutlicht den Einfluss der Kolbenexzentrizität. Durch den einseitig anliegenden Kolben wird der

Fluidfluss im Leckagespalt gestört und deutlich verringert im Vergleich zu konzentrischer Lage. Der verminderte Fluidfluss bewirkt zudem eine deutliche Steigerung in den Kraftniveaus.

6.4.4 Luftgehalt im Öl

Der Luftgehalt im Öl v_{Air} kann im Motorbetrieb starken Variationen unterliegen. Am Prüfstand wird er durch direkte Messung bestimmt. Im laufenden Motor ist die direkte Messung technisch schwierig zu realisieren, so dass auf vorhandene Ansätze, wie beispielsweise in BREGENT [11] zurückgegriffen wird. Der Luftanteil im Öl ist definiert als

$$v_{\text{Air}} = \frac{V_{\text{Luft}}}{V_{\text{Fluid}}}, \quad (6.17)$$

wobei V_{Luft} das Volumen der Luft und V_{Fluid} das Volumen des Öls bei Umgebungsdruck kennzeichnet.

Der Anteil der ungelösten Luft im Öl beeinflusst maßgeblich die Dynamik des Kettenspanners und muss in der Steuertriebssimulation berücksichtigt werden. Die Auswirkungen der Variation des Luftgehalts im Öl sind in Bild 6.19 dargestellt. Eine Erhöhung des Luftgehalts bewirkt ein weiches Spannerverhalten, da in der Hochdruckkammer während der Kompressionsphase niedrigere Drücke entstehen.

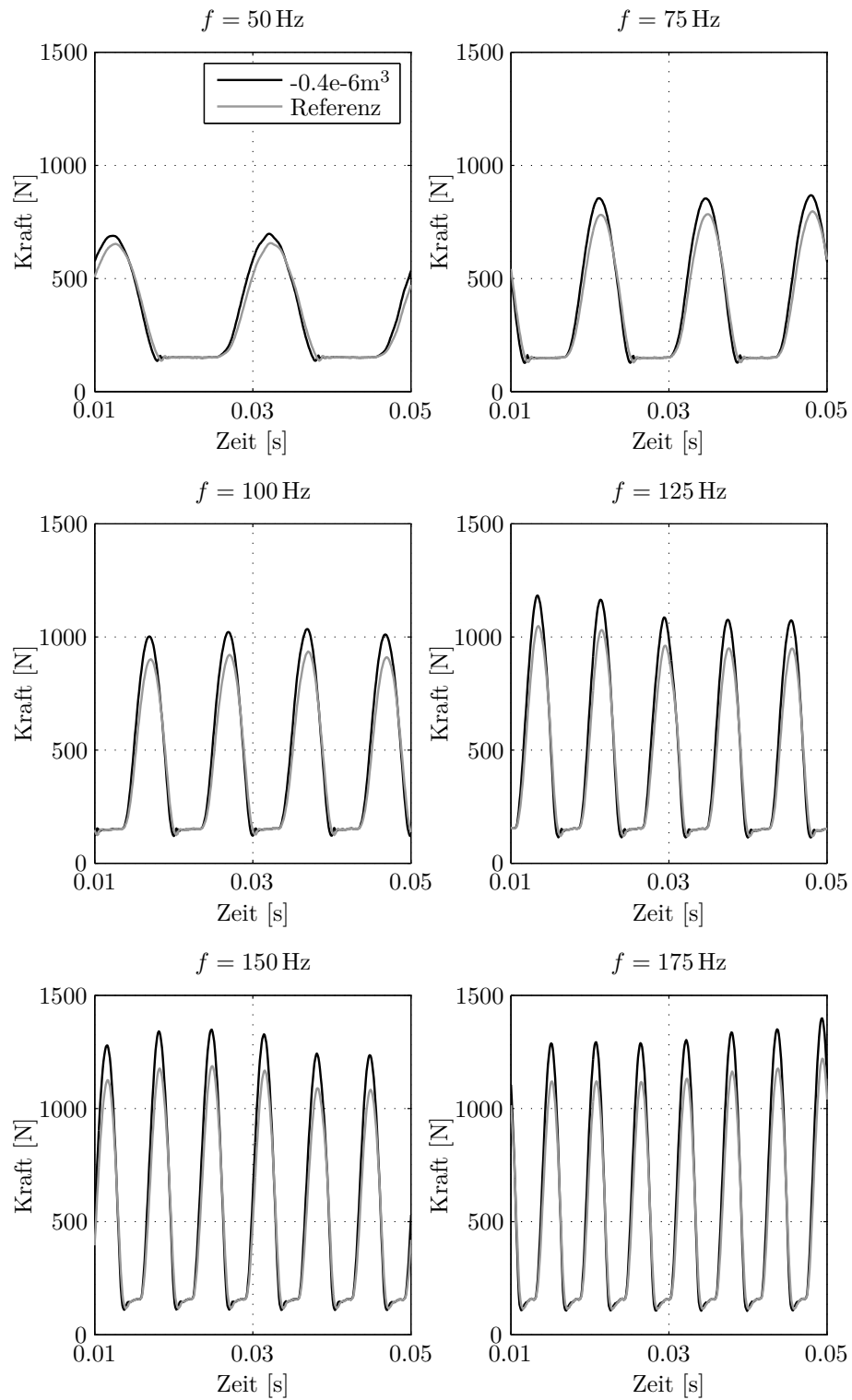


Bild 6.14: Einfluss des Initialvolumens auf die Kolbenkräfte (Simulation)

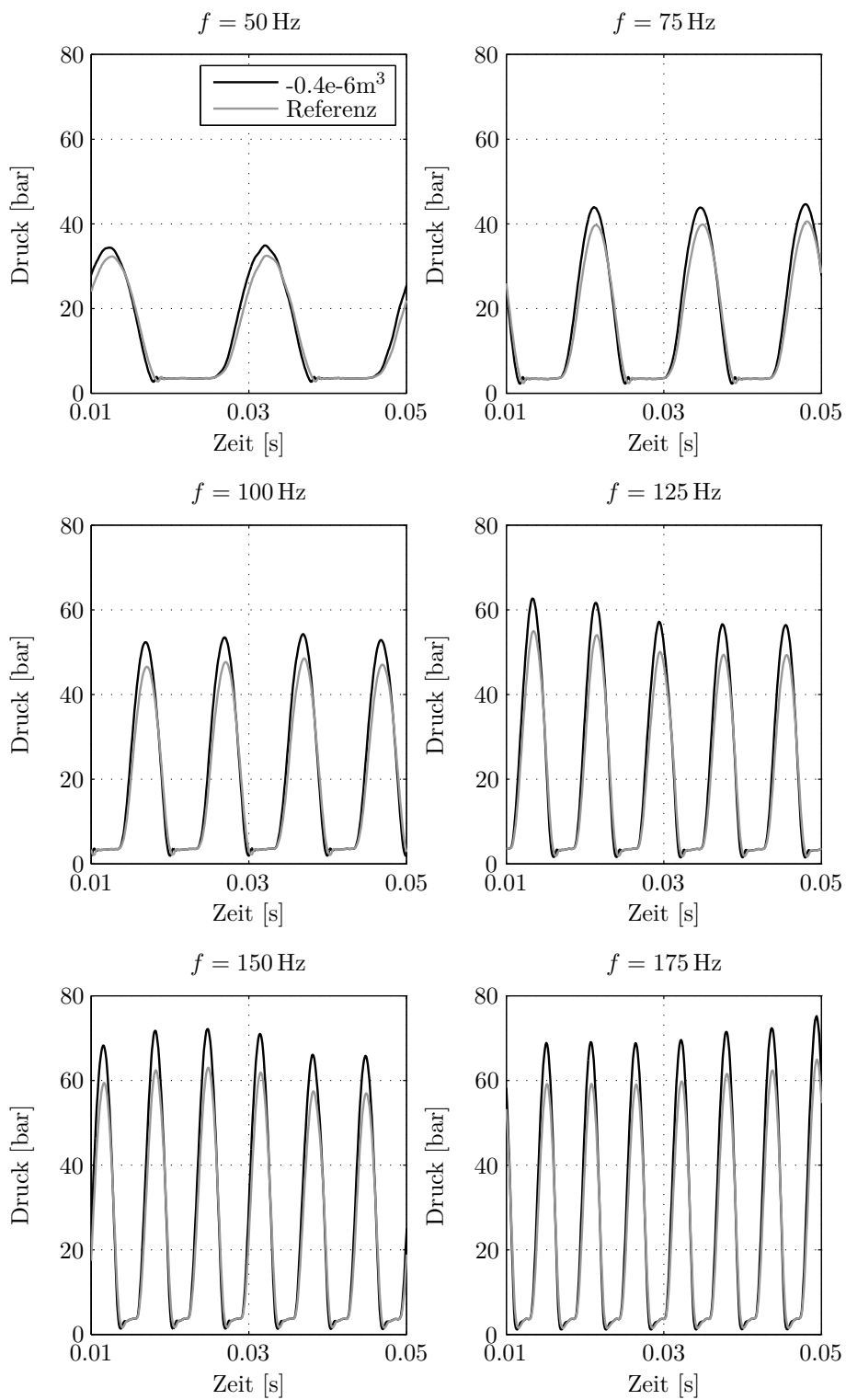


Bild 6.15: Einfluss des Initialvolumens auf die Drücke in der Hochdruckkammer (Simulation)

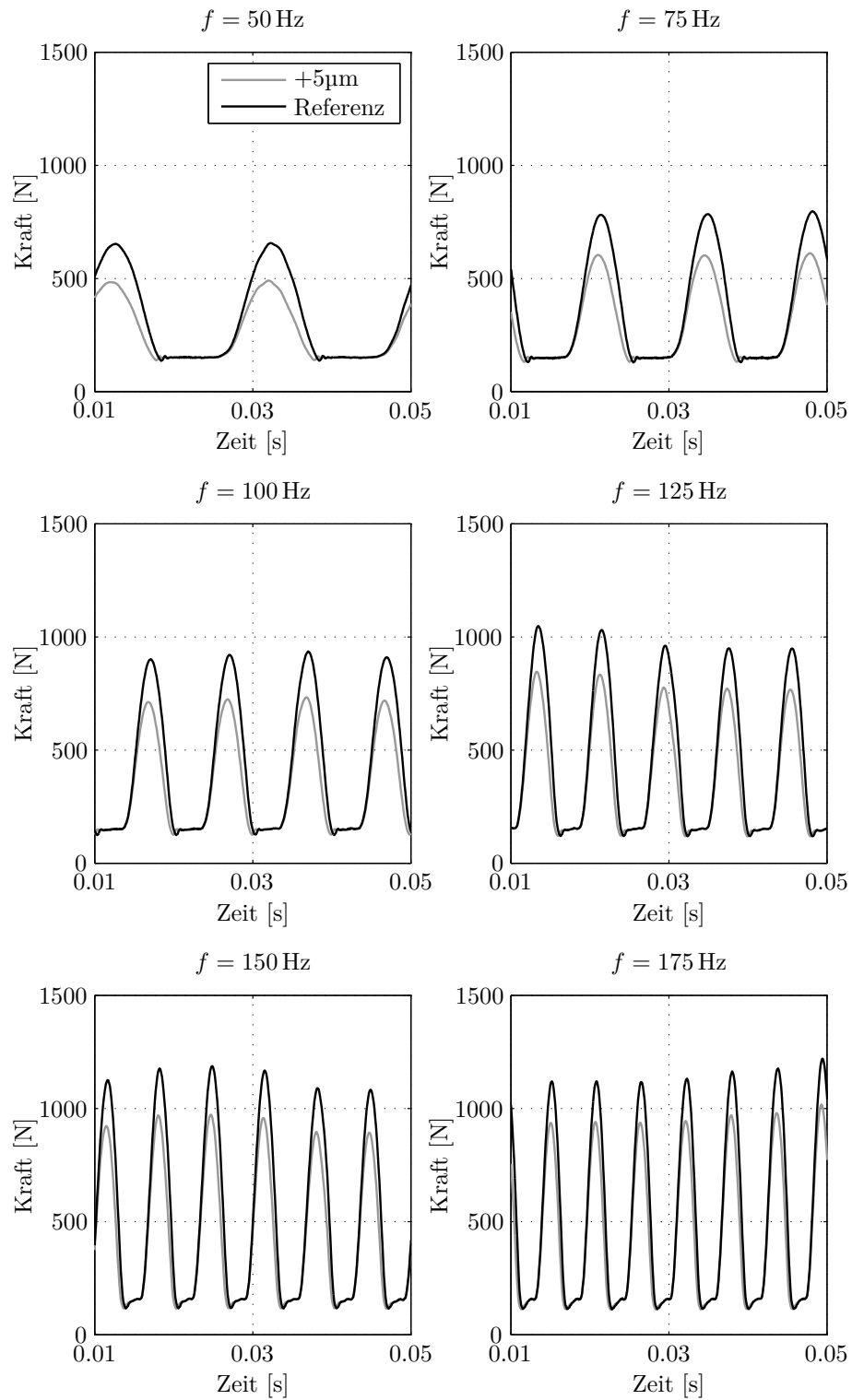


Bild 6.16: Einfluss der Leckagespalthöhe auf die Kolbenkräfte (Simulation)

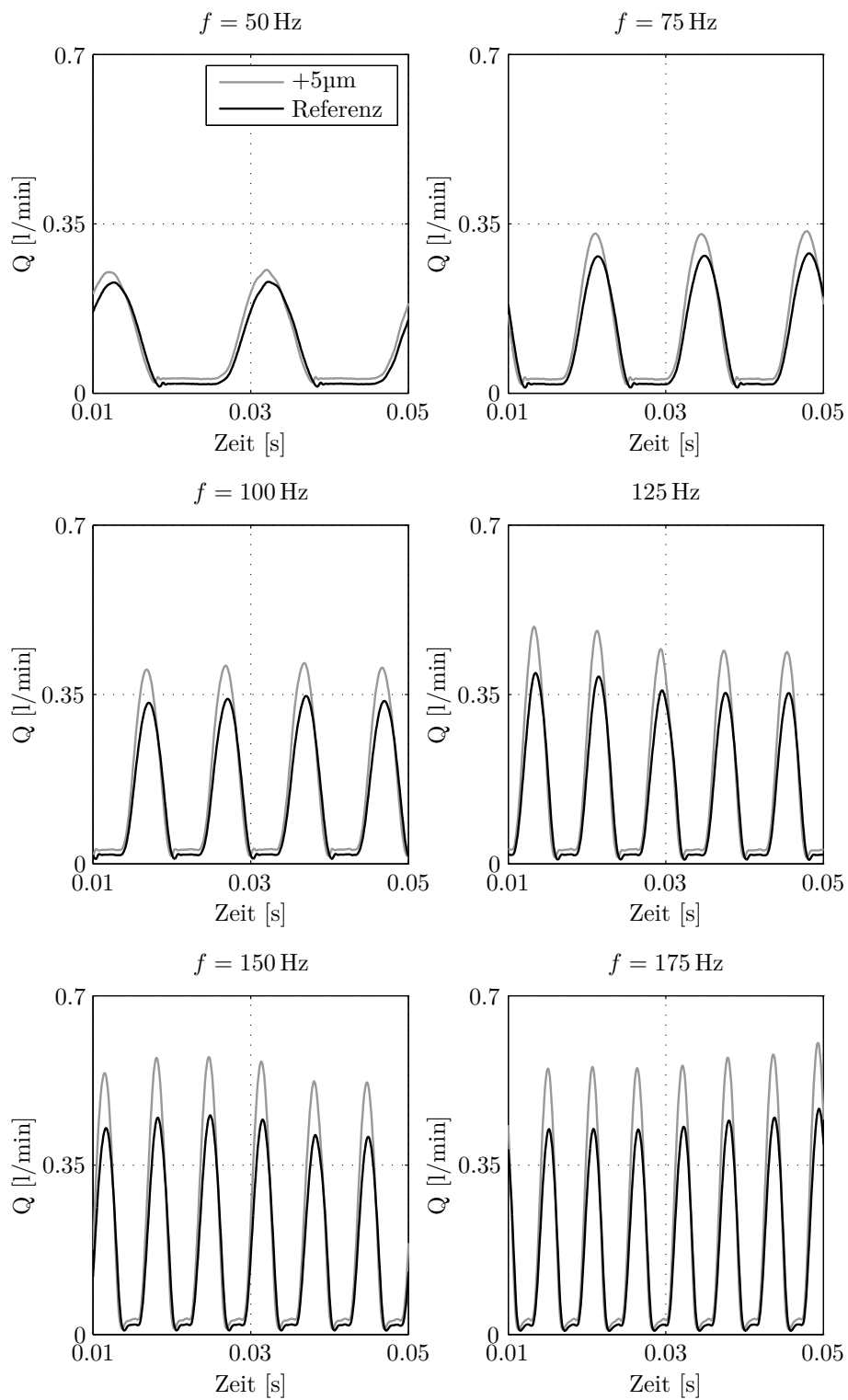
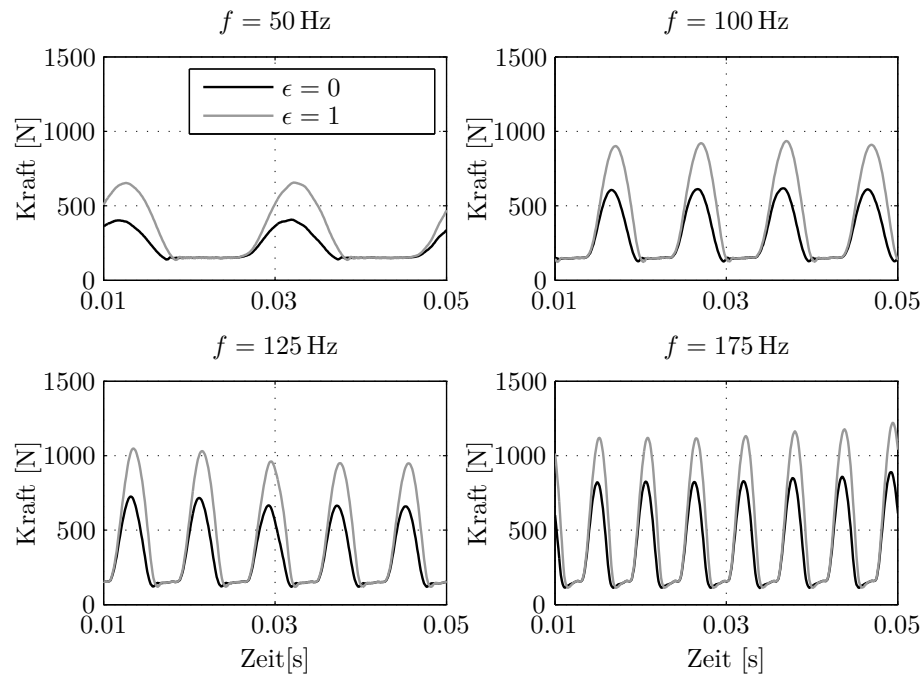
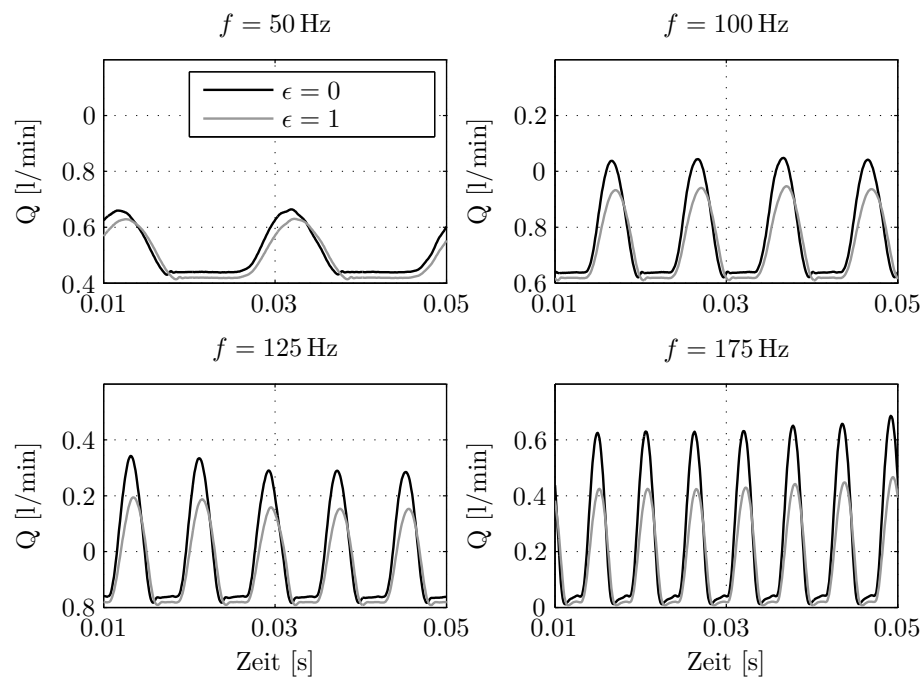


Bild 6.17: Einfluss der Leckagespalthöhe auf die Volumenströme im Leckagespalt (Simulation)

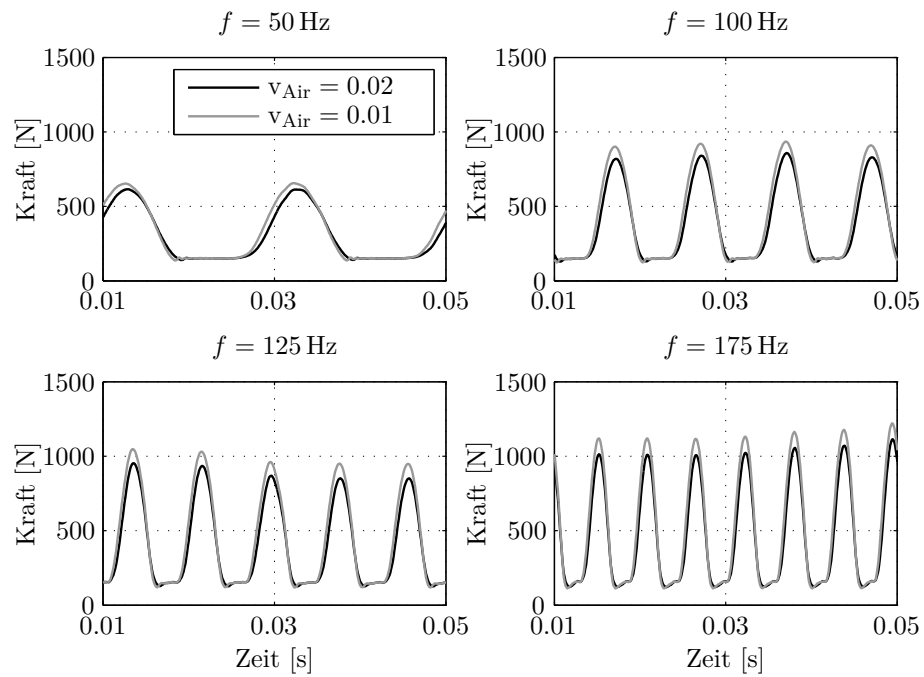


(a) Kolbenkräfte

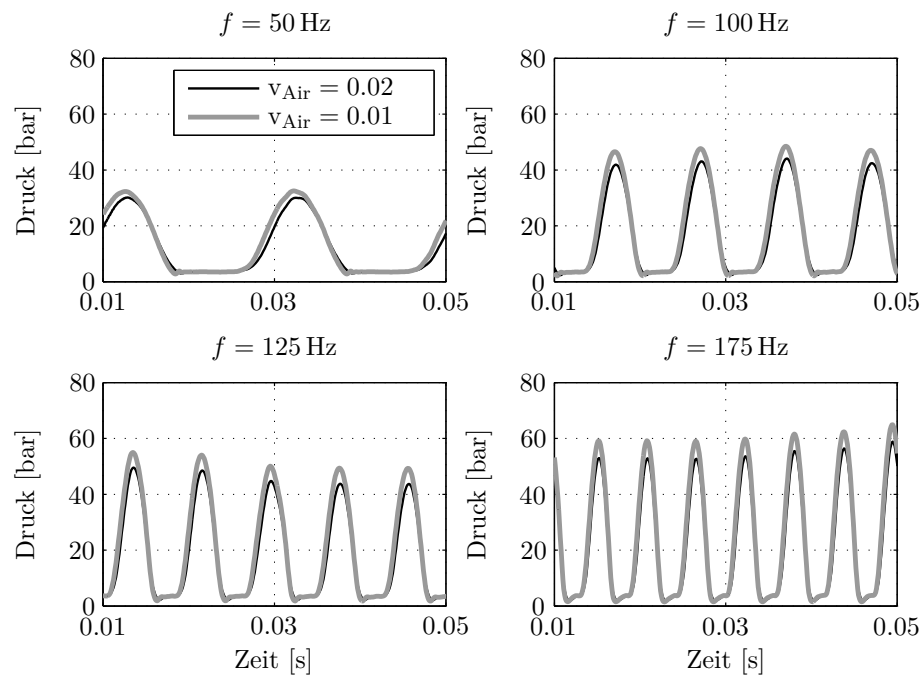


(b) Leckagestrom

Bild 6.18: Einfluss der Kolbenexzentrizität ϵ auf die Kolbenkräfte und Volumenströme im Leckagespalt bei $T_{\text{öl}} = 100^\circ\text{C}$ (Simulation)



(a) Kolbenkräfte



(b) Druck in der Hochdruckkammer

Bild 6.19: Einfluss des Luftgehalts v_{Air} im Öl auf die Kolbenkräfte und Drücke in der Hochdruckkammer bei $T_{\text{öl}} = 100$ °C (Simulation)

7 Interaktionen der Steuer- und Ventiltriebskomponenten

Während in den vorangegangenen Kapiteln die Ventil- und Steuertriebskomponenten im Einzelnen besprochen wurden, werden im Folgenden die Wechselwirkungen der Systeme untereinander dargestellt. Dabei wird insbesondere auf den Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller auf die anderen Systemkomponenten und Rückwirkungen während der Phasenverstellung detailliert eingegangen.

Zur Gewinnung der Ergebnisse wird der in Kapitel 2.2 beschriebene modulare Prüfstand verwendet, der es ermöglicht, durch die verschiedenen Versuchsanordnungen die einzelnen Effekte den jeweiligen Systemkomponenten zuzuordnen. Die Funktionsweise und Verstelleigenschaften der untersuchten hydraulischen Nockenwellenversteller sind in Kapitel 3.3 ausführlich dargestellt und werden im Folgenden nicht mehr detailliert beschrieben.

7.1 Einfluss des Ventiltriebs auf hydraulische Nockenwellenversteller

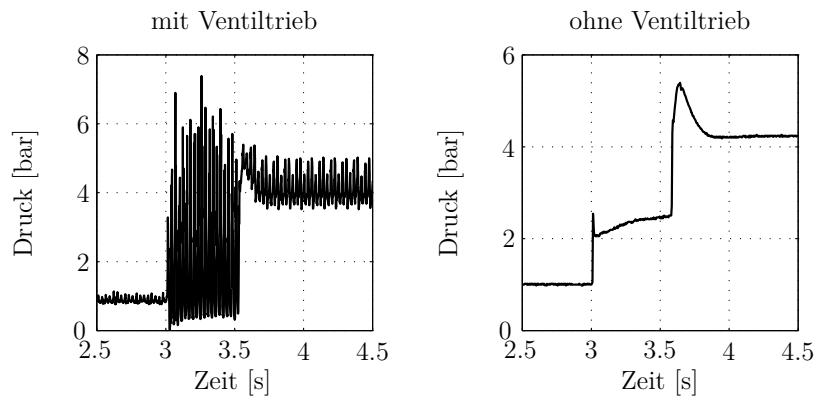
Nach [38] steht die Nachrüstbarkeit an vorhandenen Motoren als eine der vielen Anforderungen hydraulischer Nockenwellenversteller im Vordergrund. Da der Rotor des Verstellers kraftschlüssig mit der Nockenwelle verbunden ist, sind Rückwirkungen des Ventiltriebs auf den Stellvorgang des Verstellers zu erwarten. Die Funktionalität des Verstellers muss trotz dieser Interaktionen über den gesamten Betriebsbereich gewährleistet werden. Im Gegenzug wird ebenfalls gefordert, dass die durch den Phasenversteller zusätzlich an der Nockenwelle angebrachten Massen die Dynamik des Ventiltriebs nicht beeinflussen. Somit muss beim Einsatz von hydraulischen Nockenwellenverstellern ein Kompromiss zwischen Funktionalität, Festigkeit und Betriebssicherheit gefunden werden.

7.1.1 Kammerdrücke

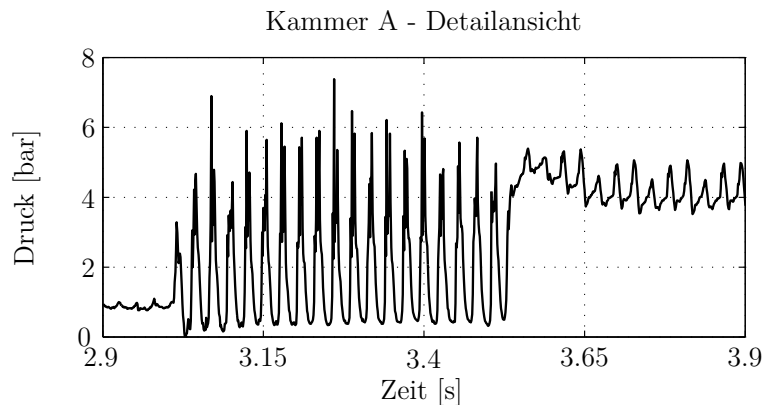
Die Kammerdrücke der hydraulischen Nockenwellenversteller im rotierenden System mit Ventiltrieb verhalten sich ähnlich zu denen der reinen Phasenverstellung des Nockenwellenverstellers im ruhenden System, vgl. Kapitel 3.3.2. Charakteristisch für den Stellvorgang **ohne** den Einfluss der Ventiltriebsdynamik ist der konstante Druckverlauf an den Rotorflügelspannen vor Initiierung und nach Beendigung der

Phasenverstellung. Die Ansteuerung und Schaltung des 4/3-Wegeventils bewirkt bei der nun beaufschlagten Kammer einen abrupten Druckanstieg mit deutlich sichtbarer Druckspitze aufgrund des Losreißmoments des Rotors bei einer Verstellung aus Ruhelage. Ist das Moment überwunden, setzt sich der Rotor in Bewegung und der Kammerdruck kann langsam aufgebaut werden. Erreicht der Versteller seine Endposition, so erfolgt keine Kammervolumenänderung mehr, das Öl kann nun nachfließen und erzeugt ein Überschwingen im Druckverlauf, bis die Kammer das gespeiste Versorgungsdruckniveau erreicht hat.

In Bild 7.1 sind die Druckverläufe der beaufschlagten Kammer im rotierenden System unter Einfluss der Ventiltriebsdynamik (links) und im ruhenden System (rechts) bei einer Vollverstellung von $\varphi = 20.5^\circ$ NW gegenübergestellt. Zusätzlich ist der Kammerdruck vergrößert dargestellt, um die Schwingungen aus dem Ventiltrieb zu verdeutlichen.



(a) Druckverlauf in Kammer A



(b) Detailansicht des Druckverlaufs mit Ventiltriebsdynamik

Bild 7.1: Vergleich der Druckverläufe unter Einfluss der Ventiltriebsdynamik und des ruhenden Systems bei einer Vollverstellung von $\varphi = 20.5^\circ$ NW

Der Einfluss der Ventiltriebsdynamik auf den Rotor und somit auf die Kammerdrücke ist deutlich zu erkennen. Während des Druckaufbaus in der Kammer sind nun große Druckschwingungen vorhanden, deren Frequenz der 1.5ten Motorordnung entspricht und somit von der Ventilbetätigung des V6-Motors hervorgerufen wird.

Das Überschwingen nach Erreichen der Endposition ist wie im System ohne Ventiltrieb ebenfalls vorhanden. Ist das konstante Druckniveau der Versorgung erreicht, so lässt sich zusätzlich zur 1.5ten Motorordnung auch die 0.5te Motorordnung erkennen, die aufgrund der Unrundheit der Nockenwelle, siehe Bild 5.11, dem Rotor des Nockenwellenverstellers eine Oberschwingung aufprägt.

Öldruck und Öltemperatur aus der Versorgung beeinflussen den Verstellvorgang und somit auch den Verlauf der Kammerdrücke. Der Druckverlauf in Abhängigkeit von Versorgungsdruck und Öltemperatur ist in Bild 7.2 dargestellt. Während der Verstellung sind die Amplituden der Druckschwingungen trotz unterschiedlicher Versorgungsdrücke nahezu identisch. Der Ventiltrieb hat somit einen dominanten Einfluss auf die Kammerdrücke. Ist der Verstellvorgang beendet und findet keine Volumenänderung der Kammer mehr statt, so entwickeln sich mit zunehmendem Versorgungsdruck höhere Amplituden beim Überschwingen des Kammerdruckes. Liegt wieder konstanter Kammerdruck an, so ist ersichtlich, dass je niedriger der Versorgungsdruck ist, desto empfindlicher reagiert das System auf die Ungleichförmigkeit der Nockenwelle. Die Amplitudenschwingungen in der 0.5ten Motorordnung entwickeln sich im Niederdruckbereich deutlicher als bei hohen Drücken. Folglich lässt sich die Aussage treffen, dass mit steigendem Versorgungsdruck die Schwingungen der Nockenwelle gedämpft werden.

Zur Verdeutlichung der Schwingungsordnungen in den Kammerdruckverläufen sind in Bild 7.3 die Frequenzanteile und Amplituden, die mittels FFT (Fast-Fourier-Transformation) berechnet wurden, dargestellt.

Am dominantesten zeigt sich im Druckverlauf die 1.5te Motorordnung, gefolgt von der 3ten und 4.5ten Ordnung, die allesamt vom Ventiltrieb hervorgerufen werden.

7.1.2 Ölleitungssystem

Um Rückwirkungen der Phasenverstellung und der Schaltungen des 4/3-Wegeventils in die Versorgungsleitung zu minimieren, werden häufig Rückschlagventile ins Leitungssystem des Zylinderkopfes integriert. Trotzdem macht sich der Verstellvorgang durch Einbrechen des Versorgungsdruckes bei Initiierung und Überschwingen nach Beendigung der Phasenverstellung in der Versorgungsleitung bemerkbar. Bild 7.4 zeigt den Versorgungsdruckverlauf im rotierenden System unter Einfluss der Ventiltriebsdynamik (links) und im ruhenden System ohne Ventiltrieb (rechts).

Vergleicht man beide Systeme, so ist bei beiden charakteristisch, dass die Schaltung des 4/3-Wegeventils großen Einfluss auf die Fluidodynamik in der Versorgungsleitung hat. Im rotierenden System ist wiederum die Schwingung in der 1.5ten Motorordnung dominant. Die Amplituden sind jedoch nicht so ausgeprägt wie bei den Kammerdrücken, da sie durch die Verluste und Fluidkompressibilitäten in den Leitungen abklingen können.

In Bild 7.5 ist der Druckverlauf für verschiedene Öltemperaturen und Speisedrücke

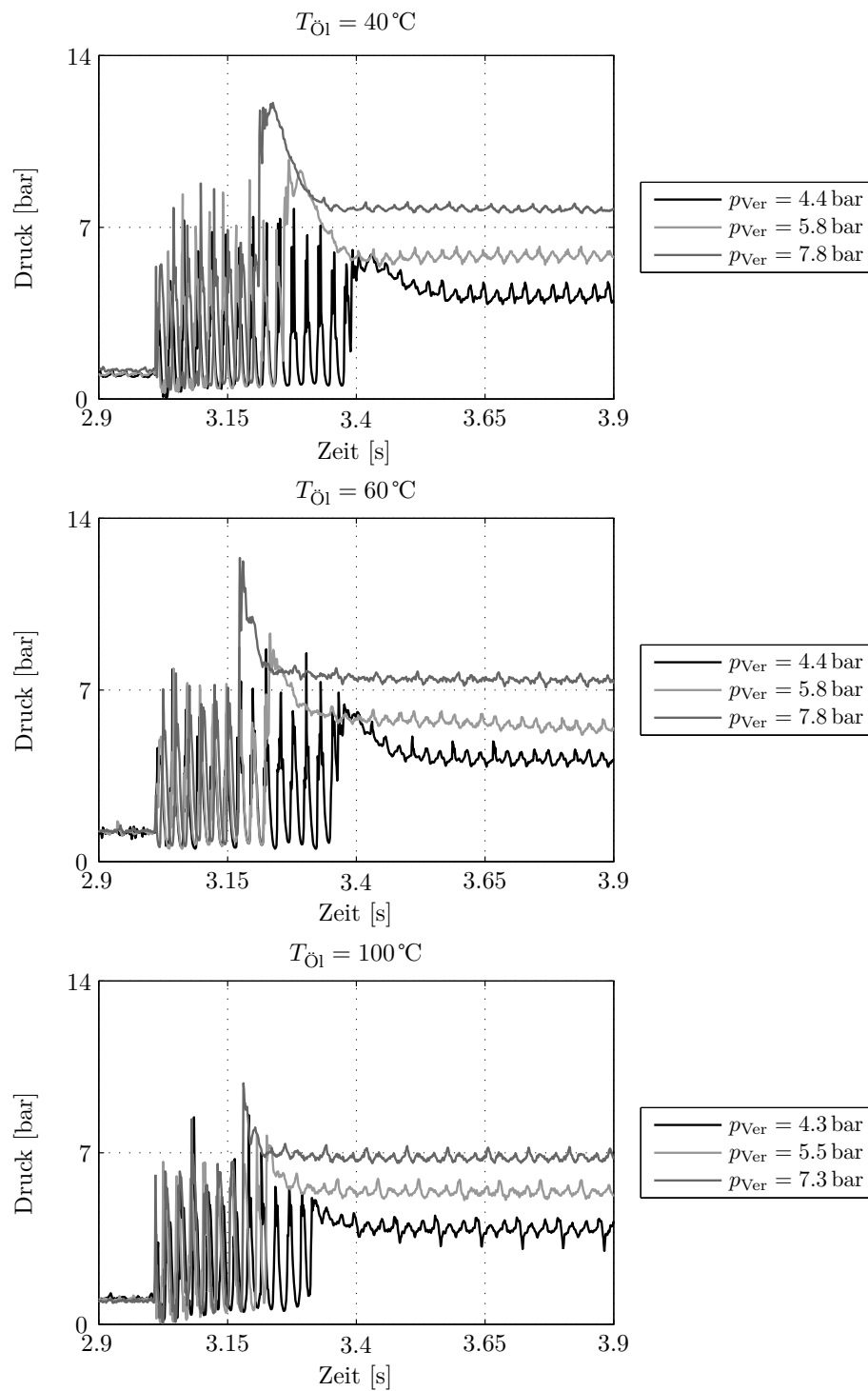


Bild 7.2: Druckverläufe von Kammer A in Abhängigkeit von Versorgungsdruck und Öltemperatur

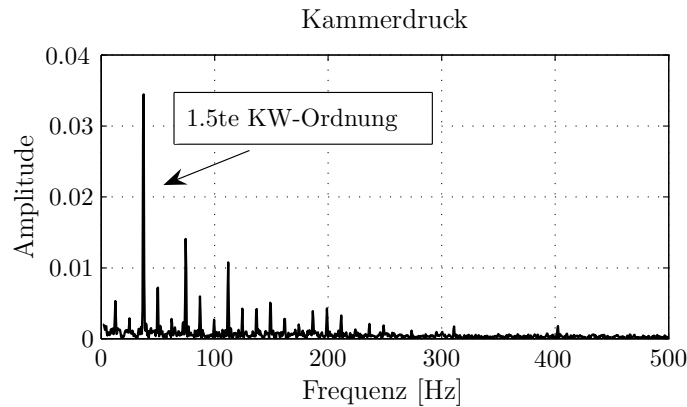


Bild 7.3: Frequenzanteile des Kammerdruckes bei $n_{KW} = 1500 \text{ 1/min}$

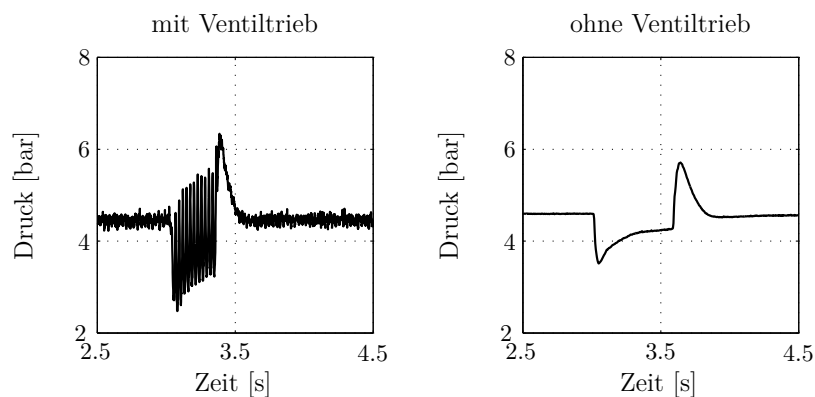


Bild 7.4: Vergleich der Rückwirkungen auf den Versorgungsdruck unter dem Einfluss der Ventiltriebsdynamik und im ruhenden System

dargestellt. Mit steigendem Versorgungsdruck werden auch hier die dominanten Nockenwellenordnungen gedämpft. Steigende Temperatur beeinflusst das Überschwingverhalten nach Beendigung des Verstellvorgangs. Je niedriger viskos das Öl ist, desto schneller kann es in die Verstellerkammer nachfließen und desto niedriger entwickeln sich die Amplituden.

7.1.3 Phasenverstellung

Im Vergleich zum Verstellvorgang, der in Kapitel 3.3 beschrieben ist, wird in der Versuchsanordnung zur Untersuchung des Einflusses der Ventiltriebsdynamik der Stator des hydraulischen Nockenwellenverstellers über eine flankenzentrierte Klauenkonstruktion direkt vom Elektromotor angetrieben. Auf den Stator des Verstellers wirkt das Antriebsmoment des Elektromotors, und der Rotor bzw. die Nockenwelle werden über die Differenzdrücke der Ölkammern an den Flanken verstellt.

Verstellwinkel Der Rotor des Nockenwellenverstellers kann die Nockenwelle mit einem maximalen Verstellwinkel von $\alpha = 41^\circ$ KW verstellen. Bild 7.6 zeigt den Ver-

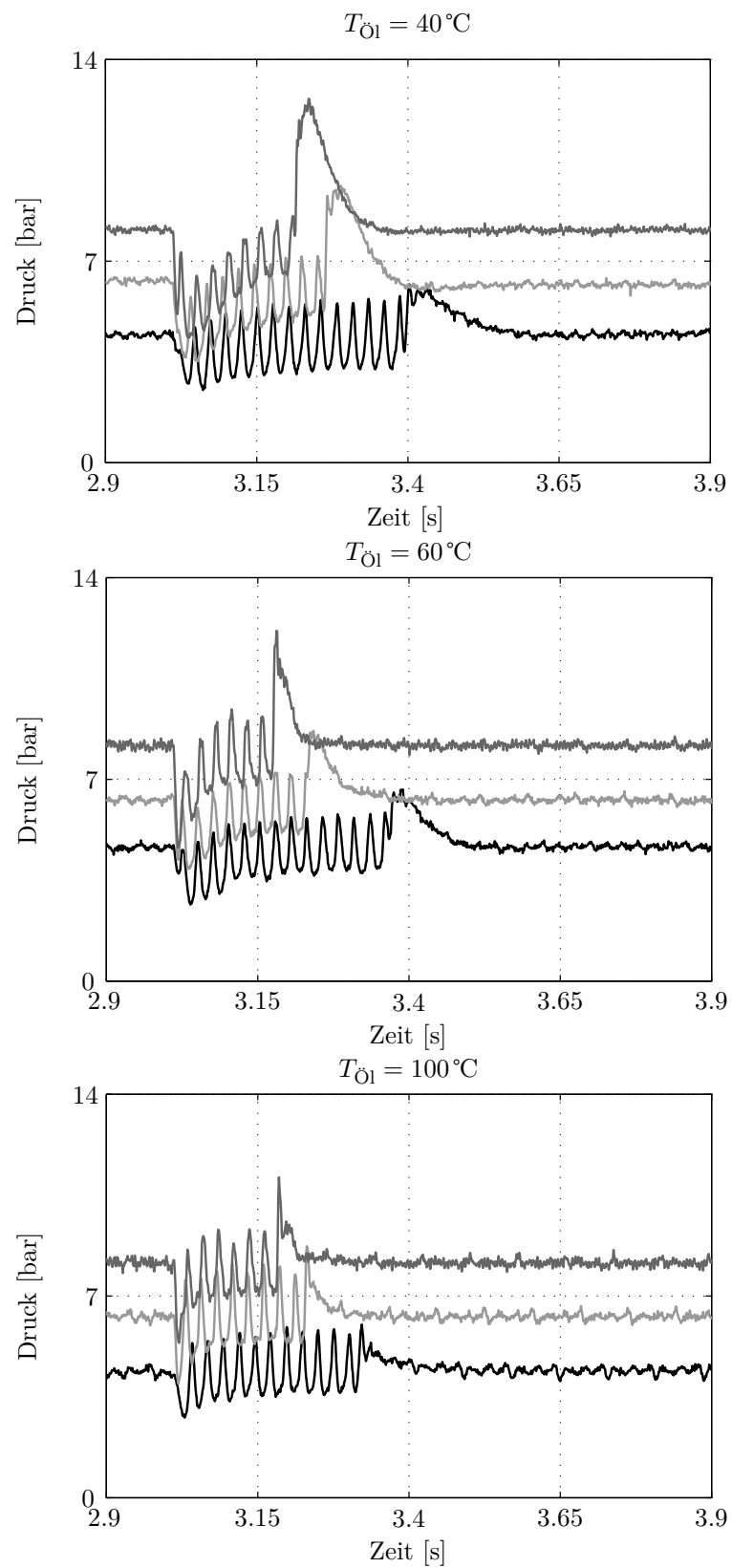


Bild 7.5: Versorgungsdrücke in Abhängigkeit von Pumpendruck und Öltemperatur

gleich zwischen Verstellwinkel mit und ohne Einfluss der Ventiltriebsdynamik bei einer Vollverstellung. Im Gegensatz zu konventionellen Steuer- und Ventiltrieben, bei denen die Nockenwelle direkt über die Kettenräder angetrieben wird, kann die Nockenwelle durch den Einsatz von hydraulischen Phasenverstellern aufgrund der Ölvolumina in den Kammern relativ zum Kettenrad schwingen.

Die Wechsellmomente der Nockenwelle wirken direkt auf den Rotor des hydraulischen Verstellers und erzeugen ein Rückschwingen während des Verstellvorgangs. Die Ordnung der Schwingung entspricht wieder der 1.5ten Motorordnung. Bild 7.7 zeigt die Verstellwinkel in Abhängigkeit von Versorgungsdruck und Öltemperatur.

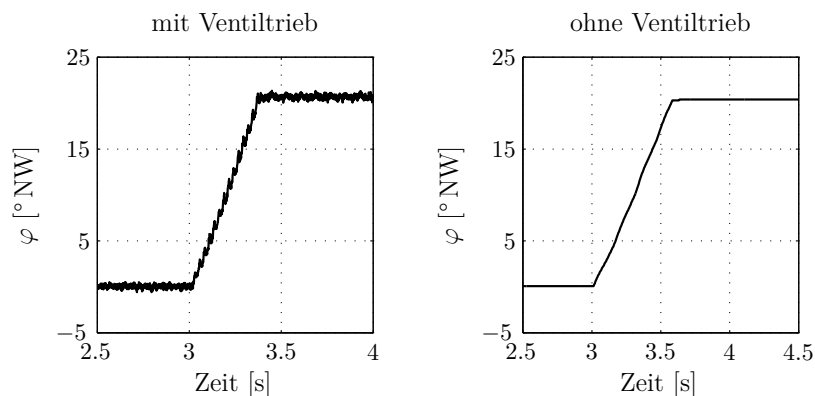


Bild 7.6: Vergleich der Verstellwinkel unter Einfluss der Ventiltriebsdynamik und im ruhenden System

Die Verstellzeiten im rotierenden System liegen deutlich unter denen aus der getrennten Betrachtung des Nockenwellenverstellers im ruhenden System aus Kapitel 3.3. Mit steigendem Versorgungsdruck sinken hier ebenso die Verstellzeiten. Analog verhält es sich mit steigender Öltemperatur. Die Schwingungen der Nockenwelle werden zudem wieder durch den steigenden Versorgungsdruck gedämpft.

Die dargestellten Messungen zeigen, dass der Ventiltrieb somit einen entscheidenden Einfluss auf den Nockenwellenversteller hat. Die Wechsellmomente unterstützen die Rotorverstellung, was zu schnelleren Verstellungen führt. Ebenfalls werden durch höhere Versorgungsdrücke und Öltemperaturen die Verstellzeiten gesenkt. Auch die Fluidodynamik im Versteller- und Leistungssystem unterliegt der Ventiltriebsdynamik, was sich in den Druckverläufen bemerkbar macht. Während des Verstellvorgangs bilden sich hohe Druckschwingungen aus, die im Bereich von 1 bis 5 bar liegen, und nahezu unabhängig vom Versorgungsdruck sind. Befindet sich der Nockenwellenversteller nach der Vollverstellung wieder im Endanschlag, so lassen sich Druckschwingungen 0.5ter und 1.5ter Ordnung erkennen, die mit steigendem Speisedruck gedämpft werden. Die Nockenwellenwechsellmomente bestimmen zudem den Verstellwinkelverlauf, wobei mit steigendem Versorgungsdruck die Nockenwellenschwingungen reduziert werden.

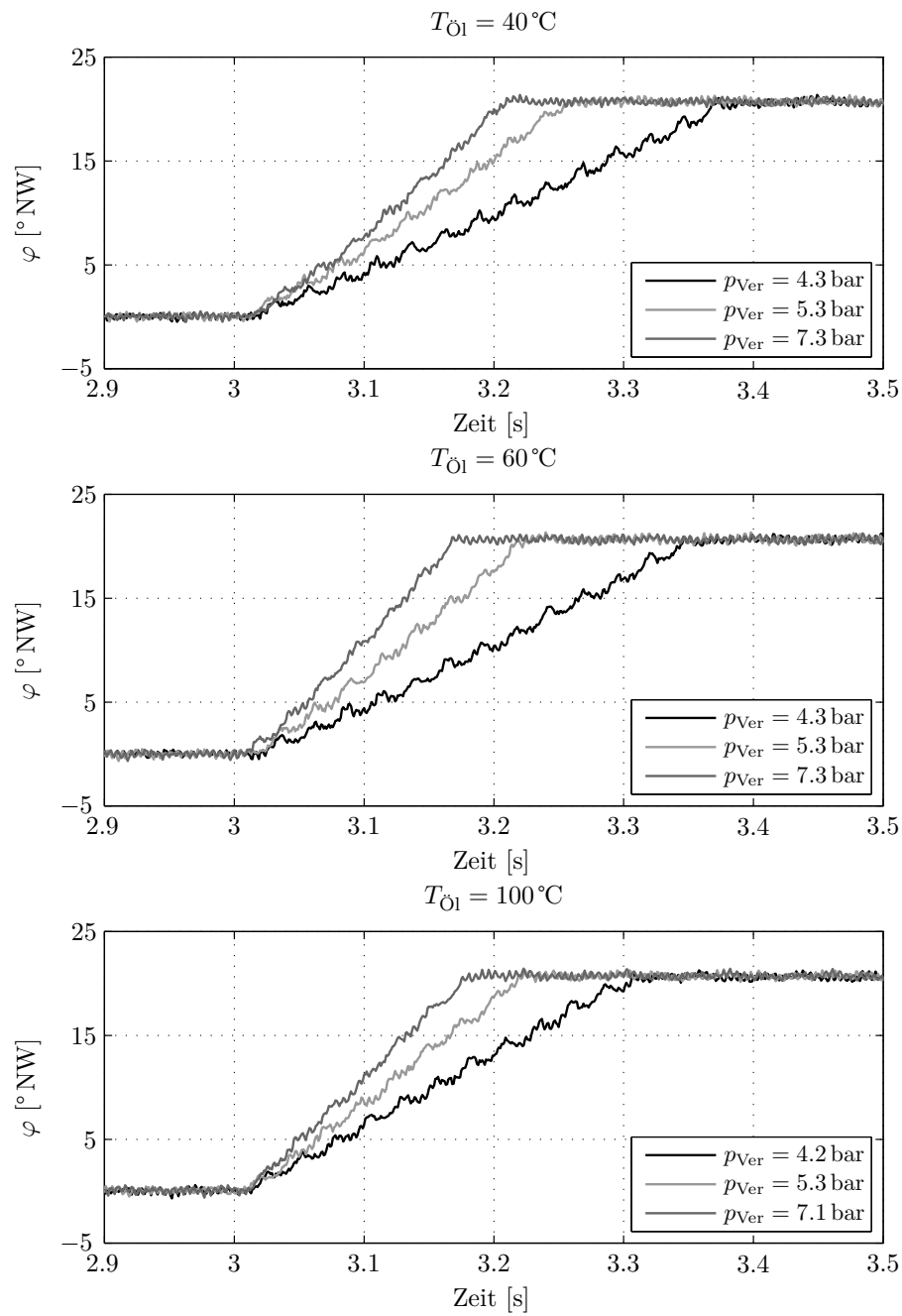


Bild 7.7: Verstellwinkel in Abhängigkeit von Versorgungsdruck und Öltemperatur

7.2 Wechselwirkungen von Nockenwellenversteller, Ventil- und Steuertrieb

Wird das gesamte System, bestehend aus Ventil- und Steuertrieb, hydraulischem Kettenspanner und Einlass- und Auslassnockenwellenverstellern berücksichtigt, so lassen sich zusätzliche Effekte und Wechselwirkungen in den experimentellen Untersuchungen herausarbeiten. Einlass- und Auslassnockenwellenversteller sind bei dieser Versuchsanordnung, wie im realen Motor, über die Hülsenkette verbunden und werden über ein Zwischenrad angetrieben. Ventiltriebsinduzierte Longitudinalschwingungen der Kette sowie durch den Polygoneffekt verursachte Schwingungen werden auf den Stator der Nockenwellenversteller übertragen. Die Transversalschwingungen werden im Leertrum über den hydraulischen Kettenspanner gedämpft. Aus Axialversatz und Taumelbewegung der Verzahnungen resultieren zusätzliche Schwingungen aus der Ebene heraus.

Die Kette besitzt zur Verzahnung im Gegensatz zu Riementrieben nur einzelne Kontaktpunkte. Wie in FRITZ [34] beschrieben, kann für vereinfachte Betrachtungen angenommen werden, dass die Gelenkpunkte der Kettenglieder auf einem Teilkreis liegen. Bei konstanter Winkelgeschwindigkeit Ω des Kettenrades mit der Zähnezahl z und dem Teilkreisradius R unterliegen die angrenzenden Trume Geschwindigkeitschwankungen in Transversal- Δv_t und Longitudinalrichtung Δv_l .

$$\Delta v_t = R \Omega \sin \alpha$$

$$\Delta v_l = R \Omega \left(\cos \alpha - \frac{\sin \frac{\pi}{z}}{\frac{\pi}{z}} \right)$$

Die Variable α bezeichnet hierbei den Winkel des ein- oder auslaufenden Kettenglieds.

Die Polygonfrequenz Ω_{Polygon} ergibt sich aus der Drehgeschwindigkeit Ω des Kettenrades und der Zähnezahl zu

$$\Omega_{\text{Polygon}} = z \Omega. \quad (7.1)$$

Der Polygoneffekt induziert in Kettentrieben Geräusche, die als sog. Kettenheulen bezeichnet werden, weshalb der Entwicklungsschwerpunkt bei Steuerketten auf der Verwirklichung geringer Einlaufstöße liegt bzw. auf Kettentrieben, die den störenden Polygoneffekt vermeiden, wie beispielsweise in [57] aufgeführt ist.

Die hydraulischen Nockenwellenversteller auf der Einlass- und Auslassseite sind aber nicht nur mechanisch über die Hülsenkette miteinander verbunden und unterliegen somit deren Schwingungen, sondern sie sind auch wie im realen Motor in dieser Versuchsanordnung an den gleichen Ölkreislauf gekoppelt und können sich somit gegenseitig beeinflussen. Zusätzlich wird die Komponente hydraulischer Kettenspanner betrachtet, der auf der hydraulischen Seite von den Druckschwingungen in der Versorgung und auf der mechanischen Seite von den Schwingungen aus dem Kettentrieb beeinflusst wird.

7.2.1 Hydraulischer Kettenspanner

Wie bereits mehrfach beschrieben, wird das hydraulische Spannelement vom gleichen Ölkreislauf gespeist wie die hydraulischen Nockenwellenversteller. In Kapitel 7.1.2 wurde dargestellt, welche enormen Rückwirkungen die Verstellvorgänge auf das Leitungssystem haben. Der hydraulische Kettenspanner unterliegt nun diesen Druckschwankungen und Stößen, die die Funktionssicherheit des Kettenspanners beeinträchtigen können. Mangelnde Befüllung der Hochdruckkammer oder zu hohe resultierende Kraftniveaus des Kolbens aufgrund der Druckspitzen sind einige der Folgen, die auftreten können, wenn Rückschlagventile verwendet werden, die nicht auf die von den Nockenwellenverstellern verursachten Anregungen ausgelegt sind.

Der Kettentrieb bildet neben den hydraulischen Druckschwankungen im Leitungssystem eine weitere Anregungsquelle auf den Kettenspanner. Auf den Kolben wirken die über die Spannschiene übertragenen Transversalschwingungen der Hülsenkette aus den ventiltriebsinduzierten Schwingwinkeln der Kettenräder und beeinflussen die Kompressions- und Expansionsphase des Spannelements. Die Kettentriebschwingungen beeinflussen aber ebenso den Stator des Nockenwellenverstellers. Sowohl hydraulischer Kettenspanner als auch hydraulischer Nockenwellenversteller unterliegen damit einem Abhängigkeitsverhältnis, das es erfordert, diese Komponenten aufeinander abzustimmen.

Bild 7.8 zeigt das Einbrechen des Versorgungsdruckes im Kettenspanner bei Einsetzen des Verstellvorganges eines hydraulischen Nockenwellenverstellers und die Auswirkungen auf die Kolbenkontaktkraft und den Spannschienenweg. Bei der Analyse der Messergebnisse ist zu berücksichtigen, dass diese Komponenten bereits aufeinander abgestimmt sind und die Systemrückwirkungen somit minimiert wurden. Dennoch lassen sich anhand der Messergebnisse deutliche Interaktionswirkungen herausarbeiten.

Beim Einsetzen des Verstellvorganges bei $t = 0.5\text{ s}$ bricht zunächst der Versorgungsdruck in der Zuleitung und somit auch zur Niederdruckkammer des Kettenspanners ein. Während der Phasenverstellung der Einlassnockenwelle bis zum Erreichen der vorgegebenen Vollverstellung von 20.5° NW sind deutlich die Schwingungen 1.5ter Motorordnung im Druckverlauf zu erkennen, die aus der Ventilbetätigung der Nockenwelle des V6-Motors resultieren. Während sich die Kammerdrücke im Nockenwellenversteller weiter aufbauen und dem Rotor eine Phasenverschiebung auferlegen, kann der Druck in der Niederdruckkammer des Kettenspanners ebenfalls wieder aufgebaut werden. Bei Beendigung des Verstellvorgangs bei $t = 1.05\text{ s}$ findet ein Überschwingen im Zuleitungsdruck statt, mit anschließendem Abklingen auf den eingestellten gespeisten Versorgungsdruck.

Der verminderte Druck in der Zuleitung zum Kettenspanner führt zu einer verringerten Befüllung der Hochdruckkammer. Wird das untere Kraftniveau des Spanners betrachtet, so ist deutlich zu erkennen, dass die aus dem verminderten Druck resultierende Vorspannung des Spannerkolbens bei $t = 0.5\text{ s}$ sinkt. Durch den verminderten Druckaufbau in der Hochdruckkammer wird durch die äußere Anregung des Steuertriebs auch der Kolben weiter eingefahren.

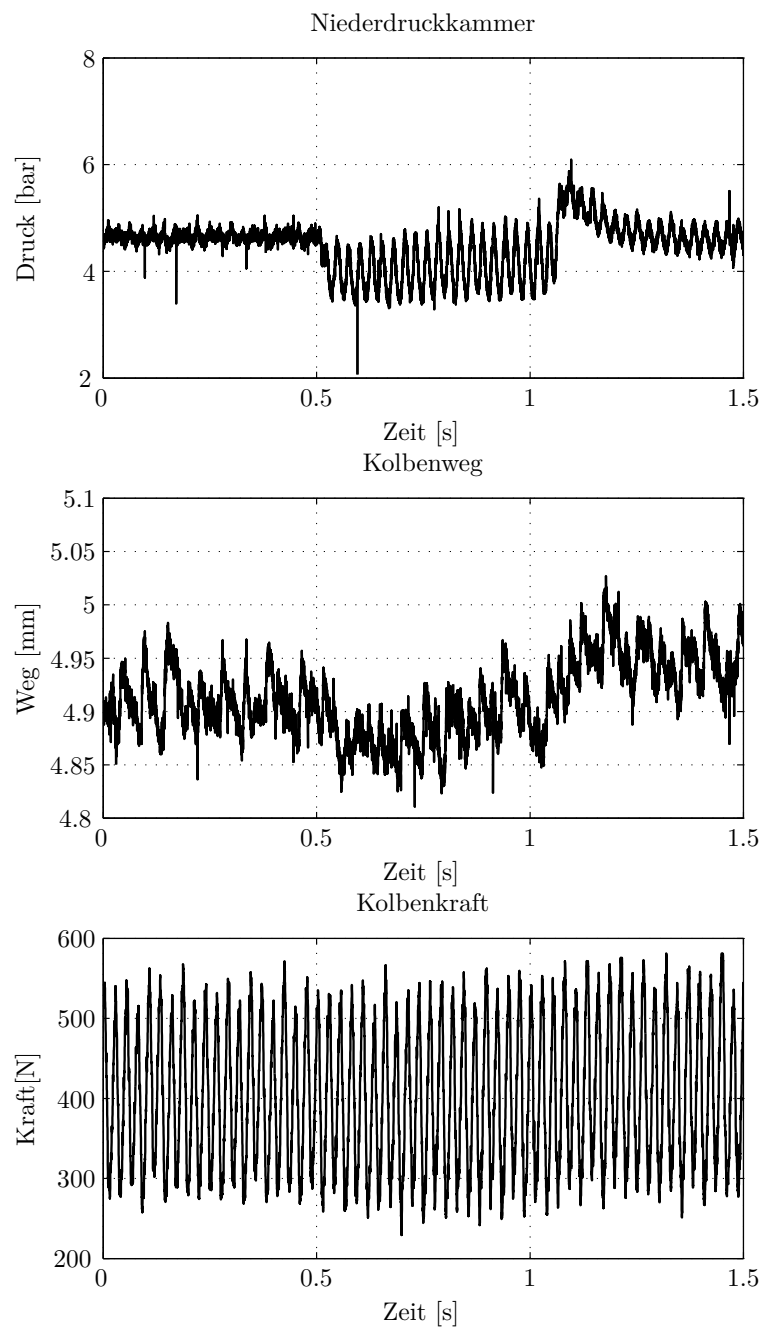


Bild 7.8: Auswirkungen der Phasenverstellung auf den hydraulischen Kettenspanner bei einer Vollverstellung von $\varphi = 20.5^\circ$ NW nach Bild 7.11 (Beginn der Verstellung $t_{\text{Start}} = 0.5$ s; Ende der Verstellung $t_{\text{Ende}} = 1.05$ s)

Aus den abgebildeten Messdaten wird deutlich, dass insbesondere für die Simulation des Steuertriebs mit hydraulischer Phasenverstellung der Modellierung des hydraulischen Leitungssystems und des Kettenspanners eine enorme Bedeutung zuteil wird. Die Messergebnisse lassen zudem vermuten, dass bei nicht aufeinander abgestimmten Systemkomponenten die Betriebssicherheit des hydraulischen Spannelements nicht gewährleistet werden kann.

7.2.2 Ventiltrieb

Die Dynamik des Ventiltriebs wird vorwiegend durch die wirkenden Wechselmomente der Nockenwelle beschrieben. Aus den Frequenzanteilen des Messsignals können Aufschlüsse über die wirkenden Effekte im Ventiltrieb gewonnen werden.

Durch die Kopplung des Nockenwellenverstellers mit dem Kettentrieb wird die oben erwähnte Polygonfrequenz in den Drehmomentverlauf übertragen. Die Zähnezahl des Kettenrades des Nockenwellenverstellers ist $z = 25$ und die Frequenz lässt sich somit gemäß Gleichung (7.1) berechnen.

In Bild 7.9 sind die Frequenzanteile des Drehmomentverlaufs für verschiedene Drehzahlen dargestellt. Dominant sind wiederum die Ordnungen, die von den Ventilbetätigungen durch die Nockenwelle hervorgerufen werden. Die Resonanzamplitude der Ventulfeder, die bei $f \approx 510$ Hz liegt, ist im Vergleich zu den anderen Frequenzanteilen zwar sehr gering, lässt sich aber dennoch bei höheren Drehzahlen erkennen. Die Polygonfrequenz kann ebenfalls im Drehmomentverlauf identifiziert werden.

7.2.3 Nockenwellenversteller

Beide hydraulische Nockenwellenversteller werden separat über die jeweiligen 4/3-Wegeventile angesteuert und geregelt. In Kapitel 3.2 wurde beschrieben, dass sich Einlass- und Auslassnockenwellenversteller nicht wesentlich unterscheiden, so dass ähnliches Verhalten zu erwarten ist. Da jede Schaltung der 4/3-Wegeventile Druckschwingungen in den Leitungen verursacht, ist von Interesse, inwieweit sich die Nockenwellenversteller über ihre hydraulische Kopplung gegenseitig beeinflussen können.

Die Kammerdrücke unterliegen zum einen den Nockenwellenwechselmomenten und zum anderen den Anregungen aus dem Kettentrieb. In den Frequenzanteilen der Kammerdrücke finden sich dementsprechend die Ordnungen der Nockenwelle und die Polygonfrequenz der Verzahnung, siehe Bild 7.10. Dabei ist wieder die 1.5te Motorordnung dominant, wobei die Oberschwingung aus der Nockenwelle in der 0.5ten Motorordnung ebenfalls deutlich zu erkennen ist.

Die Nockenwelle kann durch die indirekte Kopplung mit dem Steuertrieb über die Ölvolumina in den Kammern schwingen. Prinzipiell lässt sich hierbei die Aussage treffen, dass je höher der gespeiste Versorgungsdruck in den Verstellerkammern ist, desto mehr werden die Schwingungen der Nockenwelle gedämpft. Höhere Drücke erfordern leistungsstärkere und größere Motorölpumpen, was aber dem aktuellen

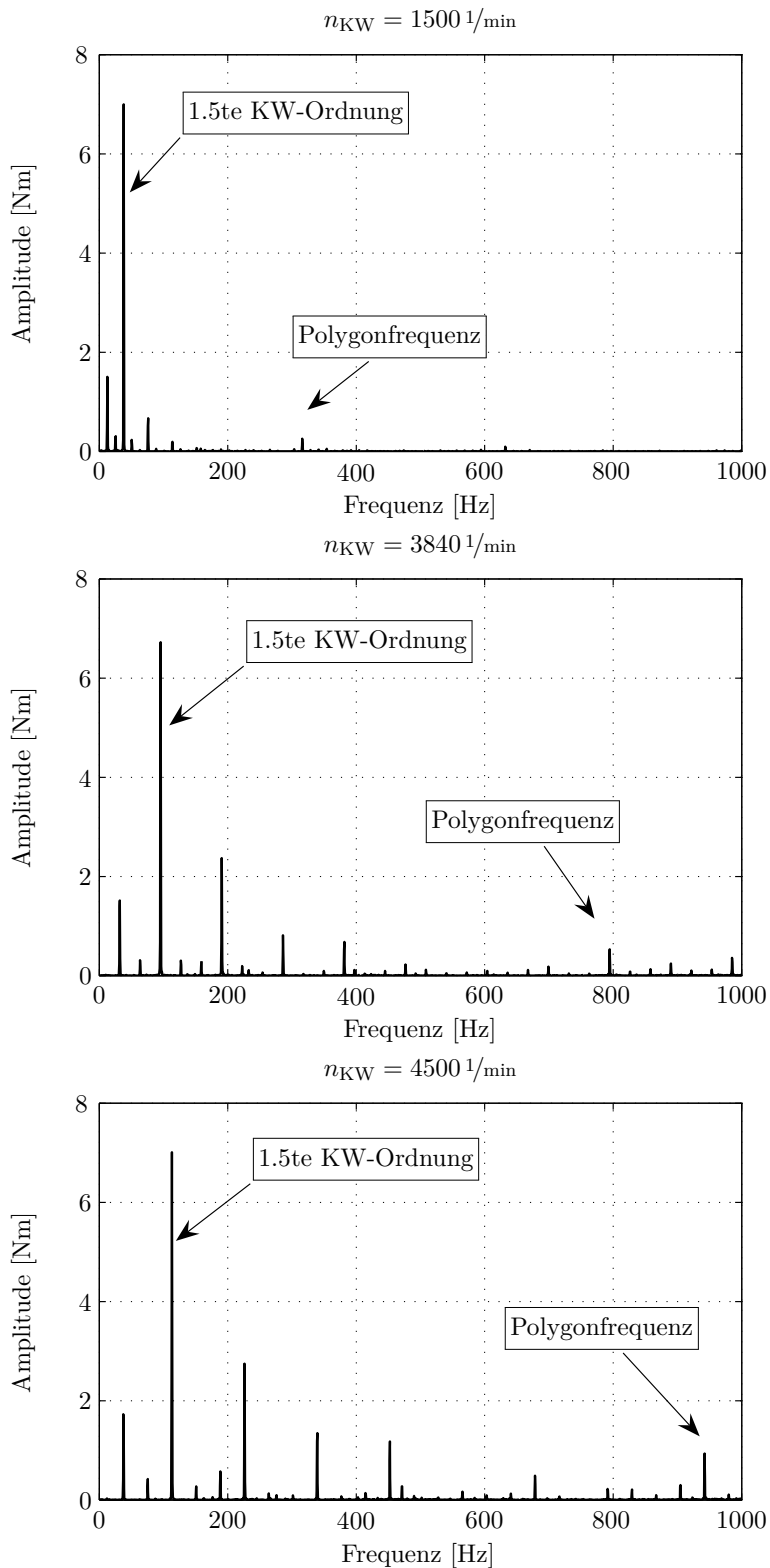


Bild 7.9: Frequenzanteile der gemessenen Nockenwellenmomente für verschiedene Motordrehzahlen

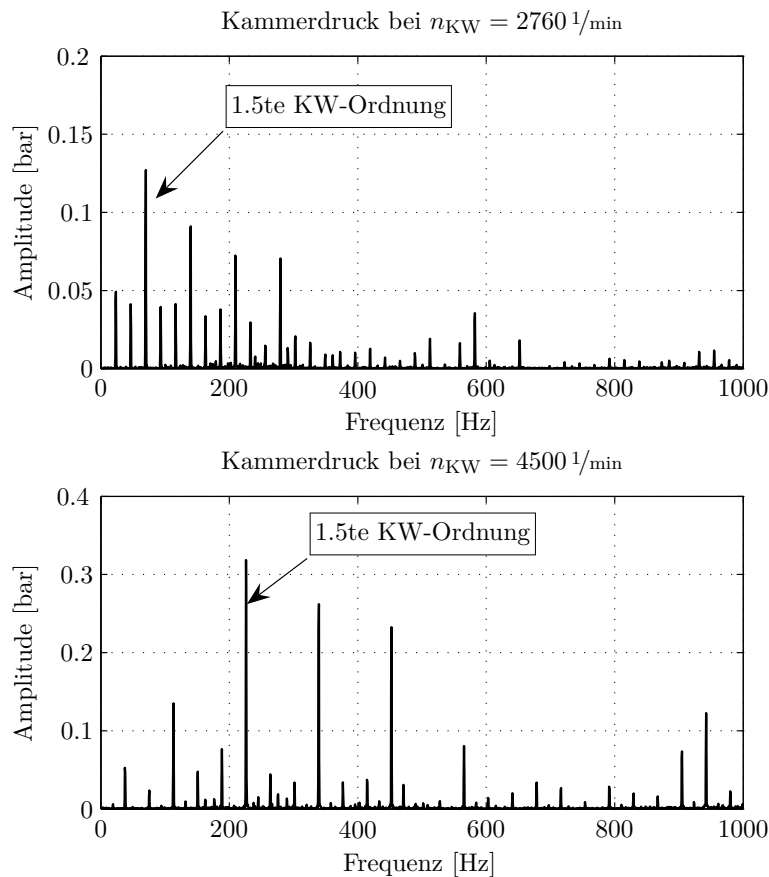


Bild 7.10: Frequenzanteile der gemessenen Kammerdrücke für verschiedene Motordrehzahlen

Entwicklungstrend zu Niederdruckpumpen entgegensteht. Eine Auslegung und Abstimmung der Ventil- und Steuertriebskomponenten ist bei Neuentwicklungen mit Niederdruckpumpen daher nur mit detaillierten Systemkenntnissen möglich.

Wechselwirkung Einlass- und Auslassversteller Das gemeinsame Ölleitungssystem der hydraulischen Komponenten des Steuer- und Ventiltriebs hat zur Folge, dass sich die einzelnen Systeme gegenseitig beeinflussen können. Rückschlagventile im Zylinderkopf verringern zwar die Rückwirkungen des Verstellvorgangs ins Leitungssystem, dennoch wirken sich beispielsweise Verstellvorgänge des Auslassnockenwellenverstellers auch auf die Kammerdrücke des Einlassnockenwellenverstellers aus. Für die folgenden Untersuchung wurde auf das Proportionalventil des Einlassverstellers ein Stellsignal vorgegeben, welches eine Vollverstellung von $\varphi = 20.5^\circ \text{ NW}$ hervorruft. Der Auslassnockenwellenversteller wird in seiner Nullposition im Endanschlag mit konstantem Stellsignal von 0 gehalten.

Das Stellsignal der 4/3-Wegeventile und die resultierenden Verstellwinkel des Einlass- und Auslassnockenwellenverstellers sind in Bild 7.11 dargestellt.

Für die Vollverstellung des Einlassnockenwellenverstellers wird die druckbeaufschlagte Kammer komplett entleert und die Gegenläufige mit dem angelegten Versorgungs-

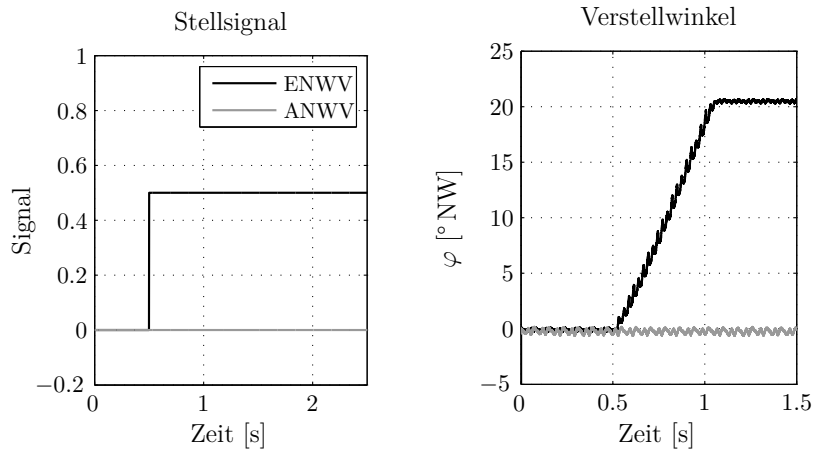


Bild 7.11: Stellsignale der 4/3-Wegeventile und resultierende Verstellwinkel der Einlass- und Auslassnockenwellenversteller

druck beaufschlagt, siehe Bild 7.12. Obwohl keine Verstellung am Auslassnockenwellenversteller erfolgt, sinkt kurzzeitig der Druck der beaufschlagten Kammer dort ebenfalls ab. Die Amplituden der Druckschwingungen entwickeln sich aber nicht so stark wie beim Auslassversteller, da sich dieser im Endanschlag befindet. Dies verdeutlicht zum einen die Sensibilität des gesamten Leitungssystems auf Verstellvorgänge und zum anderen zeigt es, dass der Einfluss des Ventiltriebs deutlich zunimmt, wenn der Rotor in Zwischenstellungen ist und somit nicht einseitig am Stator anliegt.

7.2.4 Simulation hydraulischer Nockenwellenversteller

Der Aufbau hydraulischer Nockenwellenversteller, die nach dem Schwenkmotorprinzip arbeiten, ist im Allgemeinen relativ einfach gehalten. In der Simulation wächst die Komplexität der Modellierung mit zunehmender Erweiterung der Systemgrenzen. Insbesondere die Hydraulik und das Leitungssystem muss exakt abgebildet werden, um die oben beschriebenen Effekte in der Simulation berücksichtigen zu können. Nur so können damit aussagekräftige Ergebnisse über das Betriebsverhalten der Nockenwellenversteller im Steuer- und Ventiltrieb erzielt werden. Ebenso wird es durch die detaillierte Modellierung und den Abgleich mit Messungen ermöglicht, Optimierungsprozesse in der Simulation am Phasenversteller anzuwenden und die Abstimmung der Systemkomponenten untereinander zu erleichtern.

Die Simulation der Nockenwellenversteller, der Hydraulik sowie des Ventiltriebs erfolgt mit dem Programm MBSIM, das als Mehrkörpersimulation zur Darstellung mechanischer Systeme entwickelt wurde [32]. Das Programm ermöglicht es, starre sowie elastische Körper in ihrer allgemeinen Bewegung mit bis zu 6 Freiheitsgraden zu beschreiben, wobei die Kopplung zwischen den einzelnen Körpern über ein- und mengenwertige Kraftgesetze erfolgt.

Die Erweiterung des Programms um eine Hydraulikbibliothek ist in [88] am Beispiel von Nockenwellenverstellern beschrieben. Ähnlich wie der Modellaufbau des

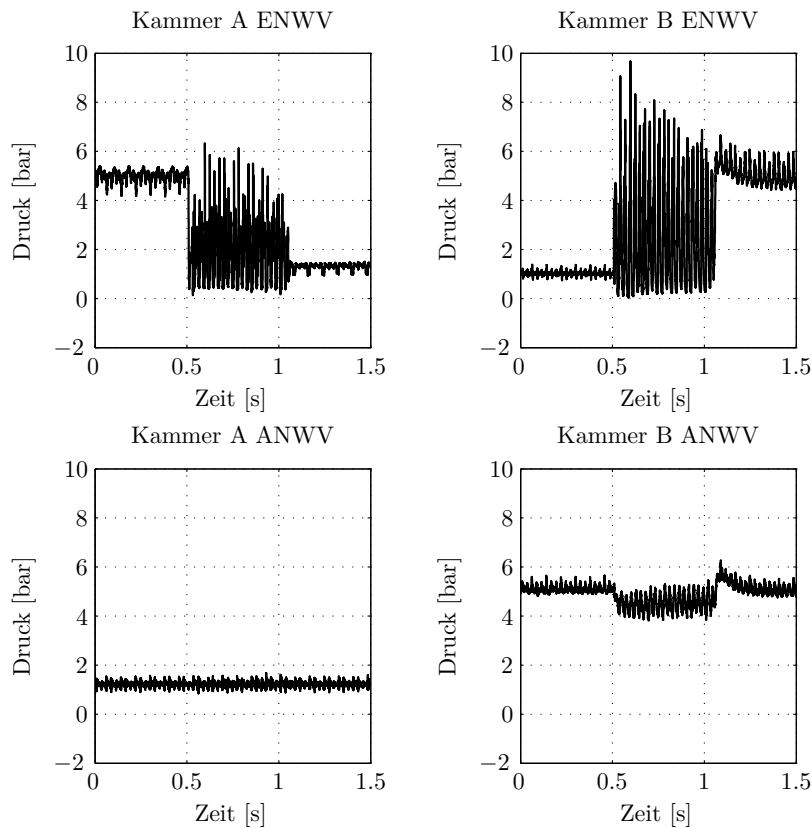


Bild 7.12: Kammerdrücke im Einlass- und Auslassnockenwellenversteller beim Verstellvorgang nach Bild 7.11

Kettenspanners in HYSIM, vgl. Kapitel 6.2, wird der Ölkreislauf im Zylinderkopf in Druckknoten und einzelne Leitungsabschnitte unterteilt. Über die Druckknoten erfolgt die Kopplung zwischen mechanischen und hydraulischen Komponenten. Der Wirkdruck in den Knoten übt eine Kraft auf die hydraulisch-mechanische Wirkfläche aus, die auf die mechanische Komponente übertragen wird.

Die Steuerkette wird im Programm KETSIM modelliert und ist mit dem MBSIM-Modell der Nockenwellenversteller am Stator über ein Feder-Dämpfer-Gesetz verbunden, das als Schnittstelle für die Cosimulation der Systeme dient. Zu den einzelnen Makrozeitschritten wird über die Differenzlage und -geschwindigkeit der beiden Schnittstellen ein Kopplungsmoment berechnet, das für den nächsten Zeitschritt als Randbedingung für das jeweilige Subsystem dient.

Im Folgenden werden Simulationsergebnisse vorgestellt, in denen Steuer- und Ventiltrieb ohne und mit hydraulischen Nockenwellenversteller für exemplarische Betriebspunkte gerechnet werden. Die Motordrehzahl liegt bei $n_{KW} = 3000 \text{ 1/min}$. Die Stellungen der Nockenwellenversteller werden zusätzlich noch in Anschlagposition und geregelte Mittelstellung unterschieden. Zur Vereinfachung der Darstellung der Simulationsergebnisse sind in Bild 7.13 die untersuchten lokalen Ausgabeorte für die Simulationsgrößen des Kettentriebs dargestellt. Dabei sind von vorwiegendem Interesse die Ausgabeorte 2 und 3 vor bzw nach dem Auslassnockenwellenversteller

sowie 3 und 4 vor bzw. nach dem Einlassnockenwellenversteller.

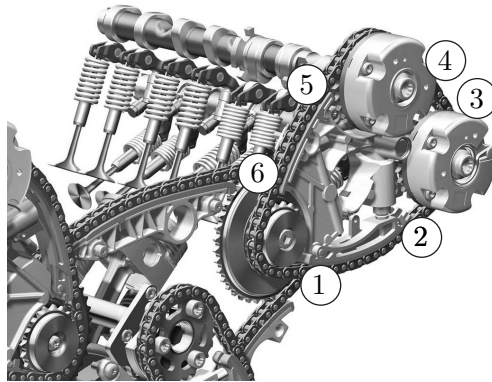


Bild 7.13: Lokale Ausgabeorte der Simulationsgrößen des untersuchten simulierten Kettentriebs

Die Beschleunigung der Nockenwelle, siehe Bild 7.14, zeigt deutlich den Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller auf die Ventiltriebsdynamik. Die Nockenwelle schwingt ohne Verstellsystem in niedrigen NW-Ordnungen zwar weniger, schaukelt sich aber im hochfrequenten Bereich auf. Der Nockenwellenversteller dämpft durch das Ölvolumen in den Kammern diese hochfrequenten Schwingungen. Doch werden die ersten NW-Ordnungen hierbei zusätzlich verstärkt, da die Nockenwelle im Öl frei schwingen kann. Die Polygonfrequenz, die bei der untersuchten Anregung bei $f = 625$ Hz liegt, wird deutlich durch das Öl in den Verstellerkammern gedämpft, wie Bild 7.15 zeigt. Hydraulische Nockenwellenversteller haben somit einen positiven Einfluss auf die Akustik von Kettentrieben. Die hochfrequenten Schwingungen ab $f = 800$ Hz werden durch die Regelung der Mittelpositionen ins System eingebracht.

Bei der Betrachtung des Kettentriebs am Ausgabeort 4 fällt auf, dass vorwiegend in den ersten NW-Ordnungen die Longitudinalschwingungen, die der Ventiltrieb induziert, verstärkt werden. Das Kettenrad ist an den Stator des Nockenwellenverstellers gebunden, der wiederum nur über das Ölvolumen der Kammern das Antriebsmoment auf den Rotor und damit auf die Nockenwelle überträgt. Der Stator selbst unterliegt somit nicht direkt der Steifigkeit der Nockenwelle, was dazu führt, dass sich die Longitudinalschwingungen im Vergleich zum System ohne hydraulische Nockenwellenversteller erhöhen. Der Anteil der Transversalschwingungen wird aber in den niedrigen Frequenzen durch den Nockenwellenversteller gedämpft. In Bild 7.16 sind die Longitudinal- und Transversalschwingungen der Kette am Ausgabeort 4 des Kettentriebs dargestellt.

Im direkten Vergleich der Ausgabeorte 4 und 5 der Kettentriebssimulation, siehe Bild 7.13, jeweils vor und nach dem hydraulischen Einlassnockenwellenverstellern, zeigt sich, dass ohne Nockenwellenversteller die Amplituden der Longitudinalschwingungen nahezu unverändert bleiben. Der Nockenwellenversteller hingegen dämpft deutlich die Schwingungen beim Passieren der Kettenglieder am Stator, siehe Bild 7.17.

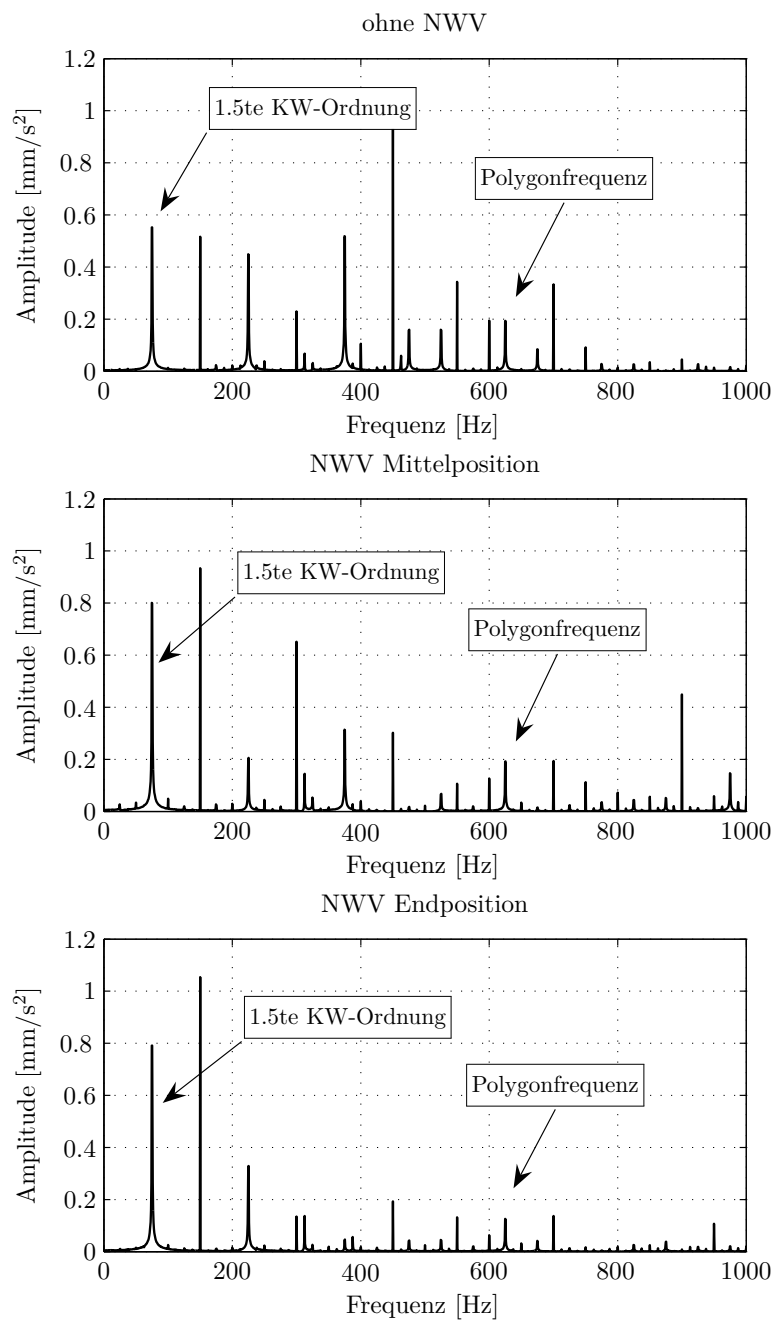


Bild 7.14: Frequenzanteile der Beschleunigungen an der Nockenwelle ohne und mit Einlassnockenwellenversteller in Mittel- und Endposition (Simulation)

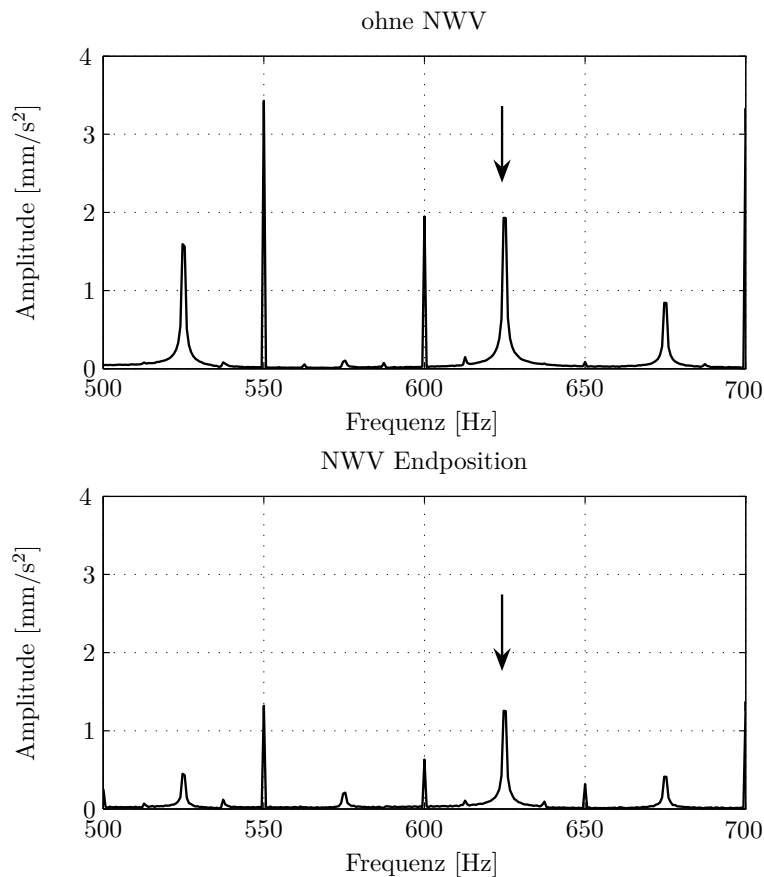


Bild 7.15: Vergleich der Polygonfrequenzen ($f_{\text{Polygon}} = 625 \text{ Hz}$) im Nockenwellenmoment ohne und mit Einlassnockenwellenversteller (Simulation)

7.3 Regelung hydraulischer Nockenwellenversteller

In heutigen Ottomotoren ist in der Motorelektronik ein Verstellerkennfeld hinterlegt, das in Abhängigkeit von Motorlast, Drehzahl sowie Kühlwasser und Öltemperatur den Sollverdrehwinkel der Nockenwellen vorgibt. Als Signale für den Regelkreis dienen die über Geberräder erfassten Winkel von Nockenwelle und Kurbelwelle. Anhand des Kennfeldes wird der gewünschte relative Sollwinkel an der Nockenwelle vorgegeben.

In der Versuchsanordnung am Prüfstand werden für den Regelkreis als Eingangssignale die inkrementalen Drehgeber an den Nockenwellen sowie an den Statoren eingelesen. Auf die Verwendung realer Verstellkennfelder wurde bei der Versuchsdurchführung verzichtet, da nicht eine Optimierung der hydraulischen Nockenwellenversteller, sondern die Analyse der Interaktionen der Zylinderkopfkomponenten im Vordergrund stand. Als Sollwinkel werden zu diesem Zweck Winkelsprünge bei konstanten Antriebsdrehzahlen vorgegeben. Als Regler dient ein in SIMULINK implementierter PID-Regler. Eine Regleroptimierung wurde durch die Verwendung der Methoden nach Ziegler-Nichols getätigt.

Bild 7.18 zeigt die Sollvorgabe und die Nachfahrgröße des Ein- und Auslassverstel-

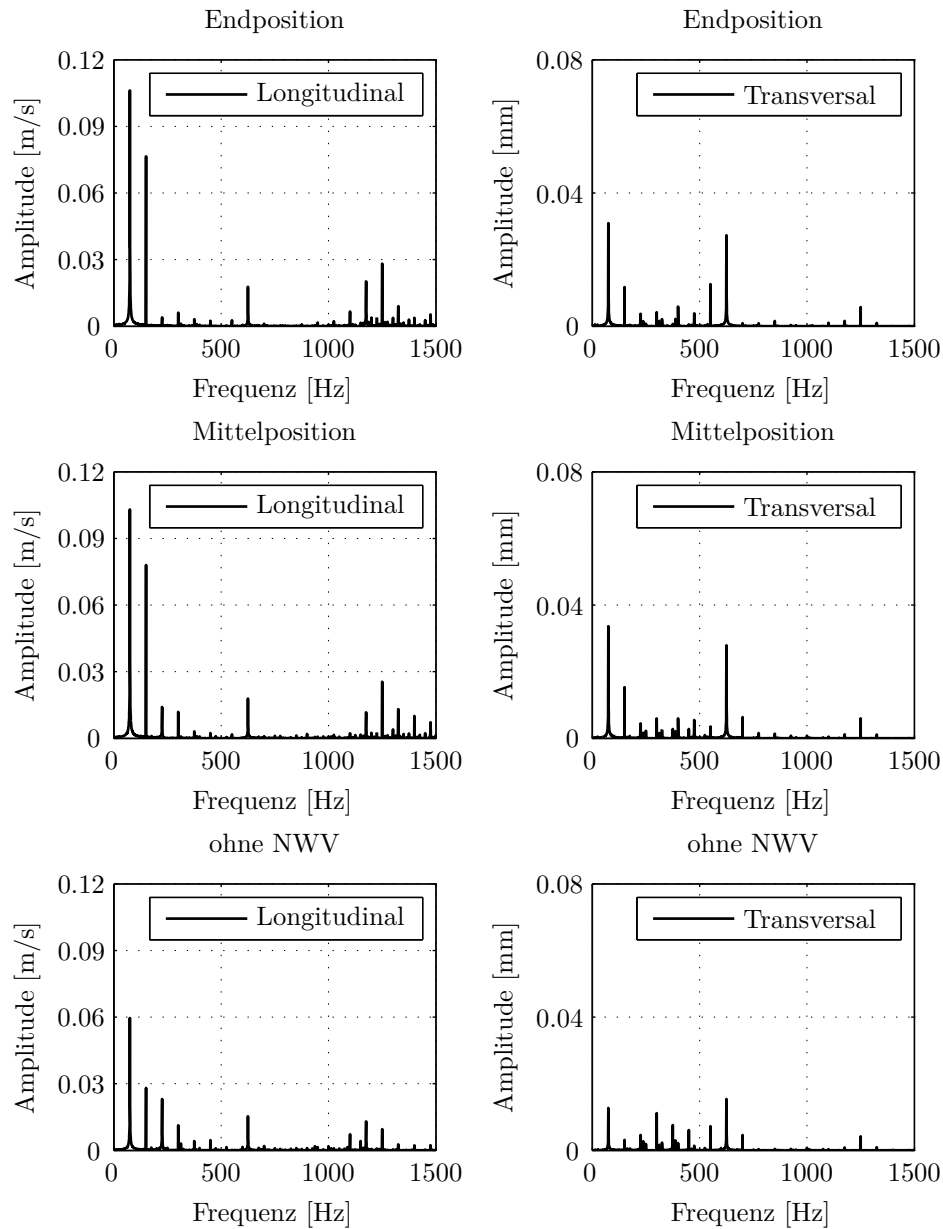


Bild 7.16: Longitudinal- und Transversalschwingungen des Kettentriebs am Ausgabeort 4 (Simulation)

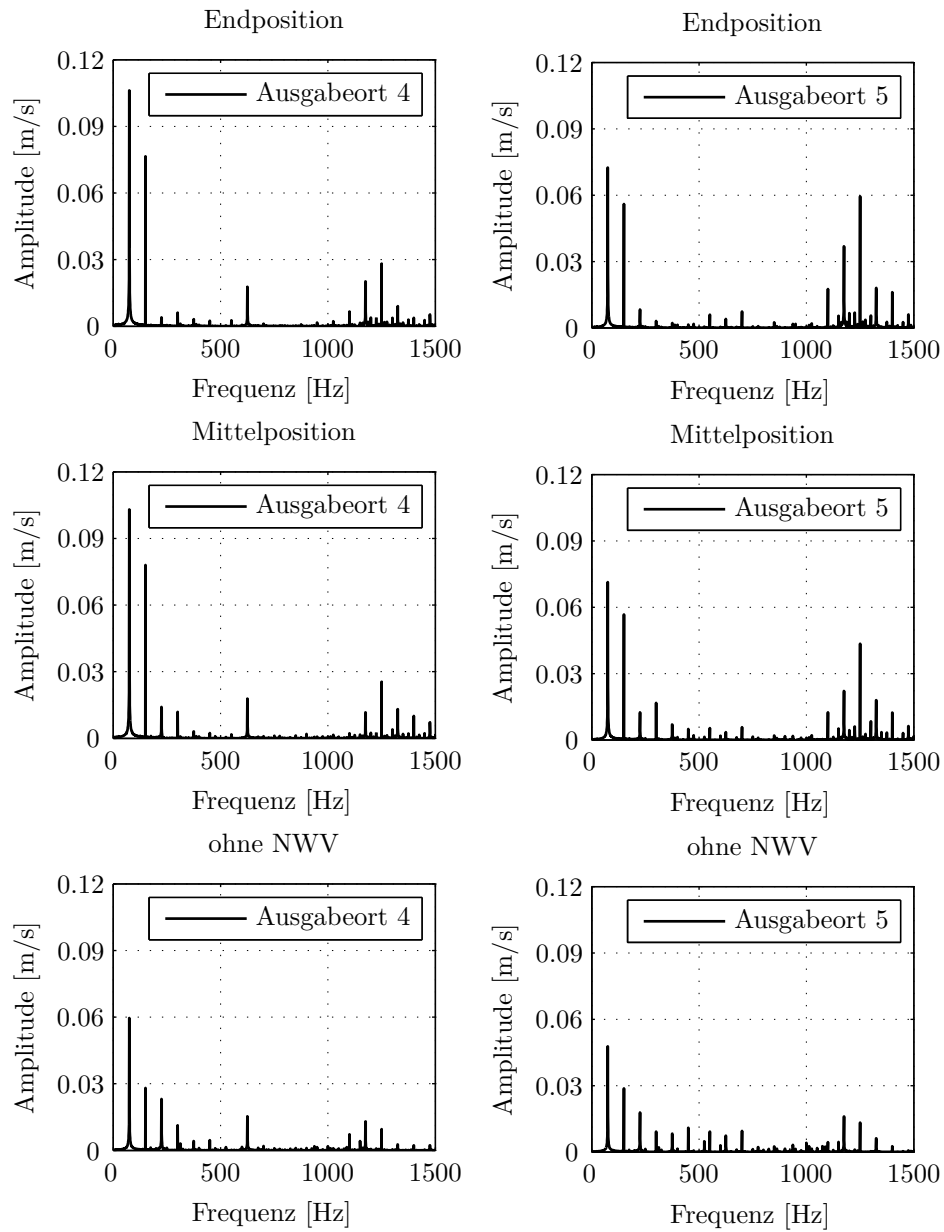


Bild 7.17: Vergleich der Longitudinalschwingungen des Kettentriebs am Ausgabeort 4 und 5 (Simulation)

lers. Eine Phasenverstellung erfolgt in den dargestellten Messergebnissen nur in der Auslassnockenwelle.

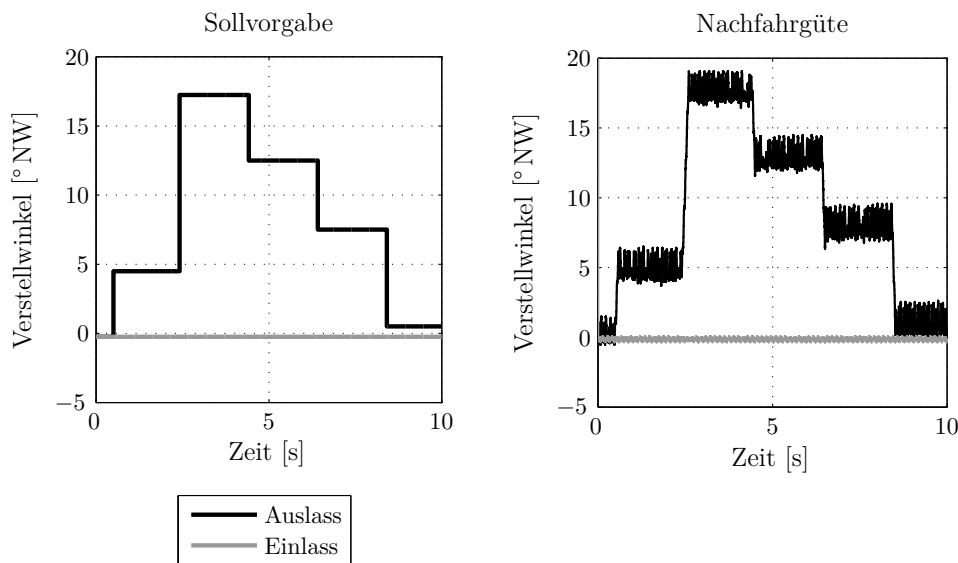


Bild 7.18: Sollvorgabe und Nachfahrgüte der Einlass- und Auslassnockenwellenversteller

7.3.1 Ölleitungssystem

Im geregelten System bewirkt der hydraulische Nockenwellenversteller mit seiner Schwenkmotorbauweise eine Art Pumpwirkung im Zuleitungssystem. Durch das ständige Schalten des 4/3-Wegeventils und die variable Druckbeaufschlagung der einzelnen Kammern unterliegt der Massenstrom im Ölleitungssystem Schwankungen. Besonders unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen Viskositätsänderung und mit der daraus resultierenden Steigerung des Massenstroms in den Ölkanälen wird verdeutlicht, welchen Einfluss hydraulische Nockenwellenversteller auf den Ölhaushalt des Motors haben können. Darüberhinaus ist die Bedeutung der Leitungsmodellierung in der Simulation ersichtlich, um den gesamten Betriebsbereich des Motors abdecken zu können. In Bild 7.19 ist die Pumpwirkung des Verstellers im Zuleitungssystem für geregelte Verstellerpositionen gemäß Bild 7.18 dargestellt.

Der Versorgungsdruck in der Zuleitung ist durch das fortwährende Nachregeln des Proportionalventils hohen Druckschwankungen und Stößen ausgesetzt, siehe Bild 7.20. Während der Positionsregelung treten große Schwingungen im Druckverlauf auf. Bei größeren Winkelsprüngen tritt, wie bereits mehrfach beschrieben, ein abruptes Einbrechen in der Versorgungsleitung ein. Im Gegensatz zu den Vollverstellungen aus Kapitel 7.1 und Kapitel 7.2 bilden sich hier Druckschwankungen von bis zu 10 bar aus.

Geregelte hydraulische Nockenwellenversteller verursachen somit im Leitungssystem hohe Rückwirkungen, die beispielsweise unter Verwendung von Rückschlagventilen

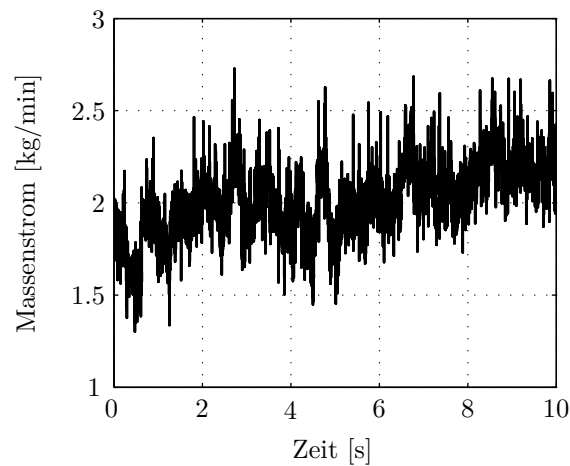


Bild 7.19: Pumpwirkung der hydraulischen Nockenwellenversteller in der Zuleitung bei Vorgabe der Regelpositionen gemäß Bild 7.18

verringert werden können. Aufgrund dieser starken Wechselwirkung ist es erforderlich, andere hydraulische Komponenten, die an das gleiche Speisesystem angeschlossen sind, hinsichtlich der Druckschwingungen aufeinander abzustimmen.

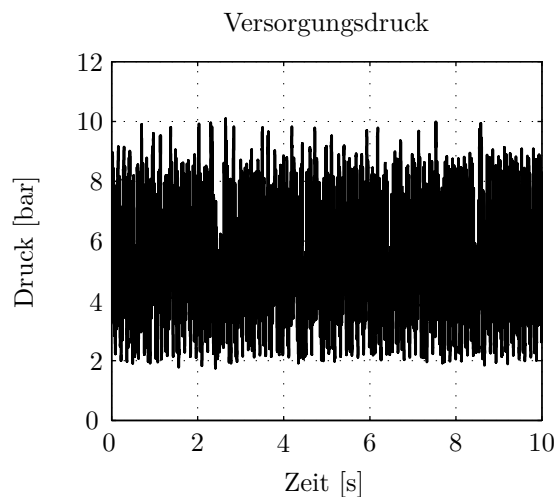


Bild 7.20: Rückwirkungen der Regelpositionen auf den Versorgungsdruck in der Zuleitung bei Vorgabe der Regelpositionen gemäß Bild 7.18

7.3.2 Hydraulischer Kettenspanner

Die Druckschwingungen im Leitungssystem setzen sich bis zur Niederdruckkammer des hydraulischen Kettenspanners fort. Auf die Kugel des Rückschlagventils wirken nun nicht mehr nahezu konstante, sondern stark veränderliche Versorgungsdrücke. Um die Befüllung der Hochdruckkammer und die Funktionssicherheit des Spannelements zu gewährleisten, muss das Rückschlagventil an diese Anforderungen angepasst werden. Im untersuchten Spannelement ist zur Sicherstellung des Betriebsverhaltens der Kolbenweg und somit die maximale Ausfahr- und Einfahrlänge durch

mechanische Arretierungen begrenzt. Bei Mangelbefüllung ist damit eine gewisse Vorspannung der Kette gewährleistet, so dass einem Aufklettern in den Kettenrädern vorgebeugt wird. Auf der anderen Seite wird durch die begrenzte Ausfahrlänge auch die Kolbenkraft auf die Spannschiene limitiert. Bild 7.21 zeigt das Verhalten des Kettenspanners bei geregelten Nockenwellenpositionen.

Die Niederdruckkammer zeigt, ebenso wie der Versorgungsdruck in der Zuleitung, neben den hohen Druckschwingungen während der Regelpositionen der Nockenwellenversteller bei großen Sprüngen ein Einbrechen des Speisedrucks. In der Simulation muss deshalb, wie bereits in Kapitel 6.2 ausführlich beschrieben wurde, insbesondere auf die Modellierung des Rückschlagventils besonderes Augenmerk gelegt werden. Sowohl die nicht-harmonische Anregung des Kolbens durch den Kettentrieb als auch der stark variierende Versorgungsdruck beeinflussen erheblich das Spannerverhalten. Bei großen Verstellwinkeln ist der Verstellvorgang sowohl im Kolbenweg als auch in der Kolbenkraft sichtbar. Durch das Einbrechen des Versorgungsdruckes fährt der Kolben durch die äußere Anregung der Spannschiene weiter ein, da die Hochdruckkammer über das Rückschlagventil weniger befüllt wird. Das untere Kraftniveau der Kolbenkontaktkraft sinkt dementsprechend, wobei ein Teil des hydraulischen Kraftverlustes durch die weiter zusammengedrückte mechanische Kolbenfeder kompensiert wird.

7.3.3 Nockenwellenversteller

Ein ähnliches Verhalten macht sich ebenfalls in den Kammerdrücken der Nockenwellenversteller bemerkbar. Bei der dargestellten Messung wird nur der Auslassnockenwellenversteller geregelt verstellt, so dass sich der Einlassnockenwellenversteller stets in seiner Endposition befindet. Während somit auf der Einlassseite eine Kammer stets mit dem angelegten Versorgungsdruck gespeist wird, bleibt die gegenläufige Kammer der anderen Rotorflanke unbeaufschlagt. Bei der Verstellung des Auslassverstellers wird zwar im Einlassversteller der Versorgungsdruck gehalten, doch treten dort ebenfalls als Rückwirkungen die Druckschwingungen auf, die durch die Schaltungen des Proportionalventils an der Auslassseite hervorgerufen werden.

Die Kammern des Auslassnockenwellenverstellers unterliegen hingegen direkt den Schaltstellung des Ventils, weshalb hier die Drücke dementsprechend auf Umgebungsdruck absinken, siehe Bild 7.22.

Besonders im geregelten System wird ersichtlich, dass durch den Einsatz hydraulischer Nockenwellenversteller der Ölhaushalt und die am Ölkreislauf angeschlossenen Komponenten erheblich beeinflusst werden. Möglichkeiten zur Vermeidung bzw. Verringerung der Auswirkungen der Phasenversteller liegen beispielsweise bei der Entkopplung der hydraulischen Komponenten oder dem Einsatz geregelter Motorölpumpen. Beide Lösungsansätze bringen aber den Nachteil, dass für den sicheren Betrieb zusätzliche Aggregate benötigt werden, was zu einer Kosten- und Gewichtszunahme führt.

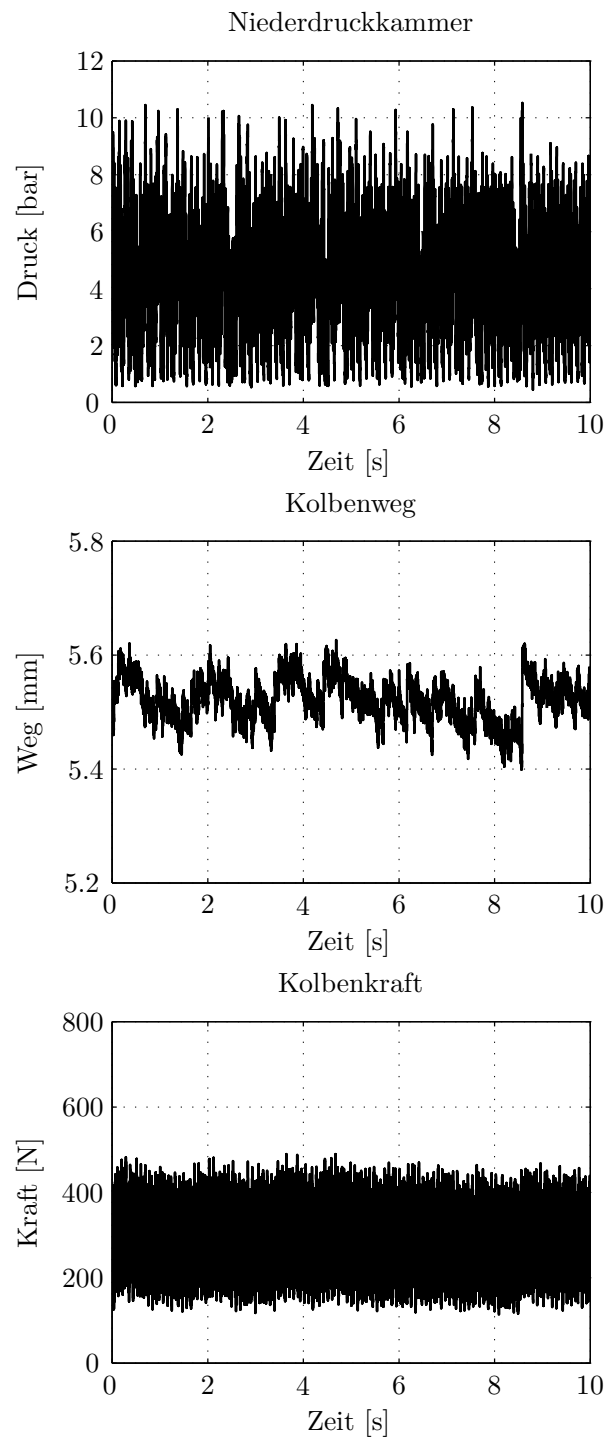


Bild 7.21: Kettenspannerverhalten bei geregelten Nockenwellenverstellern gemäß Bild 7.18

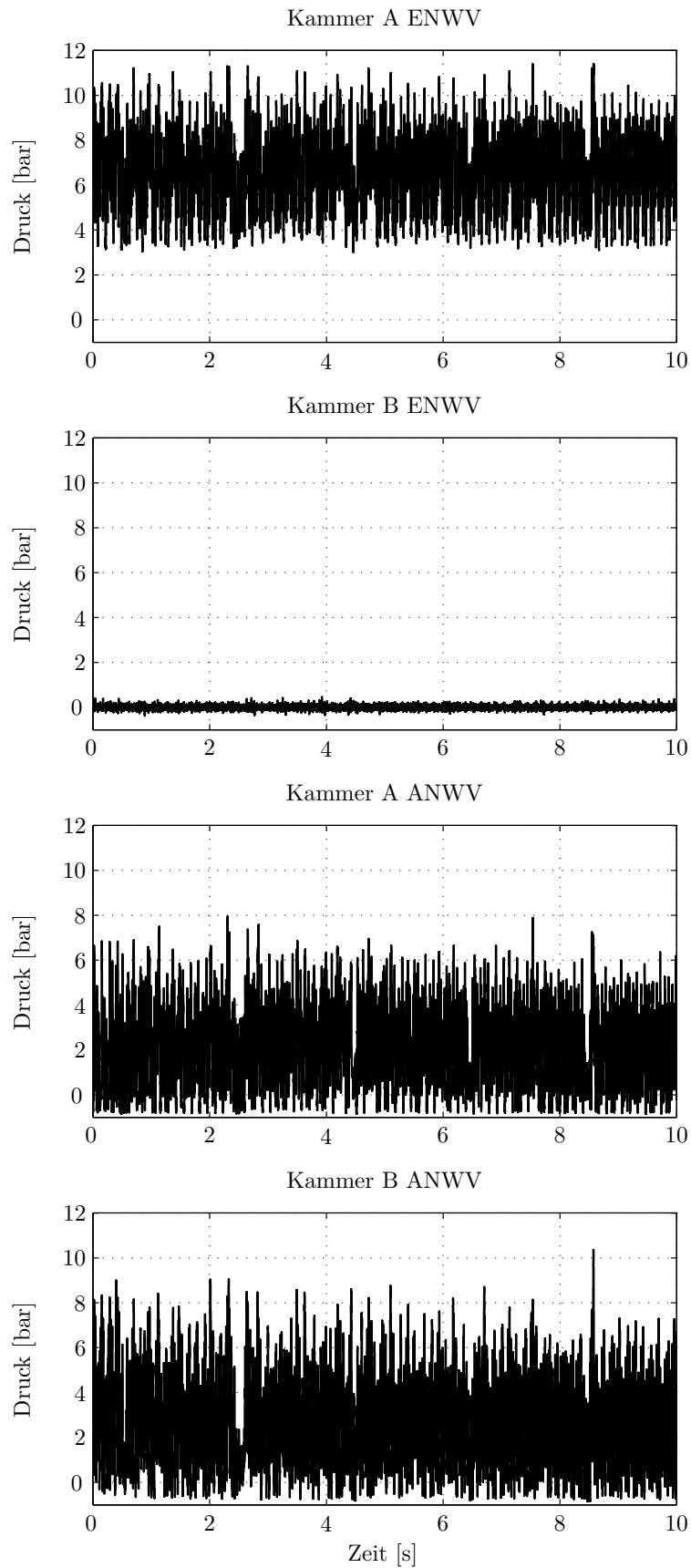


Bild 7.22: Kammerdrücke des Einlass- und Auslassnockenwellenverstellers bei geregelten Verstellpositionen gemäß Bild 7.18

8 Zusammenfassung

Auch in naher Zukunft wird die mechanische Ventilbetätigung durch Nockenwellen bei konventionellen 4-Takt-Motoren marktbeherrschend bleiben. Dabei halten durch steigende Anforderungen an Kraftstoffverbrauch und Emissionen variable bzw. vollvariable Ventiltriebe Einzug, die die Kundenbedürfnisse nach gesteigerter Motorleistung und die Einhaltung vorgegebener gesetzlicher Emissionsregelungen erfüllen. Der vormals rein mechanische Ventiltrieb wird komponentenweise durch elektronische, hydraulische, elektromechanische bzw. elektrohydraulische Systeme sukzessive erweitert. Eine der vielen Möglichkeiten zur Phasenverstellung der Nockenwelle bieten hydraulische Nockenwellenversteller, die bereits vielfach serienmäßig eingesetzt werden. Der positive Einfluss von Phasenverstellern auf den Motorbetrieb ist unumstritten, jedoch wurden bislang die direkten Interaktionen zwischen den Nockenwellenverstellern, dem Ventil- und Steuertrieb sowie den angekoppelten hydraulischen Komponenten wie Kettenspanner nicht detailliert untersucht.

Experimentelle Untersuchungen auf diesem Gebiet beschränken sich häufig auch aufgrund von Aufwandreduzierung nur auf leicht zugängliche Messtellen, die sich zudem in inertial ruhenden Systemen befinden. Bei rotierenden Systemen bedarf es zur Signalübertragung komplexer Telemetrielösungen oder Schleifringübertragern, weshalb auf diese kostenintensiven und aufwendigen Messungen in der Industrie häufig verzichtet wird. Die vorliegende Arbeit hat daher die üblichen Schwachstellen durch erweiterten Messumfang umgangen und vorangehende Arbeiten auf dem Gebiet der Steuer- und Ventiltriebsdynamik vervollständigt, indem gezielt die Wechselwirkungen der Ventil- und Steuertriebskomponenten untersucht wurden.

Durch die Entwicklung eines modularen Prüfstandsbaus wurde es ermöglicht, verschiedene Versuchsanordnungen zu realisieren, die eine Bestimmung der Effekte und Zuordnung zur Ursache erleichtern. Die Grenzen des Versuchsaufbaus wurden dabei so gewählt, dass anhand der Messergebnisse sinnvolle Simulationsmodelle aufgebaut und Abgleiche durchgeführt werden konnten. Die direkte Messung der Kammerdrücke in den Nockenwellenverstellern erforderte ein robustes System zur Signalübertragung, das selbst bei hohen Drehzahlen der Nockenwelle aussagekräftige Signale liefert. Dafür wurde ein kompaktes Modul entwickelt, in das bereits auf der rotierenden Welle Messverstärker integriert sind. Mit dieser Anordnung wurde störendes Messrauschen, das sich häufig bei Signalübertragungen mit Schleifringen bemerkbar macht, minimiert.

Die Dynamik der hydraulischen Nockenwellenversteller wurde detailliert anhand von Kammerdruckverläufen, Verstellwinkeln und Verstellzeiten diskutiert. Dabei wurde der Einfluss von verschiedenen Versorgungsdrücken und Öltemperaturen auf die

Verstellodynamik aufgezeigt, sowie die Rückwirkungen des Verstellvorgangs im Leitungssystem dargestellt. Besonders durch die Ansteuerung des 4/3-Wegeventils und dessen schlagartigen Schaltpositionswechsel werden Druckstöße im Leitungssystem induziert, die zwar durch Rückschlagventile minimiert werden, aber dennoch starke Amplituden ausbilden können.

Im unregulierten System konnten anhand verschiedener Messreihen die Wechselwirkungen zwischen Nockenwellenversteller und Ventiltrieb gezeigt werden. Die Wechselmomente der Nockenwelle werden direkt auf den Rotor des Nockenwellenverstellers übertragen und sind deutlich in den Kammerdrücken sichtbar. Sogar kleine Drehungleichförmigkeiten der Nockenwelle, die im Bereich von 0.5 bis 1 Nm liegen, lassen sich aus den Kammerdruckverläufen erkennen, was in einer direkten Gegenüberstellung von Kammerdrücken und Drehmomentverläufen gezeigt wurde. Die Messungen haben zudem gezeigt, dass ein steigender Versorgungsdruck eine Dämpfung der Schwingung der Nockenwelle bewirkt.

Die Kopplung des hydraulischen Kettenspanners an den gleichen Ölkreislauf wie die Nockenwellenversteller und an die Steuerkette, die wiederum die Kettenräder der Nockenwellenversteller antreibt, bewirkt eine gegenseitige Beeinflussung der Systemkomponenten. Die dynamische Untersuchung des hydraulischen Spannelements auf einem separaten Komponentenprüfstand ermöglichte den Abgleich des Simulationsmodells in HYSIM, das zur Gesamtsteuertriebssimulation verwendet wurde. Dabei wurden insbesondere sensitive Parameter wie Kolbeninitialvolumen, Leckagespalttolerenzen, Luftgehalt im Öl und Kolbenexzentrizität in Hinblick auf die Grenzen von Komponentenuntersuchungen und Einbindung in die Steuertriebssimulation ausführlich diskutiert. Verschiedene Methoden der Modellierung von Rückschlagventilen wurden präsentiert, wobei gezeigt wurde, welche signifikante Verbesserungen durch CFD-basierte Modelle erzielt werden können.

Bei der Untersuchung des Gesamtsystems mit Ventil- und Steuertrieb konnten die Wechselwirkungen der Nockenwellenversteller untereinander sowie mit dem hydraulischen Kettenspanner aufgezeigt werden. Das Einbrechen des Versorgungsdrucks im Leitungssystem bei der Initiierung des Verstellvorgangs ruft eine niedrigere Befüllung der Hochdruckkammer des Kettenspanners hervor, so dass der Kettenspannerkolben weiter einfahren kann und somit die Spannschienenposition verändert wird. Eine Abstimmung der am gleichen Ölkreislauf der Nockenwellenversteller angeschlossenen Komponenten ist somit unabdingbar.

Die Sensitivität des Leitungssystems wurde ebenfalls dadurch verdeutlicht, dass Interaktionen der Nockenwellenversteller untereinander analysiert wurden. Wird beispielsweise nur ein Versteller betätigt, so ist dies ebenfalls in den Kammerdrücken des nicht betätigten Verstellers sichtbar. Besonders für die Simulation bedeutet dies, dass ein hoher Detaillierungsgrad für das Ölsystem angewendet werden muss, um diese Rückwirkungen darstellen zu können. Zu diesem Zweck wurde das 4/3-Wegeventil und ein Teil des Leitungssystems mittels CFD-Rechnungen untersucht und Kennfelder erstellt, die in die Simulation eingebunden werden können.

Die Regelung von Mittelpositionen der Nockenwellenversteller mittels PID-Reglern bewirkt eine starke Erhöhung der Amplituden der Druckstöße und Schwingungen im

Leitungssystem. Insbesondere bei Sprüngen der Phasenversteller zeigen sich wieder das starke Einbrechen in der Versorgungsleitung und die Auswirkungen auf den hydraulischen Kettenspanner. Während sich beim unregelmäßigen System Druckschwingungen im Bereich von 3 bis 5 bar ergeben, bilden sich mit Regelung Amplituden über 10 bar aus, wobei der Druck bis auf Umgebungsdruck absinken kann.

Die Arbeit wurde durch die Darstellung von Simulationsergebnissen komplettiert, in denen der Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller auf den Ventil- und Steuertrieb gezeigt wurde. Hierbei wurde der gleiche Trieb mit und ohne Nockenwellenversteller modelliert, wobei eine zusätzliche Unterscheidung in der Endposition und Mittelposition der Nockenwellenversteller stattfand. Anhand der Analyse der Transversal- und Longitudinalschwingungen der Kette sowie der Beschleunigungen an der Nockenwelle wurde gezeigt, dass zwar durch den Einsatz von Nockenwellenverstellern die Amplituden in den ersten Nockenwellenordnungen steigen, hochfrequente Schwingungen aber aus dem System gedämpft werden. Aus der detaillierten Betrachtung der Polygonfrequenz lässt sich ebenfalls eine Amplitudenreduzierung durch die Nockenwellenversteller folgern. Dies zeigt den positiven Effekt von Nockenwellenverstellern auf die Akustik von Kettentrieben.

Anhand dieser umfangreichen Messungen und Analysen können derzeit am Lehrstuhl für Angewandte Mechanik die Steuer- und Ventiltriebssimulation weiterentwickelt und parametrisierte Modelle von Nockenwellenverstellern und weiteren Hydraulikkomponenten erstellt werden, deren Fokus nicht nur auf den mechanischen Interaktionen sondern auch auf den hydraulischen Wechselwirkungen liegt.

A Anhang

A.1 Sensor- und Leistungsdaten Nockenwellenverstellerprüfstand

Tabelle A.1: Ausgewählte Leistungsdaten des Elektromotors

Leistungsdaten Elektromotor			
Nennzahl	3000	5200	6000 ¹ / _{min}
Nennleistung	30	52	52 kW
Nennspannung	220	380	380 V
Nennstrom	94	94	94 A
Motorfrequenz	51	88	102 Hz
cos φ	0.91	0.91	0.91

Tabelle A.2: Ausgewählte Leistungsdaten des Miniverter D 73/380 von AEG

Leistungsdaten Miniverter	
Nennleistung	73 kVA
Nennstrom	111 A
Verlustleistung	2.05 kW

Tabelle A.3: Ausgewählte Sensordaten des Subminiatur-Kraftaufnehmers Typ XFC-200R-ET2 von DISYNET

Sensordaten Kraftaufnehmer	
Messbereich	1 kN
Überlastbarkeit	200 %
Bruchlast	300 %
Speisung	10 VDC
Sensitivität nom.	10 mV/V
Betriebstemperaturbereich	-40 bis +100°C
Krafteinleitungskopf	abgerundet
Außendurchmesser	10 mm

Tabelle A.4: Ausgewählte Sensordaten des Druckaufnehmers Typ K-P8AP von HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK GMBH

Sensordaten Druckaufnehmer	
Genauigkeitsklasse	0.3
Messbereich	20 bar
Überlastgrenze	175 %
Speisung	5 VDC
Betriebstemperaturbereich	-40 bis +140°C
Druckanschluss	G1/4 Außengewinde

Tabelle A.5: Ausgewählte Daten der Schleifringübertrager Typ SR20M von MICHIGAN SCIENTIFIC CORPORATION

Leistungsdaten Schleifringübertrager	
Anzahl Bahnen	20
max. Stromfluss je Kanal	500 mA
max. Drehzahl	4000 1/min
Betriebstemperaturbereich	-40 bis +120°C
Gewicht	ca. 200 g
axiale Bauhöhe	61 mm

Tabelle A.6: Ausgewählte Daten des DMS-Verstärker Typ AMP-SG1-M1 von MICHIGAN SCIENTIFIC CORPORATION

Leistungsdaten DMS-Verstärker	
Brückenspannung	± 5 V
Ausgang	± 10 V
Betriebstemperaturbereich	-40 bis +125°C
Speisung	± 15 VDC

Tabelle A.7: Ausgewählte Sensordaten des Massenstromsensors RHM04 von RHEONIK MESSGERÄTE GMBH

Sensordaten Coriolis Massenstromsensor	
max. zulässiger Betriebsdruck	150 bar
Nominaldurchfluss	10 kg/min
Betriebstemperaturbereich	-20 bis +120°C
Konstruktionstyp	parallele Messrohranordnung

Tabelle A.8: Ausgewählte Sensordaten des Messgeräts CGS von FLUCON FLUID CONTROL GMBH

Sensordaten Gasgehaltsmessgerät	
Messbereich Gasgehalt	0 bis 100 %
Reproduzierbarkeit	± 0.1 %
Temperaturmessung	PT100, $\pm 0.1^\circ\text{C}$
Messzeit	≤ 1 s
Druckaufnehmer Betriebsdruck	0 bis 10 bar

Tabelle A.9: Ausgewählte Daten der Temperiereinheit JULABO MC4

Leistungsdaten Temperiereinheit	
Füllmenge	3 bis 4.5 l
Temperaturbereich	25 bis 200°C
Temperaturkonstanz	± 0.01 K
Heizleistung	2000 W

Tabelle A.10: Ausgewählte Sensordaten der inkrementalen Drehgeber von HEIDENHAIN

Sensordaten Drehgeber	ERN 120	ERN 1020
Strichzahlen	1024	1024
Welle	durchgehende Hohlwelle	einseitig offene Hohlwelle
Inkrementalsignale	TTL	TTL
Lagerung	Eigenlagerung	Eigenlagerung
Spannungsversorgung	$5\text{ V} \pm 10\%$	$5\text{ V} \pm 10\%$

Tabelle A.11: Ausgewählte Sensordaten der Drucksensoren Typ XPM4-20bar-ET3 von DISYNET GMBH

Sensordaten Druckaufnehmer	
Messbereich	20 bar
Überlastbarkeit	200 %
Typ	gekapselt
Speisung	10 VDC
Sensitivität nom.	10 mV/V
komp. Temperaturbereich	-40 bis $+150^\circ\text{C}$
Gewinde	M4 x 0.7

Tabelle A.12: Ausgewählte Sensordaten der Drucksensoren Typ XPM4-100bar-ET3 von DISYNET GMBH

Sensordaten Druckaufnehmer	
Messbereich	100 bar
Überlastbarkeit	200 %
Typ	gekapselt
Speisung	10 VDC
Sensitivität nom.	10 mV/V
komp. Temperaturbereich	-40 bis +150°C
Gewinde	M4 x 0.7

Tabelle A.13: Ausgewählte Leistungsdaten des Hydraulikaggregats von ISAR HYDRAULIK GMBH

Leistungsdaten Hydraulikaggregat	
Volumenstrom	22 l/min
max. Druck	10 bar
Leistung	7.5 kW
Versorgungsspannung	380 V
Drehzahl	1440 1/min

Tabelle A.14: Ausgewählte Sensordaten des Wegsensors Typ S6 von MICRO-EPSILON MESSTECHNIK

Sensordaten Wegsensor	
Messbereich	6 mm
Grundabstand	0.6 mm
Linearität	$\leq \pm 0.25 d.M.$

Tabelle A.15: Ausgewählte Sensordaten des Magnetfeldsensors Typ GCIOK.0411200 von BAUMER IVO GMBH & Co. KG

Sensordaten Magnetfeldsensor	
max. Arbeitsabstand	0.5 mm
Genauigkeit	$\pm 0.5^\circ$
Interpolation	16-fach
Betriebsspannungsbereich	5 VDC \pm 5 %

A.2 Sensor- und Leistungsdaten Kettenspannerprüfstand

Tabelle A.16: Ausgewählte Leistungsdaten des Elektromotors Typ SDM von ABB

Leistungsdaten Elektromotor	
Nennspannung	330 V
Nenndrehmoment	14.6 Nm
Nenndrehzahl	3000 1/min
Nennstrom	9.9 A
Moment	19.0 Nm

Tabelle A.17: Ausgewählte Sensordaten des Wegsensors Typ S2 von MICRO-EPSILON

Sensordaten Wegsensor	
Messbereich	2 mm
Grundabstand	0.2 mm
Linearität	$\leq 4 \mu\text{m}$
Statische Auflösung	$\leq 0.2 \mu\text{m}$
Dynamische Auflösung	$\leq 4 \mu\text{m}$
Grenzfrequenz	100 kHz

Tabelle A.18: Ausgewählte Sensordaten der Druckaufnehmer Typ XPM4 von DISYNET GMBH

Sensordaten Druckaufnehmer	Sensor 1	Sensor 2
Messbereich	20 bar	100 bar
Überlastbarkeit	200 % v.B.	200 % v.B.
Typ	absolut	absolut
Speisung	10 VDC	10 VDC
Sensitivität nom.	10 mV/v	10 mV/v
Gewinde	M4x0.7	M4x0.7
komp. Temperaturbereich	-40 bis 150 °C	0 bis 60 °C

Tabelle A.19: Ausgewählte Sensordaten des Kraftaufnehmers von HBM

Sensordaten Kraftaufnehmer	
Genauigkeitsklasse	1
Nennlast	2 kN
Kennwertbereich	0.7 bis 1.3 mV/V
Kennwerttoleranz bei Zug	$\leq \pm 0.5 \%$
Kennwerttoleranz bei Druck	$\leq \pm 3 \%$
Zusammengesetzte Fehler	$\leq \pm 1 \%$
Referenzspeisespannung	5 V

Literatur

- [1] *Kfz-Steuer für Personenkraftwagen*. www.bundesfinanzministerium.de.
Version: 2009
- [2] ADEMES, N. ; LANG, O. ; LAUER, S. ; SALBER, W. ; JENÉ, H.: Ventiltriebsvariabilitäten für moderne Ottomotoren. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 66 (12) (2005)
- [3] BACKÉ, W. ; MURRENHOF, H.: *Grundlagen der Ölhydraulik*. RWTH Aachen, 1994 (Vorlesungsumdruck des IFAS)
- [4] BAKAJ, F.: *Rechnerische Simulation des dynamischen Verhaltens eines OHC-Schlepphebeltriebs mit hydraulischem Ventilspielausgleich*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1988
- [5] BANDEL, W. ; FRAIDL, K. ; FRIEDL, H. ; KAPUS, E.: Mehrwertorientierte Techniken für ottomotorische Antriebssysteme. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 67 (2) (2006)
- [6] BELMER, S. ; FINK, Th. ; LORENZ, I. ; NEUKIRCHNER, H.: Steuertriebe für Verbrennungsmotoren- Konzeption, Auslegung und Basiskonstruktion. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 66 (6) (2005)
- [7] BENSINGER, W.-D. ; KOLLMANN, K. (Hrsg.): *Die Steuerung des Gaswechsels in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren*. Berlin : Springer, 1968
- [8] BOHAN, M.F.J. ; FOX, I.J. ; CLAYPOLE, T.C. ; GETHIN, D.T.: Numerical Modelling of Elastohydrodynamic Lubrication in Soft Contacts using non-Newtonian Fluids. In: *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* Vol. 12 (2002), Nr. 4, S. 494–511
- [9] BORCHSENIUS, F.: *Simulation ölhydraulischer Systeme*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2003
- [10] BRANDS, C.: Dynamische Ventilbelastung, Rechnergestützte Simulation der Dynamik und der Beanspruchung des Ventiltriebs. In: *Berichtsheft FVV Informationstagung* Bd. 661, 1998
- [11] BREMENT, R.L. ; POROT, P.A. ; MONCHAUX, E.A. ; CAILLIEZ, J.M.: *The SMAC, Under Pressure Oil Aeration Measurement System in Running Engines*. SAE Technical Paper 2000-01-1818, 2000
- [12] BREMER, H.: *Dynamik und Regelung mechanischer Systeme*. Stuttgart : Teubner-Verlag, 1988
- [13] BRÜSTLE, C. ; SCHWARZENTHAL, D.: *Variocam Plus- A Highlight of the Porsche 911 Turbo Engine*. SAE Technical Paper 2001-01-0245, 2001
- [14] BUNDESVERWALTUNGSGERICHT: *Az: BVerwG 7 C 36.07*.
www.bundesverwaltungsgericht.de

- [15] CHURCHILL, S.: Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. In: *Chemical Engineering* 84, Nr. 24 (1977)
- [16] DENGER, D. ; MISCHKER, K.: Die elektrohydraulische Ventilsteuerung. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 65 (12) (2004)
- [17] DEUTSCHE CASTROL VERTRIEBSGESELLSCHAFT MBH: *Castrol Longlife 2 Topup-Technisches Datenblatt*. 2009
- [18] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *DIN 51563 Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen: Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens*. Beuth Verlag GmbH, 1976
- [19] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *DIN 51757 Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen; Bestimmung der Dichte*. Beuth Verlag GmbH, 1994
- [20] EBEL, B. ; METZNER, F.Th.: Die neuen V-Motoren von Volkswagen mit Doppelnockenwellenverstellung. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 61 (12) (2000)
- [21] EGGERATH, G. ; GEIGER, U. ; HAAS, M. ; VON SCHIMONSKY, Lothar: Schaltbare Ventiltriebskomponenten- Lösungen für die Zukunft. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 66 (7/8) (2005)
- [22] ELDER, R. ; TOURLIDAKIS, A. ; YATES, M.: *Advances of CFD in Fluid Machinery Design*. New York, London, Sydney, Toronto : John Wiley & Sons Inc., 2003
- [23] ENGELHARDT, T.: *Dynamik von Steuer- und Ventiltrieben*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2007 (Fortschritt-Berichte VDI Nr. 656)
- [24] ENGELHARDT, T. ; HÖSL, A. ; LEBRECHT, W. ; ULBRICH, H. ; PFEIFFER, F.: Simulation of Timing Chain Drives using KetSim. In: *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division Technical Conference*. Long Beach, 2004
- [25] FALKOWSKI, A. ; MCELWEE, M. ; BONNE, M.: *Design and Development of the DaimlerChrysler 5.7 HEMI Engine Multidisplacement Cylinder Deactivation System*. SAE Technical Paper 2004-01-2106, 2004
- [26] FINDEISEN, D.: *Ölhydraulik- Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. Springer Verlag, 1994
- [27] FINK, Th. ; FRITZ, P.: Berechnungsverfahren zur Ermittlung der dynamischen Effekte in Kettentrieben. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 60 (1999)
- [28] FINK, Th. ; HIRSCHMANN, V.: Kettentriebe für den Einsatz in modernen Verbrennungsmotoren. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 62 (10) (2001)
- [29] FLENKER, Ch. ; UPHOFF, U.: Effiziente Modellierung von Ventildedern mit der MKS Ventiltriebsberechnung. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 66 (12) (2005)
- [30] FLIERL, R. ; HANNIBAL, W. ; GOLLASCH, D. ; KNECHT, A.: *Improvements to a Four Cylinder Gasoline Engine Through the Fully Variable Valve Lift and Timing System UniValve*. SAE Technical Paper 2006-01-0223, 2006

- [31] FLIERL, R. ; KAIRIES, D.: *Vergleich von vollvariablen mechanischen und elektromechanischen Ventiltrieben- Entwicklung und Auslegung*. 3. Fachtagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren- AUTOREG, Heidelberg, 2006
- [32] FÖRG, M.: *Mehrkörpersysteme mit mengenwertigen Kraftgesetzen - Theorie und Numerik*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2007 (Fortschritt-Berichte VDI Nr. 20)
- [33] FRIEDRICH, M.: *Entwicklung einer Software zur Cosimulation mechanischer Systeme*, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, TU München, Diplomarbeit, 2004
- [34] FRITZ, P.: *Dynamik schnelllaufender Kettentriebe*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1997 (Reihe 11 Nr. 253)
- [35] GERINGER, B.: *Theoretische und praktische Entwicklung einer variablen Ventilsteuerung auf elektronisch-hydraulischer Basis*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1986
- [36] GLOCKER, C.: *Dynamik von Starrkörpersystemen mit Reibung und Stößen*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1995 (Fortschrittberichte VDI, Reihe 9 Nr. 182)
- [37] GROLLIUS, H.W.: *Grundlagen der Hydraulik*. Carl Hanser Verlag, 2006
- [38] HANNIBAL, W. ; KNECHT, A. ; STEPHAN, W.: *Nockenwellenverstellungen für Ottomotoren*. Landsberg/Lech : Verlag Moderne Industrie, 2002
- [39] HATCH, C.T. ; PISANO, A.P.: Modeling, Simulation and Modal Analysis of a Hydraulic Valve Lifter with Oil Compressibility Effects. In: *Transactions of the ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design* Bd. 113, 1991, S. 46–54
- [40] HEIDUK, Th.: *Methoden zur Analyse von Schwingungen und dynamischen Kräften in Steuerungsantrieben von Verbrennungsmotoren*, RWTH Aachen, Dissertation, 1995
- [41] HIPPMANN, G. ; ARNOLD, M. ; SCHITTENHELM, M.: *Efficient Simulation of Bush and Roller Chain Drives*. Multibody Dynamics 2005, ECCOMAS Thematic Conference, 2005
- [42] HÖSL, A.: *Dynamiksimulation von Steuerkettentrieben*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2006 (Fortschritt-Berichte VDI Nr. 618)
- [43] HÖSL, A. ; PFEIFFER, F.: Entwicklung eines Kettenspannerbaukastens. In: *Berichtsheft FVV Informationstagung* Bd. 523, 2003, S. 333–358
- [44] HUBER, R. ; ULBRICH, H.: Simulation of a valve train using non-smooth mechanic. In: *SAE Int. J. Engines* 1 (2008), S. 208–217
- [45] IDELCHICK, I.E.: *Handbook of hydraulic resistance*. Mumbai : Jaico Publishing House, 2003
- [46] ISERMANN, R.: *Mechatronic Systems: Fundamentals*. Springer-Verlag, 2005
- [47] ISO- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION: *ISO 4411: Hydraulic fluid power; Valves; Determination of pressure differential/ flow characteristics*. 1986
- [48] KELL, Th.: *Experimentelle Schwingungsuntersuchungen an Kettentrieben*, TU München, Dissertation, 1999

- [49] KÖHLER, E.: *Verbrennungsmotoren*. Vieweg, 2002
- [50] KLAUS, B. ; DREXLER, G. ; EDER, T. ; EISENKÖBL, M. ; LUTTERMANN, M. C. a. C. and Schleusener S. C. and Schleusener: Weiterentwicklung der vollvariablen Ventilsteuerung BMW-Valvetronic. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005)
- [51] KLEPPMANN, W.: *Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*. 3.Auflage. München : Carl Hanser Verlag, 2003
- [52] KNECHT, A. ; POHL, D. ; HANNIBAL, W.: „Vane-Cam“ Nockenwellenversteller mit neuen Funktionalitäten. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 68 (1) (2007)
- [53] KNECHT, A. ; STEPHAN, W. ; HANNIBAL, W.: „VaneCAM“ Nockenwellenversteller der dritten Generation. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 63 (4) (2002)
- [54] KNOLL, G. ; BRANDS, C. ; SCHÖNEN, R.: Elastohydrodynamische Kopplung von Nockenwelle und Lagerung unter Berücksichtigung der Ventiltriebsanregung. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 64 (2003)
- [55] KOIVULA, T.: On Cavitation in Fluid Power. In: *Proceedings of 1st FPNI-PhD Symposium, Hamburg, 2000*, S. pp. 371–382
- [56] KORCEK, S. ; SORAB, J. ; JOHNSON, M.D. ; JENSEN, R.K.: Automotive lubricants for the next millenium. In: *Industrial Lubrication and Tribology* Volume 52 (2000), Nr. 5, S. 209–220
- [57] KORSE, T. ; SOPOUCH, M.: Eine neue Steuerkette ohne Polygoneffekt. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 65 (5) (2004)
- [58] KRÜGER, K. ; SCHNEIDER, M. ; ULBRICH, H.: Nockenwellenversteller. In: *Berichtsheft FVV Informationstagung* Bd. R545-2009, 2009
- [59] KRÜGER, K. ; ENGELHARDT, T. ; GINZINGER, L. ; ULBRICH, H.: *Dynamical Analysis of Hydraulic Chain Tensioners- Experiment and Simulation*. SAE Technical Paper 2007-01-1461, 2007
- [60] KRÜGER, K. ; GINZINGER, L. ; ULBRICH, H.: *Influences of Leakage Gap Variations on the Dynamics of Hydraulic Chain Tensioners- Experiment and Simulation*. SAE Technical Paper 2008-01-0294, 2008
- [61] LACH, R.: *Dynamisches Betriebsverhalten von Steuerkettentrieben in Verbrennungsmotoren*, RWTH Aachen, Dissertation, 1999
- [62] LÖHNER, R.: *Applied CFD Techniques. An Introduction Based on Finite Element Methods*. New York, London, Sydney, Toronto : John Wiley & Sons Inc., 2001
- [63] LICHTI, Th.H.: *Design of a Continuously Variable Cam Phasing (CVCP) System for Emissions, Fuel Economy, and Power Improvement*. SAE Technical Paper 982960, 1998
- [64] MAAS, G. ; SCHMIDT, D. ; SPEIL, W.: *Performance of Hydraulic Lash Adjusters With Regard to Valve Train Noise at Cold Starts and Short Term Start*. SAE Technical Paper 900451, 1990
- [65] MAEKAWA, K. ; OHSAWA, N. ; AKASAKA, A.: *Development of a Valve Timing Control System*. SAE Technical Paper 890680, 1989

- [66] MATTHIES, H.-J. ; RENIUS, K. T.: *Einführung in die Ölhydraulik*. B.G. Teubner Verlag, 2006
- [67] MEWS, H. ; BREHLER, H. ; MASS, G. ; SEIFFERT, J. ; LEHMANN, J.: Dynamische Simulation von Ventiltrieben mit hydraulischem Spielausgleich. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 55 (3) (1994)
- [68] MIAN, A.: Lubricating automotive engines. In: *Industrial Lubrication and Tribology* Volume 51 (1999), Nr. 2, S. 62–68
- [69] MIANZO, L. ; PENG, H.: Modeling and Control of a Variable Valve Timing Engine. In: *Proceedings of the American Control Conference* Chicago, Illinois, 2000
- [70] MONTGOMERY, D.C.: *Design and Analysis of Experiments*. 5th edition. New York : John Wiley & Sons Inc., 2001
- [71] MORIYA, Y. ; WATANABE, A. ; UDA, H. ; KAWAMURA, H. ; YOSHIOKA, M.: *A Newly Developed Intelligent Variable Valve Timing System- Continuously Controlled Cam Phasing as Applied to a New 3 Liter Inline 6 Engine*. SAE Technical Paper 960579, 1996
- [72] NEUBAUER, D. ; PFÜTZENREUTER, L.: EVCP- Ein neues Verständnis für Nockenwellenversteller. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 66 (1) (2005)
- [73] NICOLA, Andreas ; LEHRSTUHL FÜR MASCHINENELEMENTE UND GETRIEBE-TECHNIK (Hrsg.): *Versuchsgestützte Dynamiksimulation hydraulisch gespannter Kettentriebe unter Drehungleichförmigkeiten*. Bd. 04/2008. Technische Universität Kaiserslautern, 2008
- [74] PFEIFFER, F.: *Einführung in die Dynamik*. B.G. Teubner Taschenbücher, 1992
- [75] PFEIFFER, F.: *Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics*. Bd. 40: *Mechanical System Dynamics*. Berlin : Springer, 2008
- [76] PFEIFFER, F. ; GLOCKER, Ch.: *Multibody Dynamics with Unilateral Contacts*. New York : John Wiley Inc., 1996
- [77] PFEIFFER, J. ; KULPA, M. J. ; SIMPSON, K. ; REED, D. ; YOO, J.-H.: *A Verification Study for Cam Phaser Position Control using Robust Engineering Techniques*. SAE Technical Paper 2001-01-0777, 2001
- [78] PHILIPS, P.J. ; FREUDENSTEIN, F.: *An Efficient Model for Valve Train and Spring Dynamics*. SAE Technical Paper 890619, 1989
- [79] PISCHINGER, S. ; SALBER, W. ; DILTHEY, J. ; ADOMEIT, Ph. ; GRÜNEFELD, M. G. a. G. and Brochhaus B. G. and Brochhaus: Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler Ventilsteuerung. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 62 (11) (2001)
- [80] POHL, D. ; KNECHT, A. ; ISENBERG, K.-H.: *Leichtbaulösungen für Nockenwellenversteller*. www.hydraulik-ring.com
- [81] POROT, P. ; TRAPY, J.: *A Numerical and Experimental Study of the Effect of Aeration of Oil on Valve Trains Equipped with Hydraulic Lash Adjusters*. SAE Technical Paper 930997, 1993
- [82] POST, J. ; BORCHSENIUS, F. ; PFEIFFER, F.: *Simulation von Kettentrieben*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1999 (VDI-Berichte Nr. 1467)

- [83] RÖHRLE, M.D.: Die Nockenwelle im Wandel der Zeit. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 63 (3) (2002)
- [84] SALBER, W. ; KEMPER, H. ; VAN DER STAAY, F. ; ESCH, Th.: Der elektromechanische Ventiltrieb- Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte Teil 1. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 61 (12) (2000)
- [85] SALBER, W. ; KEMPER, H. ; VAN DER STAAY, F. ; ESCH, Th.: Der elektromechanische Ventiltrieb- Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte Teil 2. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 62 (1) (2001)
- [86] SAUER, B. ; NICOLA, A. ; FLIERL, R. ; WEISKE, S.: Eigenschaften von Steuerkettentrieben- Integration von Versuch und Dynamiksimulation. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 68 (12) (2007)
- [87] SCHAFFNER, Th. ; SOPOUCH, M. ; HELLINGER, W. ; OVARI, T. ; PRIEBSCHE, H. H.: Numerische Simulation des Einflusses verschiedener Spannelemente auf die Körperschallanregung durch Steuerkettentriebe. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 64 (7/8) (2003)
- [88] SCHNEIDER, M. ; KRÜGER, K. ; ULBRICH, H.: *Experiments and Simulation of Hydraulic Cam Phasing Systems*. SAE Technical Paper 2008-01-1357, 2008
- [89] SCHOMMERS, J. ; KLEINECKE, U. ; MIROLL, J. ; WIRTH, A.: Der neue Mercedes-Benz Zwölfzylindermotor mit Zylinderabschaltung, Teil 2. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 61 (200)
- [90] SINGH, A.K. ; MUKHERJEE, P.S. ; MISHRA, N.M.: Interrelationship among viscosity, temperature and age of lubricant. In: *Industrial Lubrication and Tribology* Volume 58 (2006), Nr. 1, S. 50–55
- [91] SINNAMON, J.F.: *Co-Simulation Analysis of Transient Response and Control for Engines with Variable Valvetrains*. SAE Technical Paper 2007-01-1283, 2007
- [92] ULBRICH, H.: *Maschinendynamik*. Stuttgart : Teubner-Verlag, 1996
- [93] WANG, K. W.: *Vibration Analysis of Engine Timing Chain with Camshaft Torsional Excitations*. SAE Technical Paper 911063, 1991
- [94] WANG, Y.: *Introduction to Engine Valvetrains*. SAE International, 2007
- [95] WEBER, C. ; HERRMANN, W. ; STADTMANN, J.: *Experimental Investigation Into the Dynamic Engine Timing Chain Behaviour*. SAE Technical Paper 980840, 1998
- [96] WEIDEMANN, H.-J.: *Schwingungen in Motoren und Getrieben*, Lehrstuhl B für Mechanik, TU München, Habilitationsschrift, 1998
- [97] WIELER, R.: *Untersuchungen zum Steifigkeitsverhalten von hydraulischen Spielausgleichselementen in Ventiltrieben*, RWTH Aachen, Dissertation, 1991
- [98] WITT, D. ; KELLY, B.: *Robust Design of a Valve Train Cam Phasing Controller using Virtual Prototyping Techniques*. SAE Technical Paper 2007-01-1640, 2007
- [99] WOROBJEW, N.W.: *Kettentriebe*. Berlin : VEB Verlag Technik, 1953
- [100] ZHAO, Y. ; TONG, K. ; LU, J.: *Determination of Aeration of Oil in High Pressure Chamber of Hydraulic Lash Adjuster in Valve Train*. SAE Technical Paper 1999-01-0646, 1999

-
- [101] ZHENG, L. ; PLENZLER, J.: *Characterization of Engine Variable Cam Phaser Fluid Dynamics and Phaser's Ability to Reject System Disturbances*. SAE Technical Paper 2004-01-1389, 2004
- [102] ZHENG, Q.: *Characterization of the Dynamic Response of a Cylinder Deactivation Valvetrain System*. SAE Technical Paper 2001-01-0669, 2001
- [103] ZOU, D. ; MCCORMICK, H.E.: *Dynamic Model and Computer Simulation of Valve Train Assemblies with Hydraulic Lash Adjusters*. SAE Technical Paper 960351, 1996