

Simulation des Kraftstoffverbrauchsvorteils durch den Einsatz innovativer Ölpumpenkonzepte

Jan Mehring, Dirk Borrmann, Bert Pingen, Thomas Buck, Jan Treutler

Abstract

Minimizing the CO₂ emissions to fulfil future legislation is the main goal developing new combustion engines. The reduction of the power consumption of auxiliary equipment is, besides the enhancement of the combustion process a measure to accomplish this. The present article shows, how replacing a conventional bypass controlled oil pump by a variable pump contributes to achieve this goal.

Quantifying the fuel economy potential of advanced friction minimizing technologies and to optimize them for a better fuel economy is a major task. Friction measurements and analysis is normally done on test rigs representing the hot engine which is only partially realistic. The potential of innovative oil pump concepts during engine warm-up in test cycles and customer usage is not fully taken into consideration. Measurements on a chassis dyno including the engine warm-up is in need of manufacturing prototypes as a prerequisite and requires a significant number of test cycles to be statistically sound. To assess the full potential of various oil pump concepts CAE methods are applied at an early stage. Thus the fuel economy benefits can be quantified and the lubrication system can be optimised.

Kurzfassung

Um zukünftigen Grenzwertvorgaben des Gesetzgebers zu genügen, ist die Senkung des CO₂-Ausstoßes das zentrale Ziel bei der Entwicklung neuer Motoren. Neben innermotorischen Maßnahmen wie zum Beispiel Brennverfahrensentwicklung oder Downsizing muss dabei der Reduzierung der Antriebsleistung von Nebenaggregaten besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Dieser Beitrag soll zeigen, dass der Einsatz von optimierten, bedarfsgeregelten Ölpumpen gegenüber konventionellen Ölpumpen mit Bypass-Regelung einen Beitrag dazu leisten kann.

Die Quantifizierung des Einsparpotenzials von neuen, reibleistungsreduzierenden Technologien sowie deren Optimierung ist schwierig. Die Ermittlung der Reibleistung erfolgt häufig bei betriebswarmem Motor, was nur bedingt realitätsnah ist. Das Potenzial von Regelpumpen während der Warmlaufphase im Homologationszyklus oder im tatsächlichen Kundenbetrieb bleibt dabei unberücksichtigt. Weiterhin erfordert die Messung auf dem Rollenprüfstand die Herstellung von Komponentenprototypen und eine hohe Anzahl von Versuchswiederholungen, um eine ausreichende statistische Absicherung zu erreichen. Zur Bewertung ihrer Wirksamkeit sollen deswegen bereits früh im Entwicklungsprozess mit Hilfe von CAE-Methoden verschiedene Pumpenkonzepte untersucht werden. Basierend auf diesen Simulationsmodellen können Einsparpotenziale nicht nur identifiziert, sondern auch quantifiziert und eine optimierte Gesamtauslegung des Motorschmierkreislaufs ermöglicht werden.

1. Einleitung

Der Energiebedarf der Schmierölversorgung von Verbrennungsmotoren hat in der Betrachtung des Gesamtsystems einen nicht zu vernachlässigenden Anteil. Eine detaillierte Betrachtung des Zusammenwirkens aller Komponenten des Schmierkreislaufs im Hinblick auf mögliche Einsparpotenziale ist daher nicht nur sinnvoll sondern auch dringend geboten. Denn nur die Summe vieler Einzelmaßnahmen wird es ermöglichen, die hochgesteckten Ziele zur Absenkung der CO₂-Emissionen zu erreichen.

Durch den Einsatz neuer, zum Teil hochdynamischer hydraulischer Aktuatoren ergeben sich steigende Anforderungen an das Schmiersystem. Zielvorgaben, wie geringer Verschleiß, lange Lebensdauer und die geforderten hohen Verstellgeschwindigkeiten der Nockenwellenphasensteller sind maßgeblich für dessen Dimensionierung und haben damit über die Antriebsleistung der Ölpumpe unmittelbaren Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch. Bei ungünstig ausgelegten Schmiersystemen kann eine überdimensionierte Ölpumpe bis zu 30 % der Motorreibung ausmachen [1]. Daher ist die bedarfsgerechte Auslegung jeder einzelnen Komponente ein wesentliches Ziel bei der Entwicklung verbrauchsgünstiger Motoren. Auch neue Technologien, wie innovative Nockenwellenverstell- oder Pumpenkonzepte können ergänzend dazu beitragen, zusätzliche Einsparpotenziale über das Motorschmiersystem zu erschließen. Der Einsatz von rechnergestützten Simulationsmethoden ermöglicht nicht nur die Optimierung konstruktiver Details von Ölkreisläufen sondern auch die Quantifizierung relevanter Auslegungsparameter wie Nockenwellenverstellgeschwindigkeit und eine Aussage über zu erwartende Kraftstoffverbrauchsvorteile.

2. Ölkreislauf des Versuchsträgers

Als Versuchsträger für die im Folgenden diskutierten Optimierungen wurde der von Borrmann [2] vorgestellte und in Bild 1 dargestellte Motor verwendet und einige der Ölkreislaufkomponenten modifiziert. So befindet sich die Pumpe unmittelbar im Ölsumpf und fördert das Schmiermittel, wie in Bild 2 gezeigt, durch den Filter und den Wärmetauscher in die Hauptölgalerie. Von dort wird es auf die verschiedenen Verbraucher verteilt:

- Hauptlager
- Pleuellager
- Ausgleichswelle
- Kolbenspritzdüsen
- Turboladerlager
- Riemenspanner
- Nockenwellenlager
- Nockenwellenversteller
- Vakuumpumpe
- Hochdruck-Kraftstoffpumpe

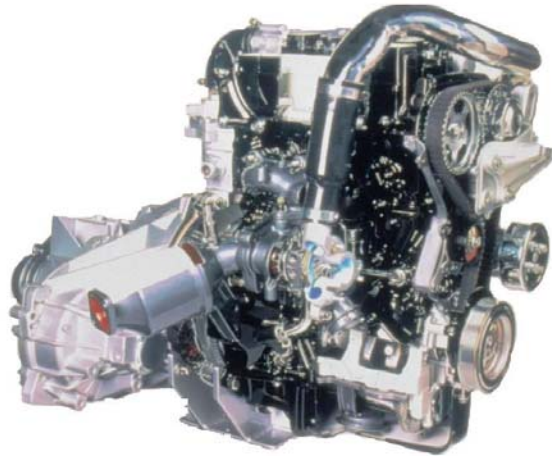


Bild 1: 1.125l Motor

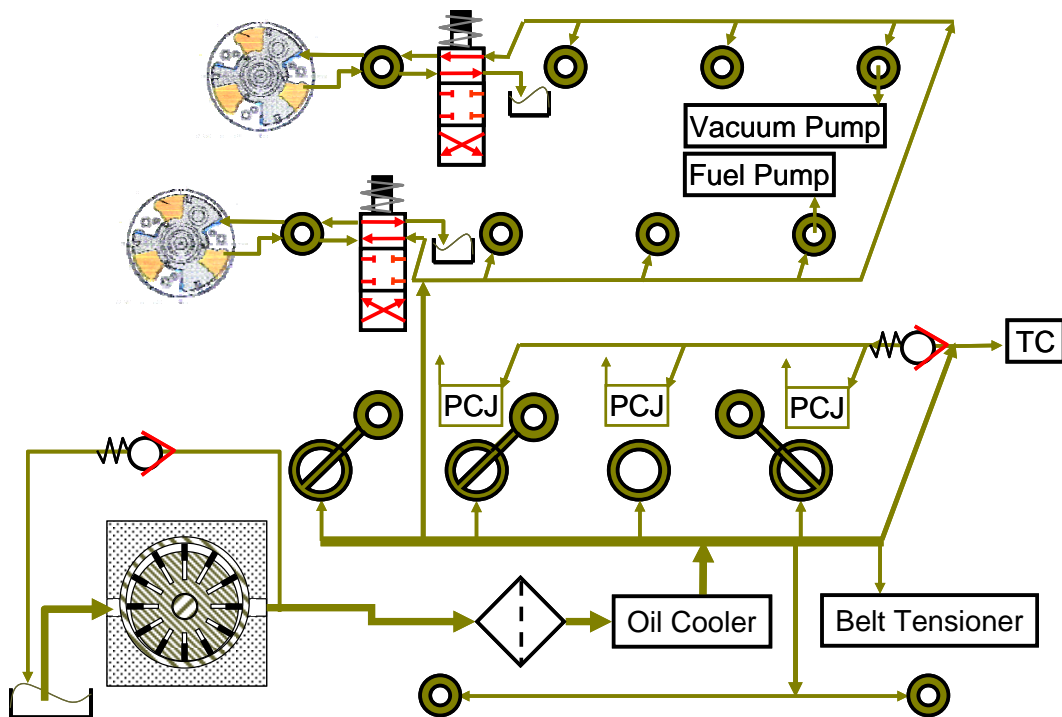


Bild 2: Schematische Darstellung des Ölkreislaufes

3. Anforderungen an die Ölkreislaufkomponenten

Im Wesentlichen erfüllt der Ölkreislauf drei Aufgaben:

- Schmierung und Kühlung von Lagern und anderen elastohydrodynamischen Kontakten, wie z.B. Ketten- und Ventiltriebe,
- Kühlung von thermisch hoch belasteten Komponenten, wie z.B. Kolben,
- Versorgung hydraulischer Komponenten, wie z.B. Nockenwellenversteller, Riemenspanner und Ausgleichselemente für das Ventilspiel.

Die daraus resultierenden Anforderungen bezüglich Druck und/oder Volumenstrom der Verbraucher in bestimmten Betriebspunkten des Motors lassen sich mit Hilfe von analytischen Betrachtungen und numerischen oder experimentellen Methoden bestimmen. Diese werden in der Literatur ausführlich beschrieben und sollen deswegen an dieser Stelle nicht weiter vertieft werden [3]. In der Praxis erfolgt die Bestimmung des erforderlichen Ölvolumenstromes und des Regeldruckes häufig über die folgenden beiden Forderungen für den *Worst Case* (maximale Lagerspiele und Öltemperatur):

1. Mindestöldruck zur Überwindung der Fliehkraft in der rotierenden Ölbohrung der Pleuellagerversorgung bei maximaler Drehzahl.
2. Mindestöldruck zur Versorgung der Lager und der hydraulischen Komponenten im Leerlauf.

Der Öldruck vor den hydraulischen Nockenwellenverstellern (siehe 2. Forderung) wirkt sich proportional auf die Verstellgeschwindigkeiten und damit auch auf die zu optimierenden Parameter Leistung, Kraftstoffverbrauch und Abgasqualität aus. Um zum Beispiel kurzfristig zwischen optimaler Leerlaufqualität und maximalem Beschleunigungsvermögen wechseln zu können, ist schon bei geringen Ölpumpendrehzahlen die volle Leistungsfähigkeit gefordert. Die gestiegenen Ansprüche bedingen auch die in Bild 3 dargestellten und für die Motorkalibrierung geforderten hohen Verstellgeschwindigkeiten. Um das abgebildete Entwicklungsziel umzusetzen, muss der Ölkreislauf erheblich modifiziert und das Fördervolumen der Pumpe angepasst werden (siehe Kapitel 5).

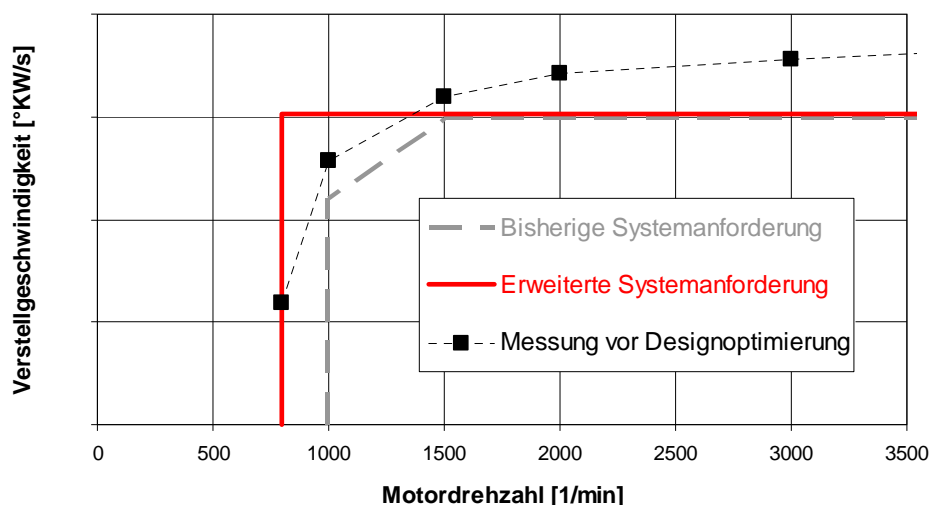


Bild 3: Geforderte und gemessene Geschwindigkeiten des Nockenwellenverstellers bei einer Öltemperatur von 100°C (Messung: einlassseitiger Versteller verfährt von "spät" nach "früh"; maximale Lagerspiele; Designstatus vor der Optimierung)

4. Anforderungen an die Ölpumpe

Die *Fördermenge* der Ölpumpe muss in jedem Fall ausreichend und die erforderliche *Antriebsleistung* so gering wie möglich sein. Die Auslegung der *Fördermenge* richtet sich dabei nach dem in Kapitel 3 diskutierten Versorgungsbedarf des Verbrennungsmotors hinsichtlich Ölmenge und -druck.

Die *Antriebsleistung* ergibt sich aus der hydraulischen Leistung und dem Gesamtwirkungsgrad der Ölpumpe (Gleichung 1).

$$P_{\text{Ölpumpe}} = \frac{P_{\text{hydr.}}}{\eta_{\text{ges}}} = \frac{\dot{V}_{\text{theo.}} \cdot (p_{\text{Pumpe,aus}} - p_{\text{Pumpe,ein}})}{\eta_{\text{vol.}} \cdot \eta_{\text{hydr.}} \cdot \eta_{\text{mech.}}} \quad (1)$$

Mit

- $P_{\text{Ölpumpe}}$ – Antriebsleistung der Ölpumpe
- $P_{\text{hydr.}}$ – hydraulische Leistung der Ölpumpe
- η_{ges} – Gesamtwirkungsgrad der Ölpumpe
- $\eta_{\text{vol.}}$ – volumetrischer Wirkungsgrad der Ölpumpe
- $\eta_{\text{hydr.}}$ – hydraulischer Wirkungsgrad der Ölpumpe
- $\eta_{\text{mech.}}$ – mechanischer Wirkungsgrad der Ölpumpe
- $\dot{V}_{\text{theo.}}$ – theoretischer Volumenstrom Ölpumpe
- $p_{\text{Pumpe,aus}}$ – Druck Ölpumpenaustritt
- $p_{\text{Pumpe,ein}}$ – Druck Ölpumpeneintritt

Die Fördermenge einer Ölpumpe nimmt bei Vernachlässigung der Leckage-verluste proportional mit ihrer Drehzahl zu. Der Motoröldrucksatz wird im Gegensatz dazu jedoch vom nahezu drehzahlunabhängigen Durchflusswiderstand der Verbraucher bestimmt. Dieser ist proportional zum anliegenden Öldruck $p_{\text{Pumpe,aus}}$ und über die Viskosität und die Lagerspiele im Wesentlichen von der Öltemperatur abhängig [4]. Damit ergeben sich die in Bild 4 dargestellten Antriebsleistungen verschiedener, in Bild 5, 6 und 7 schematisch abgebildeter Ölpumpenkonzepte.

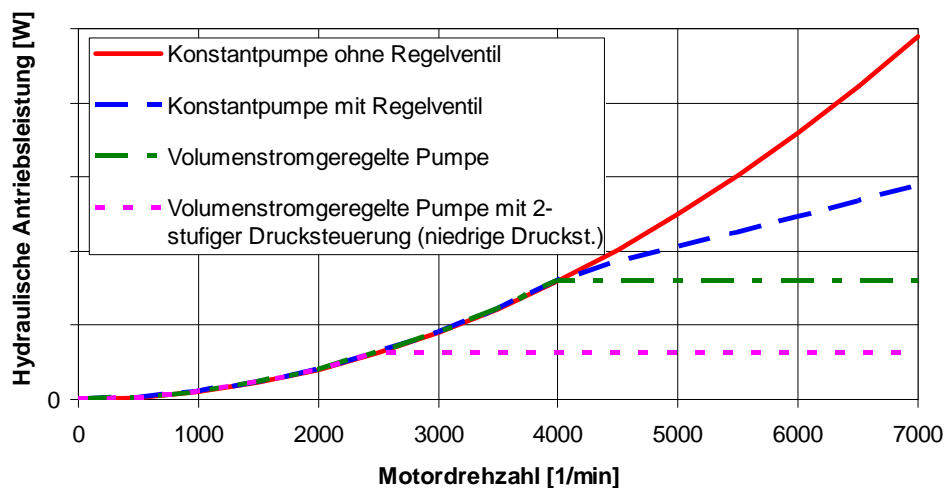


Bild 4: Hydraulische Antriebsleistung verschiedener Ölpumpenkonzepte

Bei konventionellen, unregulierten Pumpen steigt sowohl der Druck als auch der Volumenstrom bis zum Erreichen des Absteuerdruckes linear mit der Drehzahl an, was zu einem quadratischen Verlauf der hydraulischen Antriebsleistung führt. Das Überdruckventil sorgt dafür, dass mit dem Erreichen des Grenzwertes der Öldruck konstant bleibt und die hydraulische Leistung nur noch linear mit der Drehzahl steigt. Eine volumenstromgeregelte Pumpe hat bei Drücken unterhalb des Regeldruckes dieselbe Charakteristik. Sobald der Regeldruck erreicht ist, wird das geometrische Förder­volumen verringert, so dass die Fördermenge \dot{V} und der anliegende Öldruck $p_{Pumpe,aus}$ mit steigender Drehzahl konstant bleibt. Die daraus resultierende Einsparung gegenüber der Konstantpumpe kommt jedoch ausschließlich bei hohen Drehzahlen zum Tragen. Im relevanten Drehzahlbereich des Homologationszyklus lässt sich die Antriebsleistung erheblich reduzieren, wenn neben der bedarfsgerechten Regelung des Volumenstromes auch der Druck auf die für den Motor notwendigen Minimalwerte abgesenkt wird. Bei der konstruktiven Umsetzung haben sich zwei Bauarten bewährt. Wie in Bild 6 dargestellt, kann das Niveau des Abregeldruckes innerhalb der Pumpe mit Hilfe von zwei unabhängigen Wirkflächen geregelt werden. In der Regel wird eine Wirkfläche permanent mit dem Druck der Hauptölgalerie beaufschlagt. Die zweite Wirkfläche wird über ein Magnetventil zu- oder abgeschaltet. Aufgrund der Drosselverluste in den Steuerleitungen bei hohen Viskositäten sollte das Ventil im Pumpengehäuse integriert werden. Bei der in Bild 7 gezeigten variablen Ölpumpe mit Pilotventil wird das niedrige Druckniveau über einen erhöhten Steuerdruck auf die Wirkfläche realisiert. Das im Pumpengehäuse integrierte Pilotventil ermöglicht eine verzögerungsfreie Regelung mit geringen Drosselverlusten auf weitgehend viskositätsunabhängige Druckniveaus.

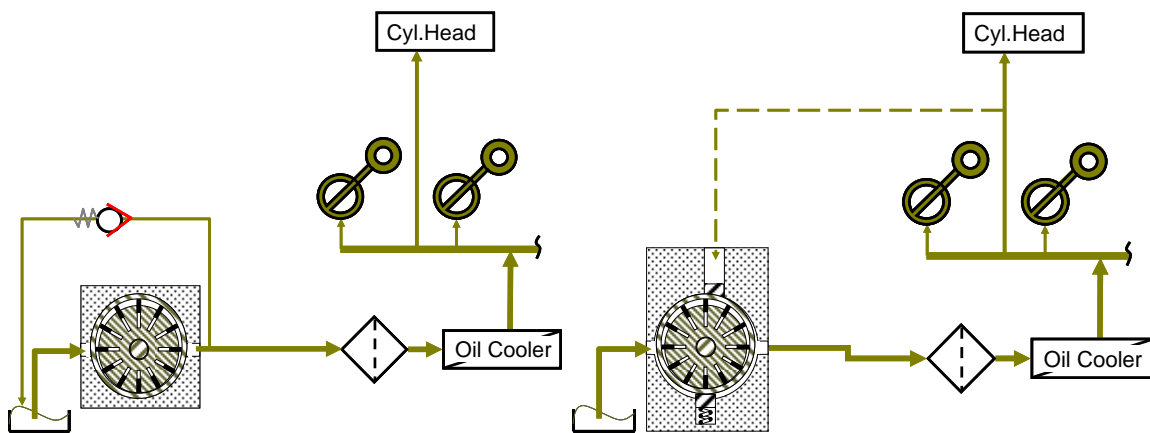


Bild 5: Ungeregelte (links) und volumenstromgeregelte Pumpe (rechts)

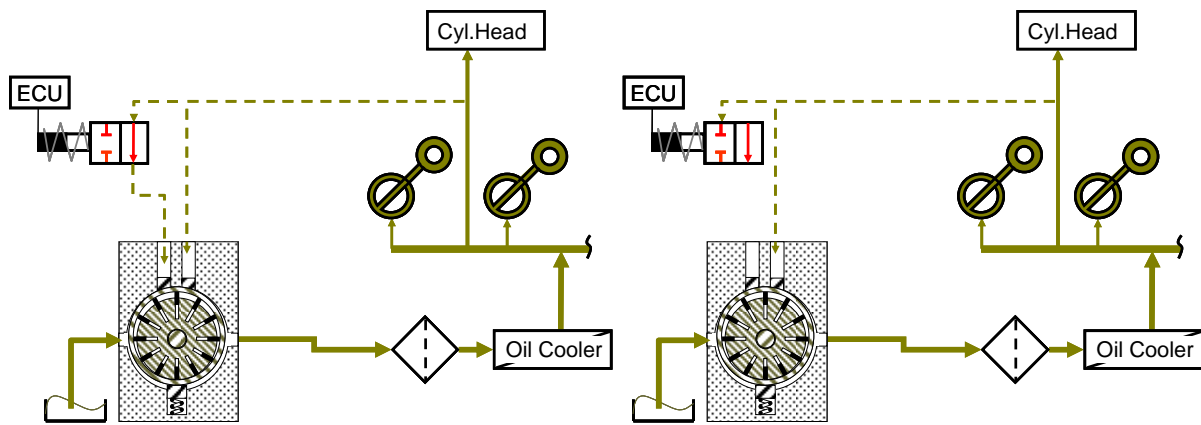


Bild 6: Einfache Volumenstromgeregelte Pumpe mit niedriger (links) und hohe Druckstufe (rechts)

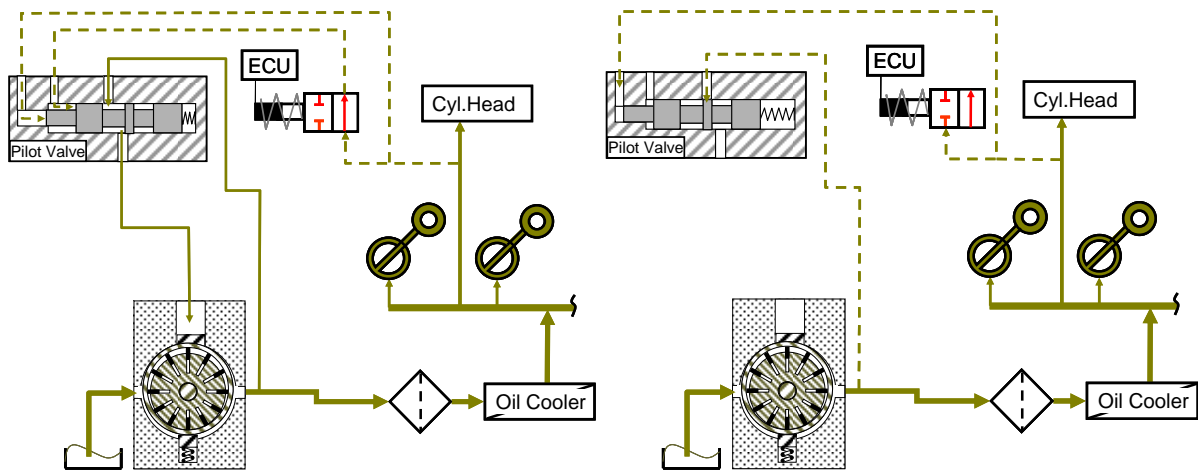


Bild 7: Volumenstromgeregelte Pumpe mit zwei Druckstufen und Pilotventil (SHW Automotive GmbH) - niedrige Druckstufe (links) und hohe Druckstufe (rechts)

5. Rechnerische Auslegung des Ölkreislaufes

5.1 Simulation des Ölkreislaufs mit Flowmaster

Als Basis für die Bestimmung des möglichen Verbrauchsvorteils durch verschiedene Optimierungsmaßnahmen, erfolgt mittels der Software Flowmaster eine detaillierte hydraulische Simulation aller Systemkomponenten. Dies umfasst zum einen die stationäre und transiente Analyse des Schluckverhaltens, sowie die Bestimmung der Verstellgeschwindigkeit des Nockenwellenverstellers. Flowmaster stellt zu diesem Zweck eine umfangreiche Bibliothek analytischer Modelle zur Verfügung, welche dazu geeignet sind die in den Ölgalerien auftretenden Druckverluste abzubilden. Ergänzend dazu ist Flowmaster in der Lage komplexere Bauteile wie Lager und Pumpen basierend auf empirischen Daten darzustellen. Neben den stationären Betrachtungen zur Ermittlung der Schluckkennfelder des Schmiersystems wird eine Simulation der stark transienten Vorgänge, wie sie insbesondere am Nockenwellenversteller auftreten, durchgeführt. In beiden Fällen wird immer das Gesamtsystem betrachtet,

so dass bei der Ermittlung der Geschwindigkeiten der Versteller von den im Homologationszyklus real auftretenden Randbedingungen ausgegangen wird.

Die Simulation des in Bild 2 dargestellten Systems erfolgt mit dem in Bild 8 gezeigten Flowmaster-Modell.

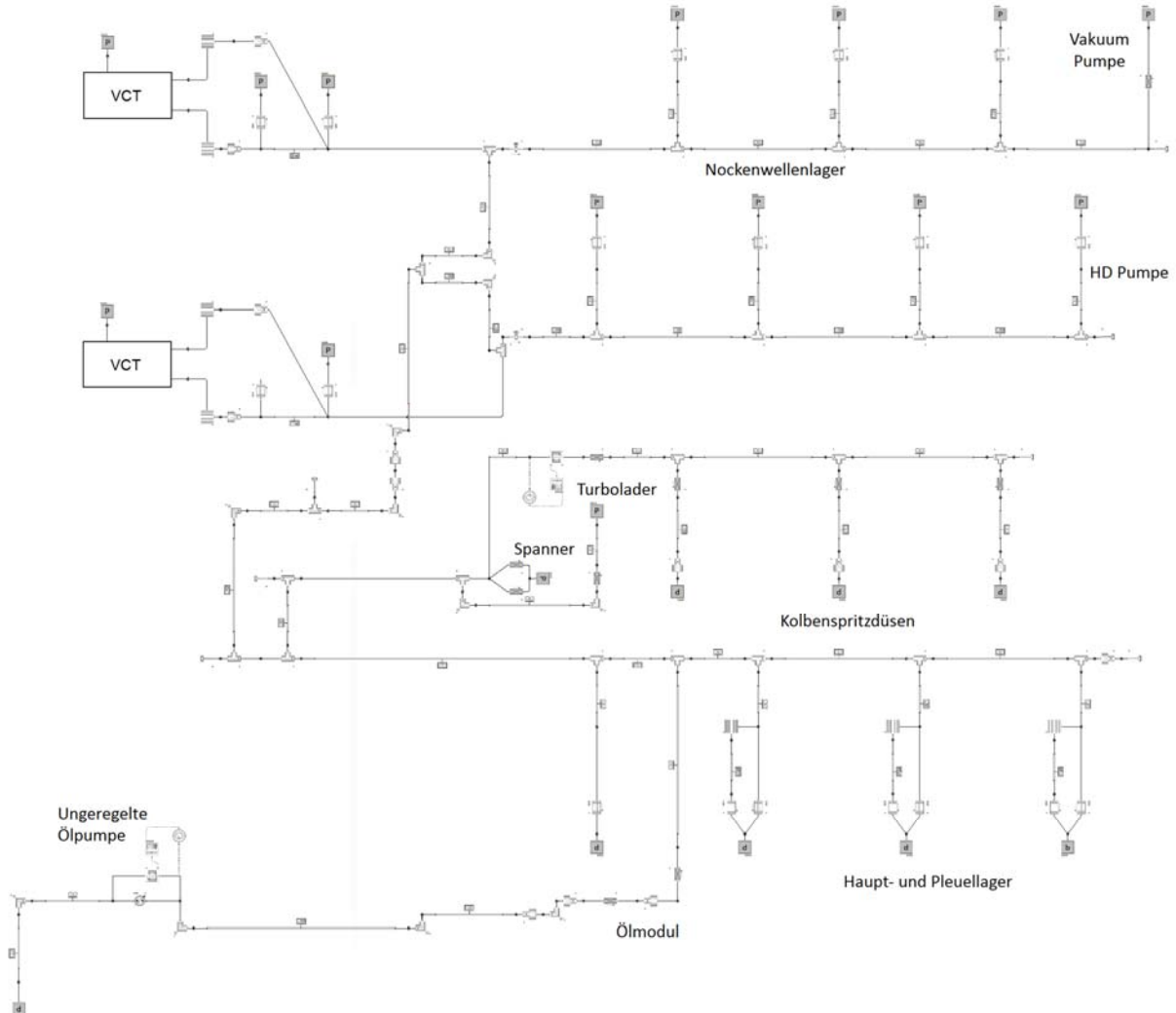


Bild 8: Simulationsmodell des Ölkreislaufs mit Konstantpumpe in Flowmaster

Für die genaue Bestimmung der Verteilung des Schmierstoffes im System ist die detaillierte analytische Beschreibung der Pumpe Voraussetzung. Betrachtet wird die Simulation des Ölkreislaufs sowohl mit Konstantpumpe als auch mit Regelpumpe (Bild 9).

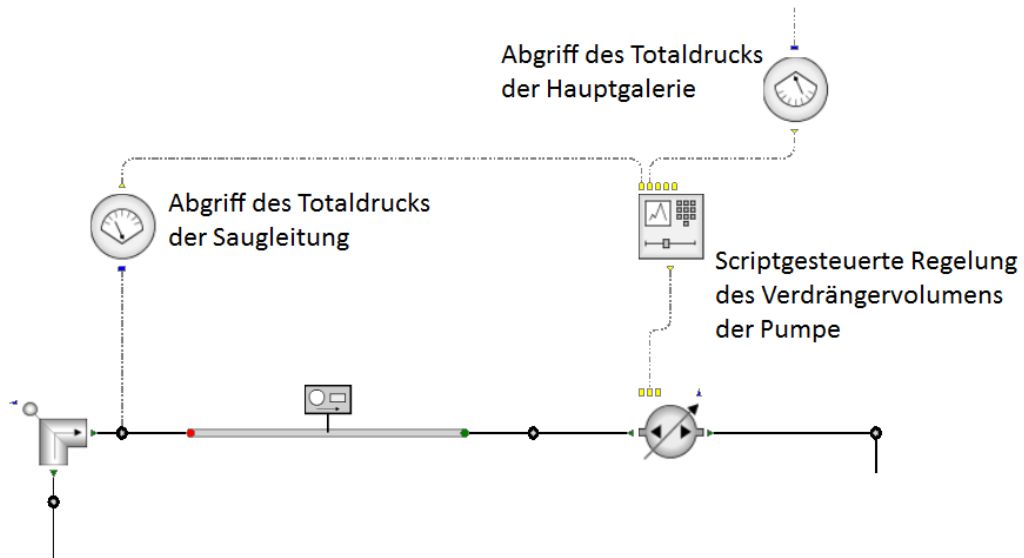


Bild 9: Simulationsmodell der Regelpumpe

Die Auswertung der durch die stationäre Simulation erzeugten Ergebnisse in Flowmaster erfolgt durch die Betrachtung der Druck- und der Volumenstromverteilung im System (exemplarische Darstellung in Bild 10).

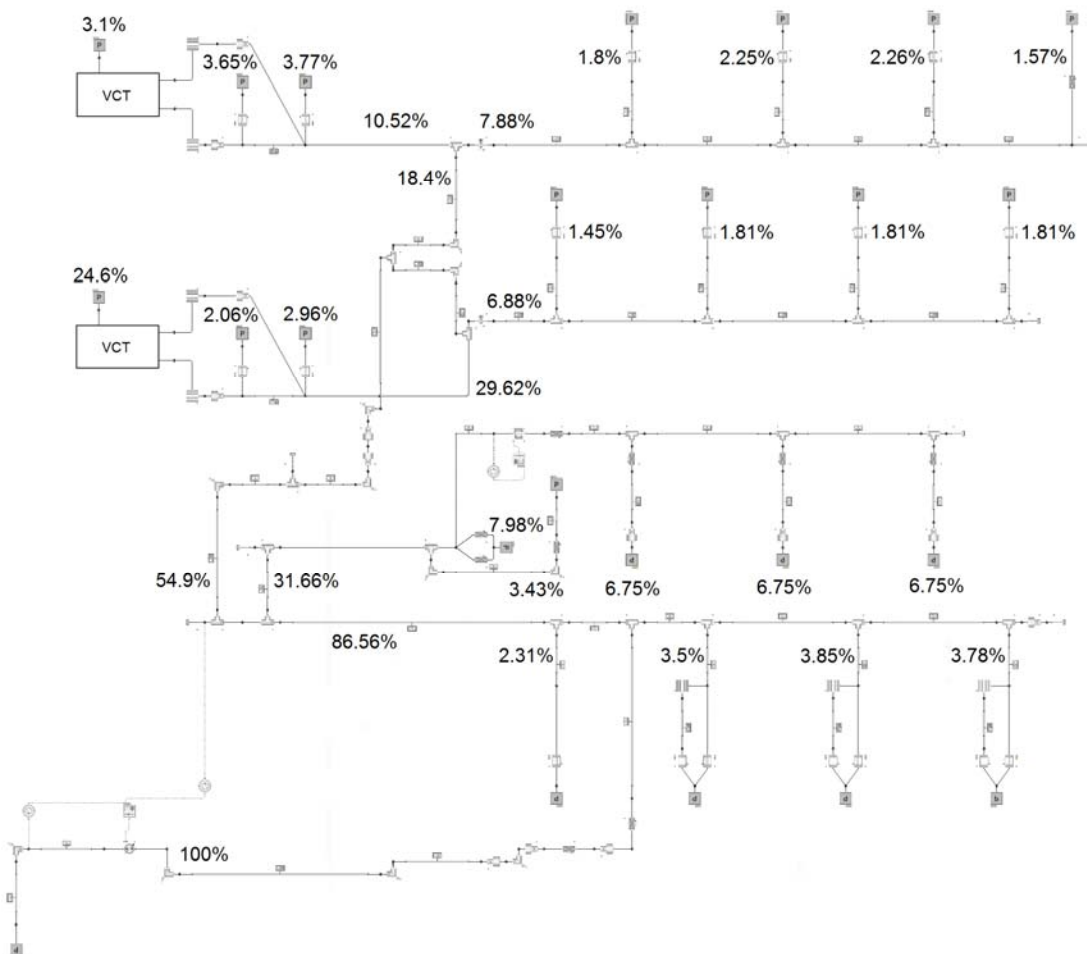


Bild 10: Exemplarische Darstellung der prozentualen Verteilung des Volumenstroms

Bei der Verifizierung der so gewonnenen Daten, ergibt sich eine gute Übereinstimmung zu den Messergebnissen. Die Abweichung in der Hauptgalerie für verschiedene Drehzahlen liegt dabei unter 5 %, der Vergleich der Drücke im Zylinderkopf zeigt eine maximale Abweichung kleiner 10 % (Bild 11).

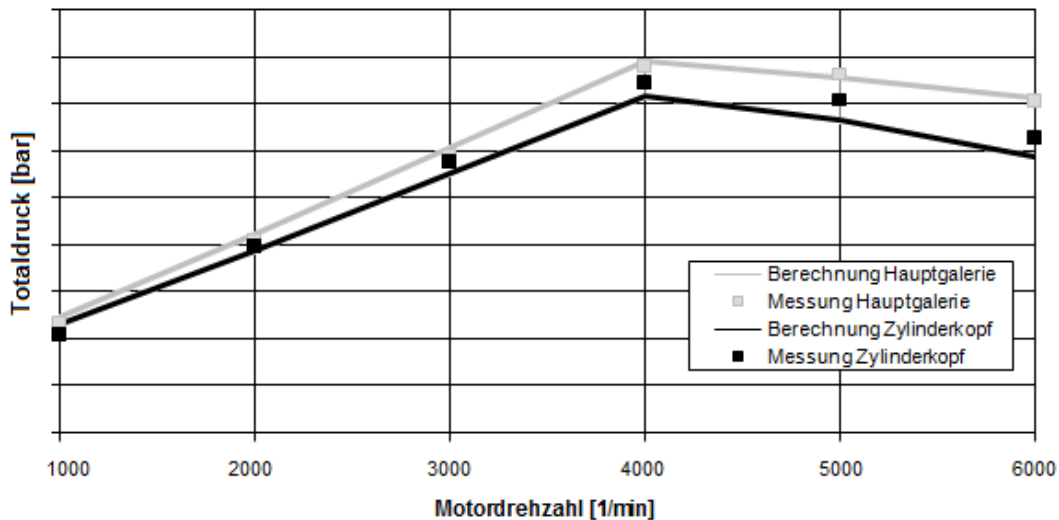


Bild 11: Vergleich der Drücke im Zylinderkopf und in der Hauptgalerie

Das so verifizierte Simulationsmodell ist die Grundlage für die transiente Simulation und erlaubt die Berechnung der an Nockenwellenverstellern zur Verfügung stehenden Eingangsdrücke und der damit möglichen Verstellgeschwindigkeit auch im Fahrzyklus.

5.2 Berechnung der NW-Verstellgeschwindigkeit

Gängige Verstelleinheiten arbeiten nach dem Schwenkmotorprinzip. Das über die Nockenwelle oszillierend auftretende Moment wirkt sich je nach Verstellrichtung positiv oder negativ auf die Verstellung, also auf die Verschiebung der Steuerzeiten aus. Die Ansteuerung kann entweder über ein externes oder ein in der Verstelleinheit untergebrachtes Ventil erfolgen. Einen stark vereinfachten Modellierungsansatz zeigt Bild 12 welches zu dem in Bild 13 gezeigten charakteristischen Verstellverlauf führt. Deutlich zu sehen sind die stufenweise Verstellung und das durch die Trägheit des Rückschlagventils bedingte geringfügige Zurückstellen zu Beginn jeder Stufe. Insbesondere die Modellierung der Bauteile, welche aufgrund ihrer Eigenschaften, wie z.B. Massenträgheit oder hydraulische Kapazität das dynamische Verhalten der Verstelleinheit beeinflussen, muss, um ein belastbares Simulationsergebnis erzeugen zu können, über das hier gezeigte Schema hinaus verfeinert werden.

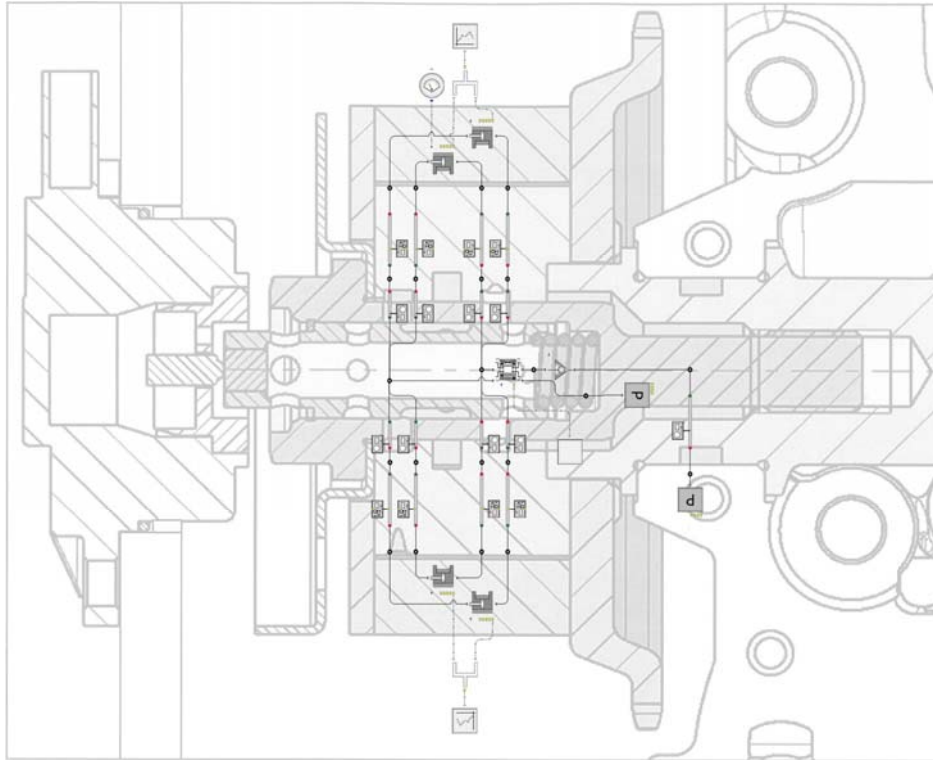


Bild 12: Vereinfachter Modellierungsansatz einer NW-Verstelleinheit mit integriertem Steuerventil

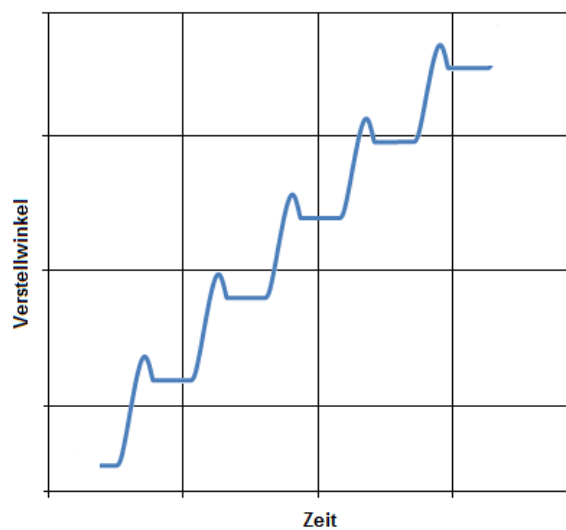


Bild 13: Berechnete Veränderung des Verstellwinkels über der Zeit

Mit dem weiter verfeinerten Modell der NW-Verstelleinheit ergeben sich gute Übereinstimmungen mit Messergebnissen. Dies zeigt sich insbesondere im Hinblick auf die Verstellgeschwindigkeit, die sich durch den Gradienten des Verstellwinkels über der Zeit ausdrückt (Bild 14), sowie dem Druckverlauf in der Zylinderkopfgalerie (Bild 15).

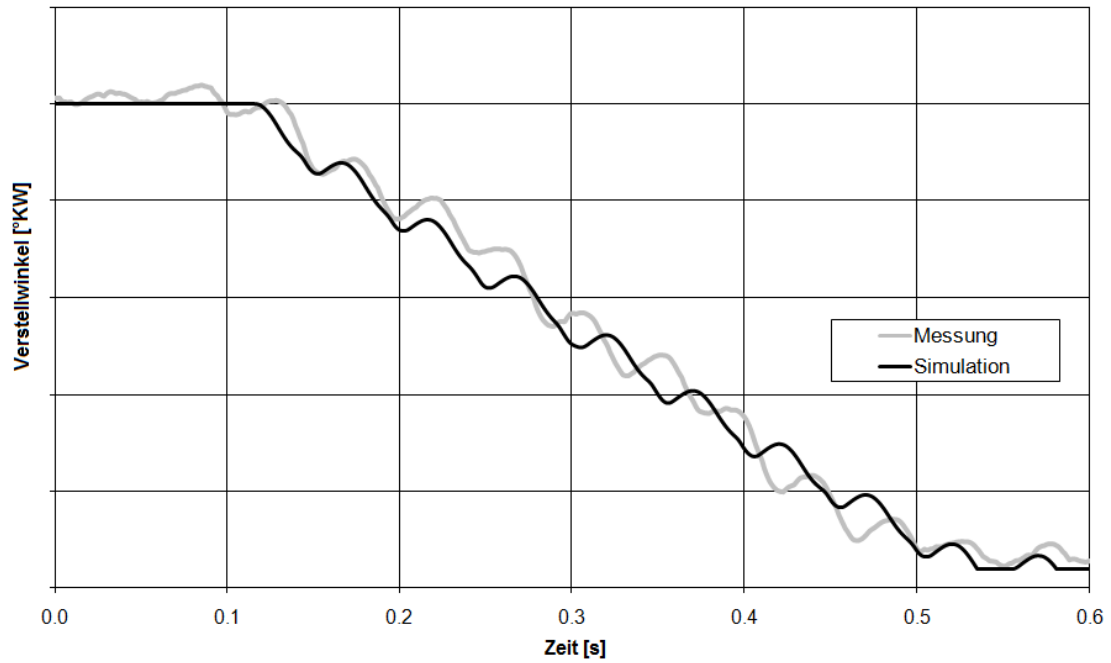


Bild 14: Vergleich Verstellwinkel

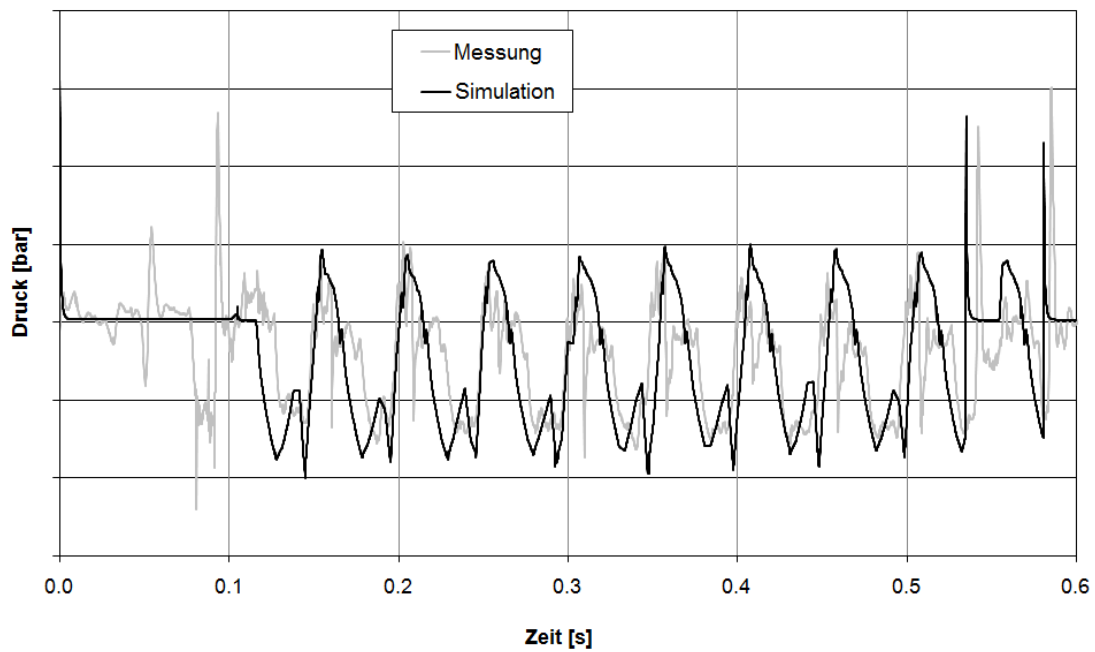


Bild 15: Vergleich Totaldrücke Zylinderkopfgalerie

Die bei der Simulation mit Flowmaster erzielte Genauigkeit ermöglicht die im nächsten Schritt auszuführende Optimierung des Systems.

5.3 Optimierung des Ölkreislaufes

Um die benötigte Fördermenge und damit auch die Antriebsleistung der Ölpumpe zu minimieren, sollte zunächst das Schluckvolumen der Verbraucher reduziert werden.

Bei dem hier diskutierten Versuchsträger wurden

- die Gleitlager der Ausgleichswelle durch selbstschmierende Wälzlager ersetzt,
- die thermische Aufweitung der Hauptlager durch Einsatz von Graugusslagerdeckeln reduziert und
- Komponenten mit reduziertem Druckverlust (Filter und Ölkühler) verwendet.

Die Auswirkungen dieser Maßnahmen auf die Volumenstromverteilung zeigt Bild 16. Weitere mögliche Ansätze werden in der Literatur beschrieben [3, 5].

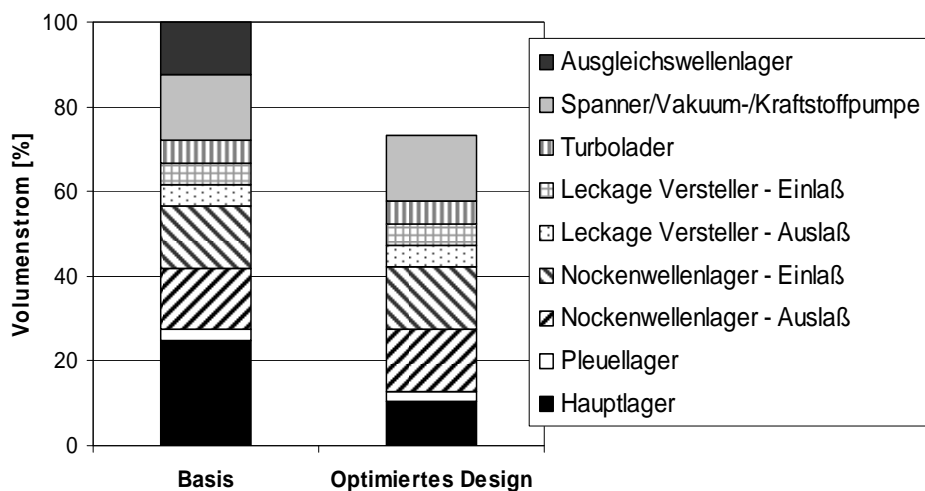


Bild 16: Volumenstromverteilung vor und nach der Schluckvolumenreduzierung bei gleichem Druckniveau in der Hauptölgalerie (Leerlauf, Öltemperatur 140°C)

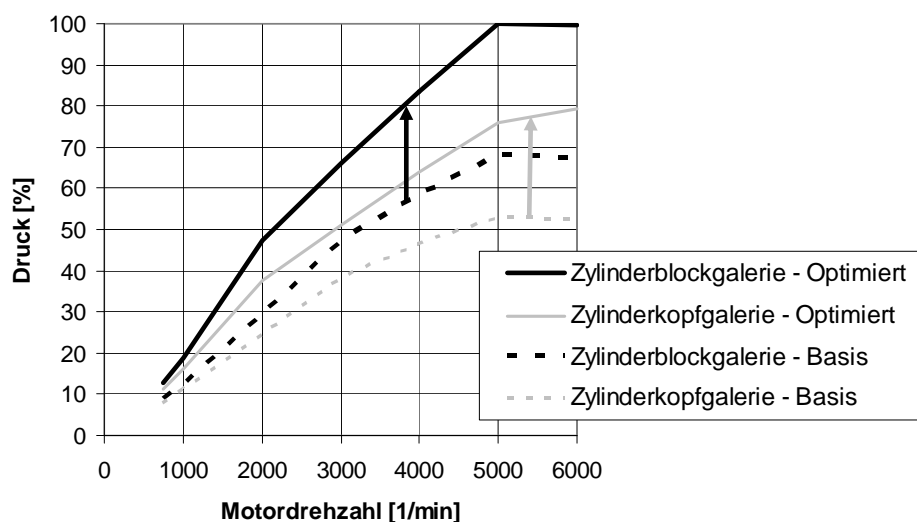


Bild 17: Druckverteilung vor und nach der Schluckvolumenreduzierung bei gleicher Ölpumpenkapazität der Ölpumpe und einer Öltemperatur von 140°C

Die Reduzierung des Schluckvolumens der Verbraucher führt zu der in Bild 17 dargestellten Druckerhöhung im System, die auch positive Auswirkungen auf die in Kapitel 3 geforderten hohen Verstellgeschwindigkeiten der Nockenwellenversteller hat. Dieser Vorteil wird jedoch durch die Anpassung der Ölpumpenfördermenge neutralisiert. Eine Steigerung der Geschwindigkeit lässt sich dennoch über konstruktive und regelungstechnische Optimierung der Verstelleinheit erreichen. Bei dem hier diskutierten und in Bild 18 abgebildeten System wurden die folgenden Modifikationen realisiert:

- Die Proportionalventile wurden in die Nockenwellen integriert um die hydraulische Einspannung und damit das Regelverhalten des Verstellers zu verbessern.
- Das integrierte Rückschlagventil reduziert die Rückdreheffekte, die durch die Ventildfederkräfte verursacht und über die Nocken in den Versteller eingebracht werden. Der Einsatzbereich für eine Phasenverschiebung lässt sich somit in Richtung "Heißleerlauf" verschieben.
- Die Drosselverluste in den Verstelleinheiten wurden mit CFD-Verfahren berechnet und durch Optimierung der Querschnitte und Umlenkungen verringert (Bild 19).
- Die Ölversorgung der Nockenwellenlager wurde in die Nockenwelle verlegt und über eine Blende gedrosselt um das Druckniveau vor der Verstelleinheit insbesondere bei großen Nockenwellenlagerspielen zu erhöhen.
- Die Kapazität des Verstellers wurde reduziert, um über den verringerten Volumenstrombedarf die hydraulischen Verluste zu minimieren.

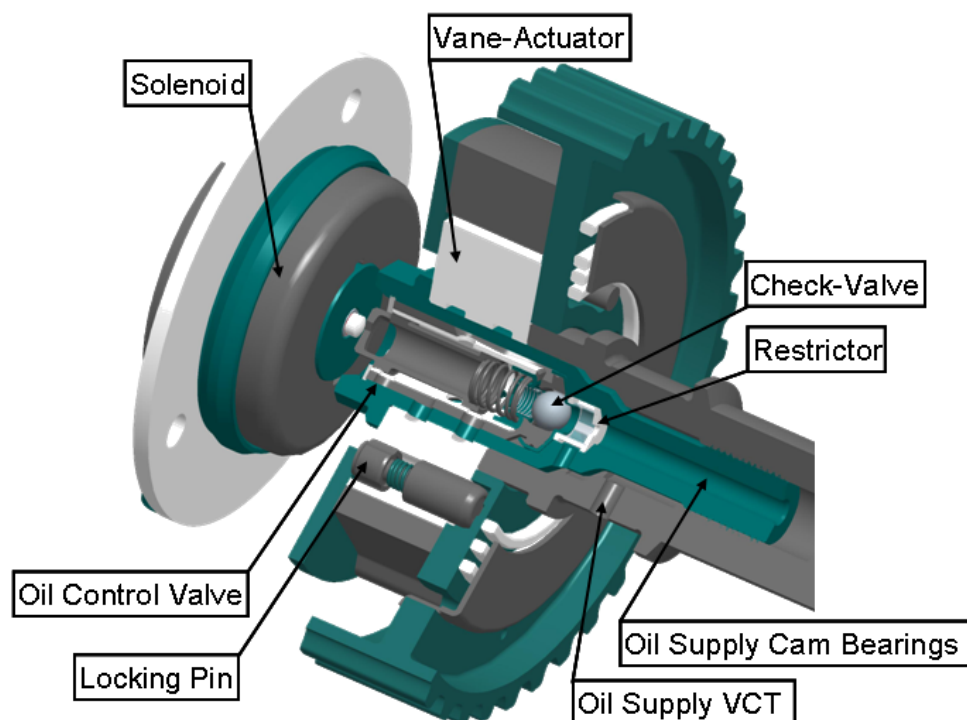


Bild 18: Nockenwellenintegrierte Verstelleinheit mit Zentralventil, Rückschlagventil und Drosselung der Nockenwellenlagerversorgung (Schaeffler KG)

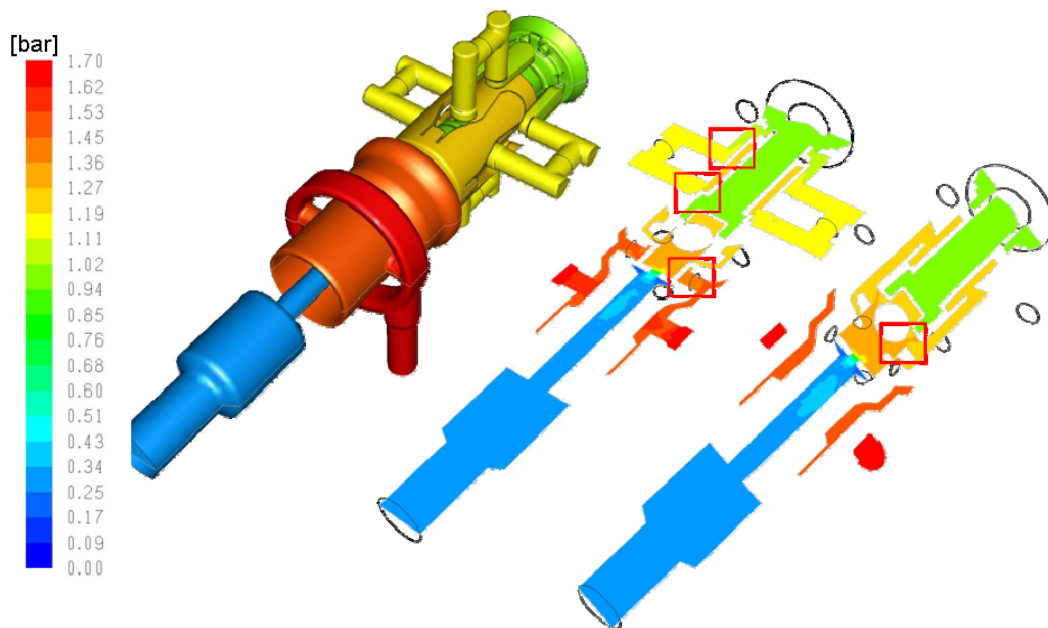


Bild 19: Berechnete Druckverteilung in der Verstelleinheit bei einer Öltemperatur von 80°C und einer Verstellgeschwindigkeit von 200°KW/s

Bild 20 zeigt den Einfluss dieser Maßnahmen auf die Verstellgeschwindigkeiten für den in Kapitel 3 diskutierten Worst Case.

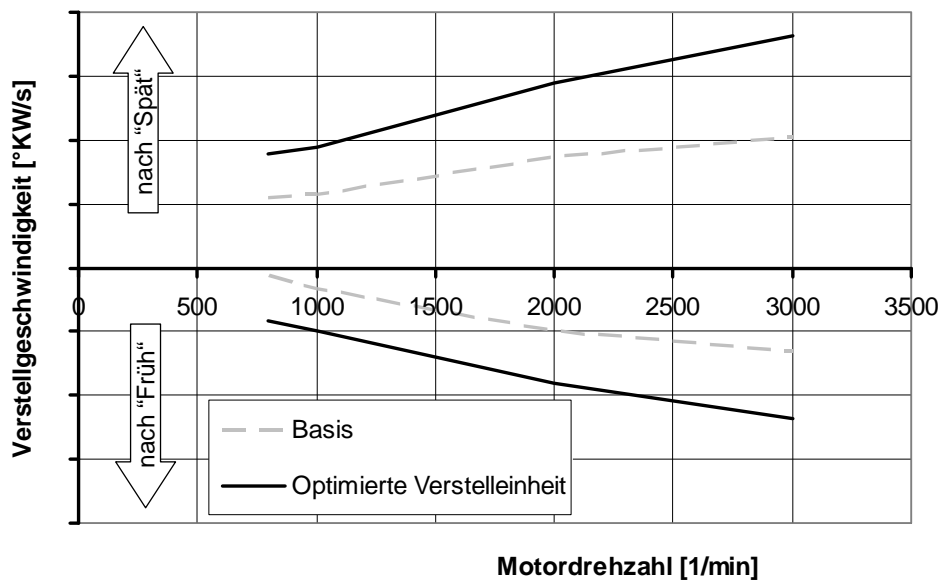


Bild 20: Steigerung der Verstellgeschwindigkeit durch Optimierung der Verstelleinheit bei einer Öltemperatur von 140°C und maximalen Lagerspielen

5.4 Auslegung des Pumpenfördervolumens

Um die Antriebsleistung der Ölpumpe auf ein Minimum zu reduzieren, sollte die theoretische Fördermenge gerade so groß sein, dass die in Kapitel 3 diskutierten Anforderungen für die Verstellgeschwindigkeiten auch im Leerlauf und bei maximal zulässigen Werten hinsichtlich Temperatur, Lagerspiele, Verstellerreibung und -leckage erfüllt werden. Nach der beschriebenen Optimierung des Ölkreislaufes und der Verstellereinheit kann für eine theoretische Fördermenge von 11 ccm/Motorumdrehung eine ausreichende Verstellgeschwindigkeit garantiert werden (Bild 21).

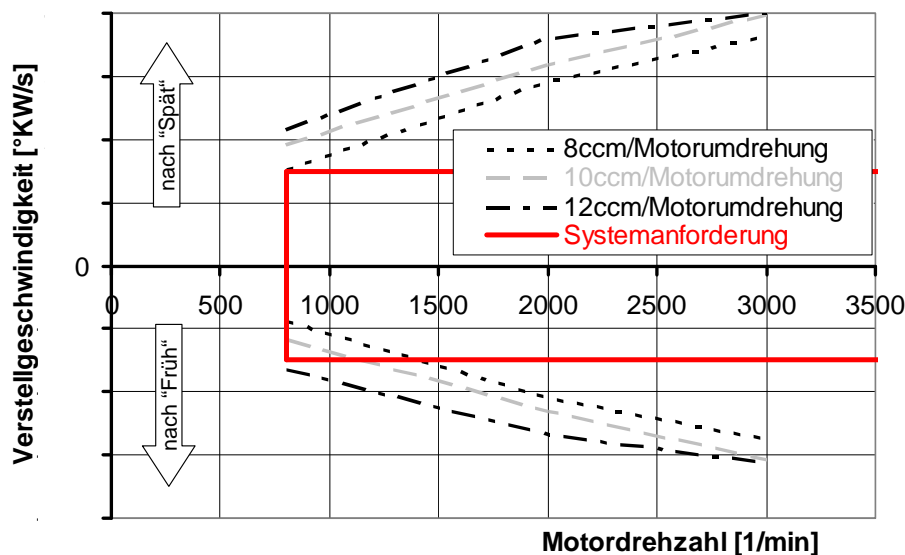


Bild 21: Geforderte und berechnete Geschwindigkeiten des Nockenwellenverstellers bei einer Öltemperatur von 100°C für verschiedene Ölpumpenkapazitäten und Worst Case Designspezifikation nach der Optimierung

5.5 Kraftstoffverbrauchsvorteil unterschiedlicher Pumpenkonzepte

Die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs erfolgt gemäß einem genormten Homologationszyklus (Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ). Dieser Zyklus soll auch als Beurteilungsgrundlage unterschiedlicher Ölpumpenkonzepte genutzt werden und definiert zunächst nur die Fahrgeschwindigkeit und die Gangwahl. Unter Berücksichtigung des Reifendurchmessers sowie der Getriebe- und Achsübersetzungen kann die Motordrehzahl ermittelt werden. Die für die Berechnungen erforderliche Pumpendrehzahl ergibt sich aus dem Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Pumpe (Bild 22). Die Öltemperatur ist lediglich zu Beginn des Zyklus definiert ($20\text{-}30^{\circ}\text{C}$) und somit ein weiterer wichtiger Parameter, da diese über die Ölviskosität maßgeblich die Charakteristik der Ölpumpe bestimmt. Die Ölerwärmung im Zyklus ist unter anderem von der Motorkonstruktion, der Motorraumdurchströmung und der implementierten Thermomanagementmaßnahmen abhängig und kann entweder gemessen oder mit der in Kapitel 5.1 beschriebenen Methode unter Berücksichtigung der thermischen Massen sowie der Wärmeübergänge berechnet werden [6].

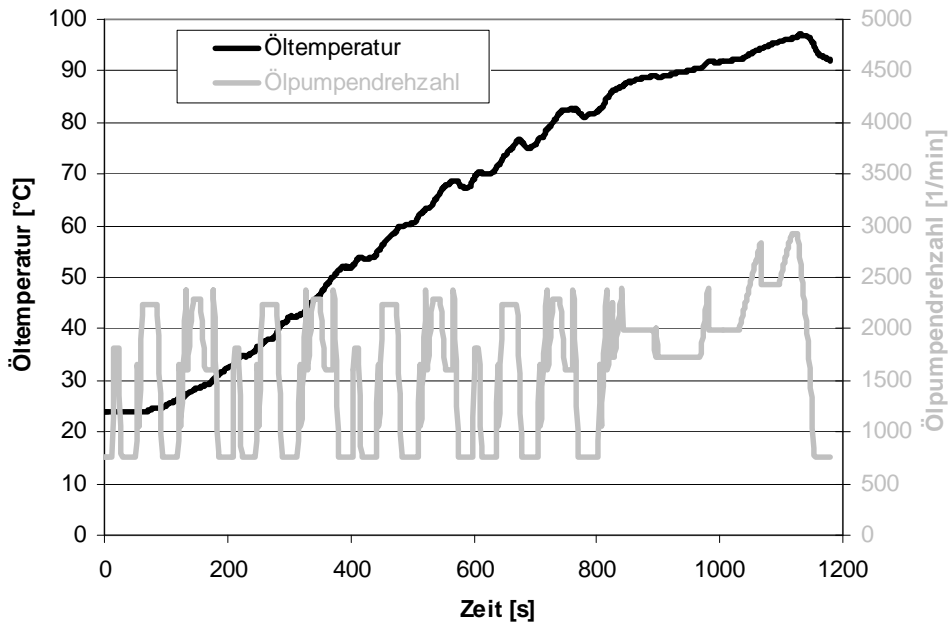


Bild 22: Randbedingungen (Öltemperatur und Ölpumpendrehzahl) für NEFZ-Simulationen

5.5.1 Berechnung der Pumpenantriebsleistung

Mit dem in Abschnitt 5.1 vorgestellten und verifizierten Ölkreislaufmodell lässt sich die Druck- und Volumenstromverteilung berechnen. Bild 23a+b zeigt für eine Konstantpumpe mit Regelventil und eine volumenstromgeregelte Pumpe mit zweistufiger Drucksteuerung den Druckanstieg in der Pumpe und den geförderten Volumenstrom im Fahrzyklus.

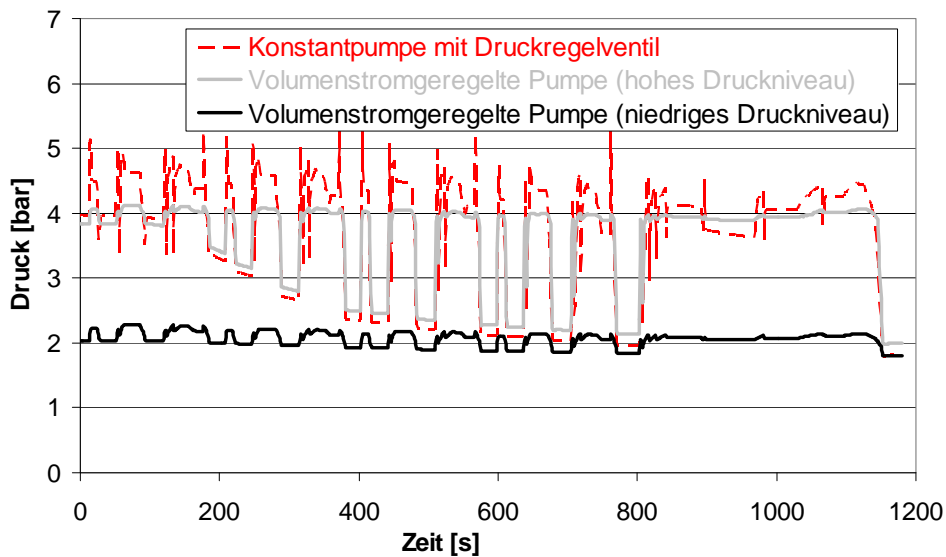


Bild 23a: Berechneter Pumpendruckanstieg im NEFZ bei nominalen Lagerspielen

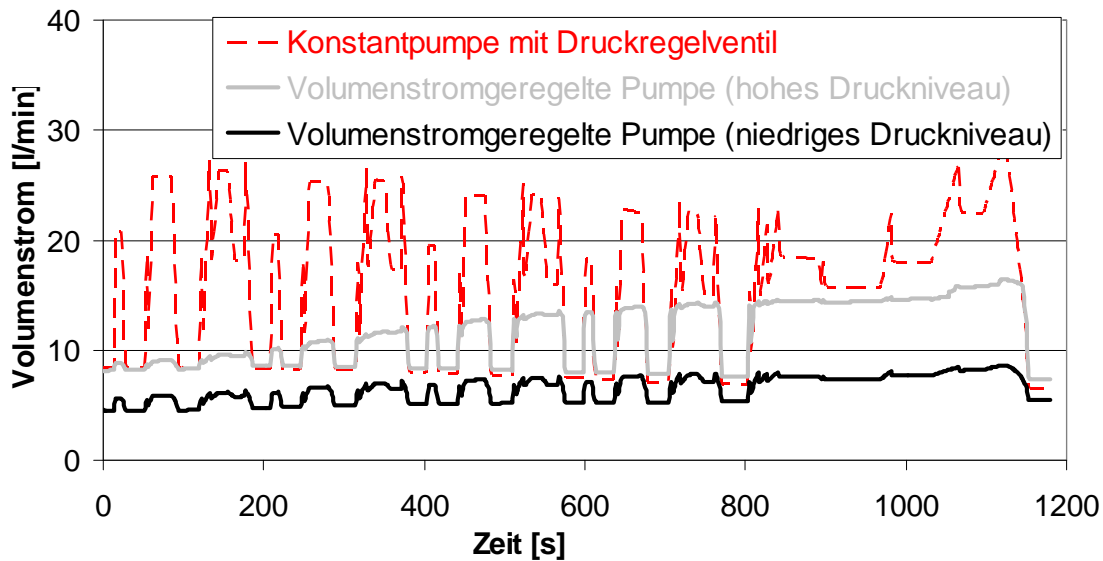


Bild 23b: Berechneter Pumpenvolumenstrom im NEFZ bei nominalen Lagerspielen

Beide Pumpen haben, wie in Kapitel 5.4 gefordert, eine theoretische Fördermenge von 11 ccm/Motorumdrehung und einen Regeldruck von 4 bar. Aus diesem Grund sind die Druckverläufe der Pumpen ähnlich: Der Regeldruck wird nur bei hohen Drehzahlen oder bei niedrigen Öltemperaturen zu Beginn des Zyklus erreicht und das Druckniveau in den Leerlaufphasen sinkt mit zunehmender Öltemperatur. Das Schluckvermögen des Druckregelventils in der Konstantpumpe ist begrenzt und führt somit bei hohen Drehzahlen und niedrigen Öltemperaturen zu Druckspitzen oberhalb des Regeldruckniveaus. Der von einer Konstantpumpe geförderte Volumenstrom steigt auch nach Erreichen des Absteuerdruckes linear mit der Drehzahl an, was im Vergleich zu einer Regelpumpe deutlich größere Volumenströme ergibt. Durch die Reduktion des Regeldrucks sinkt der geförderte Volumenstrom weiter. Der Druckanstieg in der Pumpe wird zum Verhältnis der Regeldrücke kleiner. Die in Bild 24a dargestellte hydraulische Antriebsleistung der Pumpe ergibt sich durch Multiplikation dieser beiden Größen für jeden Zeitschritt. Bei der Berechnung der Leistungsaufnahme der Pumpe nach Gleichung 1 sind die mechanischen und hydraulischen Wirkungsgrade zu berücksichtigen (Bild 24b). Diese ergeben sich aus dem gemessenen Ölpumpenkennfeld und können entweder für jeden Zeitschritt aus einer Tabelle abgelesen bzw. interpoliert oder mit einer Regressionsfunktion berechnet werden. Bei der hier durchgeführten Regressionsanalyse werden typische Größen des Ölpumpenkennfeldes wie zum Beispiel Drehzahl, Volumenstrom, Druckdifferenz und Ölviskosität als *Kovariablen* und die Wirkungsgrade als *Zielvariablen* verwendet. Die Bestimmung der Regressionsfunktion erfolgt über kommerzielle Statistik-Software-Pakete wie *MINITAB* oder *MARS*.

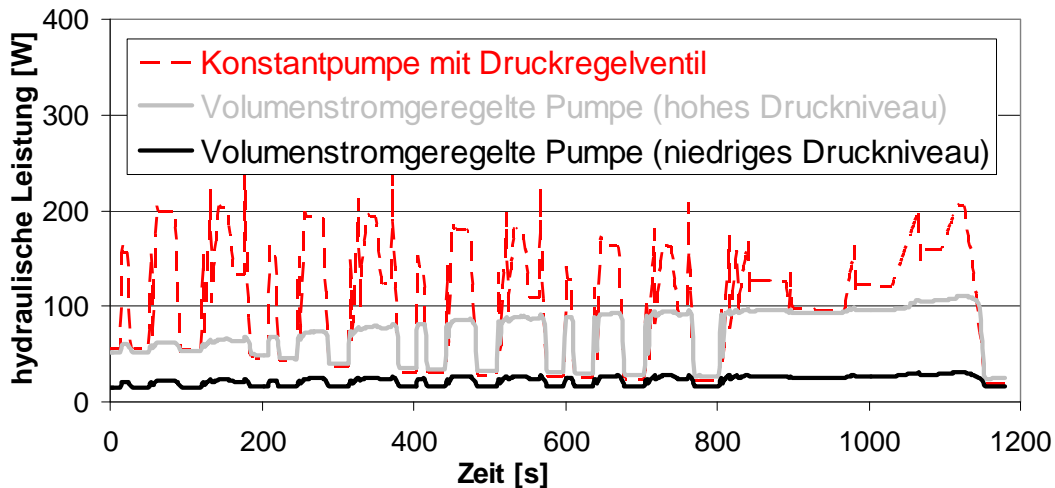


Bild 24a: Berechnete hydraulische Leistung im NEFZ mittels eines Regressionsalgorithmus (Multivariate Adaptive Regression Splines)

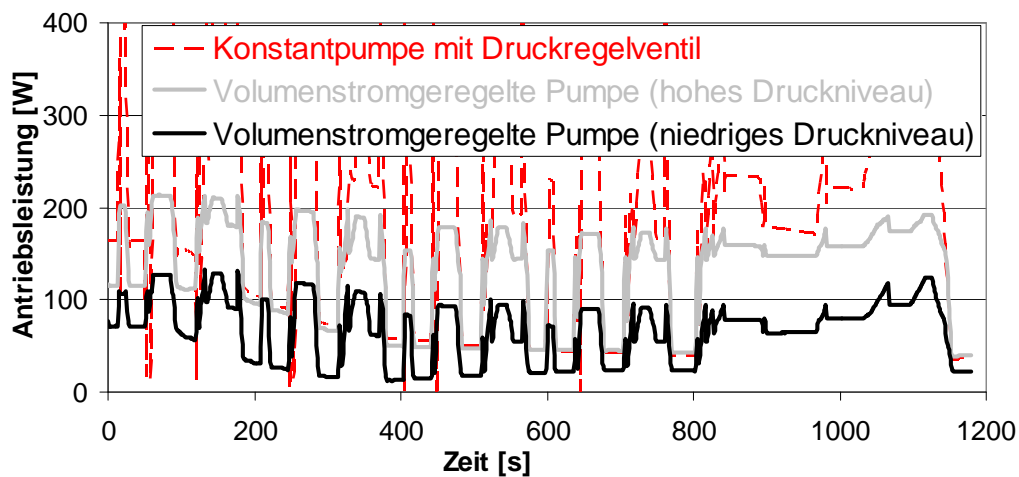


Bild 24b: Berechnete gesamte Leistungsaufnahme im NEFZ mittels eines Regressionsalgorithmus (Multivariate Adaptive Regression Splines)

5.5.2 Bestimmung der Kraftstoffeinsparung

Die Berechnung der Fahrleistung und des Verbrauchs erfolgt mit dem bei Ford entwickelten Programm CVSP (*Corporate Vehicle Simulation Program*). Aufgrund der geforderten Geschwindigkeit und Beschleunigung wird unter Berücksichtigung der Antriebsverluste (Rad, Bremse, Antriebswellen, Getriebe) der für den jeweiligen Fahrzustand erforderliche Motorlastpunkt (Drehzahl und Drehmoment) berechnet. Das erforderliche Kupplungsmoment wird im Anschluss um den Leistungsbedarf der Nebenantriebe (Lenkhilfe, Generator, Klimaanlage, etc.) ergänzt, die in separaten Modellen abgebildet werden.

Der Motor wird in CVSP über sein, im betriebswarmen Zustand ermitteltes, Verbrauchskennfeld unter Berücksichtigung der Antriebsleistung von Generator (unbelastet), Klimaanlage (ausgekuppelt), Öl-, Wasser- und Lenkhilfepumpe (Geradeausfahrt) sowie seiner Vollastkennlinie modelliert. In der Regel erfolgt die Berechnung

mit einer Zeitschrittweite von einer Sekunde, was für die Verbrauchsberechnung ausreicht.

Zur Ermittlung der Verbrauchsvorteile der unterschiedlichen Pumpenkonzepte wird das Verbrauchskennfeld des Motors entsprechend der nachfolgenden Methode modifiziert:

$$P_{mi} = P_{me} + P_{mr} + P_{mLW} \quad (2)$$

Mit:

p_{mi} – indizierter Mitteldruck

p_{me} – effektiver Mitteldruck

p_{mr} – Reibungsmitteldruck

p_{mLW} – Ladungswechsel – Mitteldruck

Der durch die Ölpumpe verursachte Reibmitteldruck $p_{mÖP}$ ist Bestandteil des Terms p_{mr} und kann ausgedrückt werden als:

$$P_{mr} = P_{mr}^* + P_{mÖP} \quad (3)$$

Damit ergibt sich:

$$P_{mi} = P_{me} + P_{mr} + P_{mÖP}^* + P_{mLW} \quad (4)$$

Hält man nun den indizierten Mitteldruck, damit den Betriebspunkt und daher auch den Ladungswechselanteil konstant, wird sich eine Änderung der Ölpumpenantriebsleistung als geänderte Wellenleistung ergeben. Da diese Änderung nur von der Motordrehzahl abhängt, kann das Kennfeld neu bestimmt werden. Dies erlaubt im Anschluss die Bewertung der Ölpumpenvarianten in Zyklusberechnungen.

Eine Abschätzung der Verbrauchsänderung unter Berücksichtigung des Motorwärmelaufs ist mit einfachen Programmen (Interpolation im Kennfeld) ohne Fehler nicht möglich. Der Reibungsanteil ist hier variabel, hängt von der momentan erreichten Temperatur ab und benötigt damit als Grundlage ein Kennfeld in Abhängigkeit von Last, Drehzahl und Temperatur. Mit einem vertretbaren Fehler kann jedoch der Verbrauch mittels des spezifischen Verbrauchs aus dem Warmkennfeld berechnet werden. Dabei wird die um den Kaltreibungsanteil erhöhte indizierte Leistung als Berechnungsgrundlage angesetzt. Die notwendigen Gleichungen sind dann:

$$\dot{m}_{Br,warm} = P_{e,warm} \cdot b_{e,warm} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{Br,kalt} = (P_{e,warm} + P_{r,kalt}) \cdot b_{e,warm} \quad (6)$$

Mit:

$\dot{m}_{Br,warm}$ – Kraftstoffmassenstrom, betriebswarmer Motor

$\dot{m}_{Br,kalt}$ – Kraftstoffmassenstrom, kalter Motor

$P_{e,warm}$ – effektive Leistung, betriebswarmer Motor

$P_{r,kalt}$ – Reibleistung, kalter Motor

$b_{e,warm}$ – effektiver spezifischer Brennstoffverbrauch, betriebswarmer Motor

Da der Fehler bei einem direkten Vergleich verschiedener Ölpumpenkonzepte die gleiche Größenordnung hat, können diese auch im Warmlauf verglichen und beurteilt werden.

In Bild 25 ist neben dem Kraftstoffverbrauchsvorteil einer volumenstromgeregelten Ölpumpe mit zweistufiger Drucksteuerung auch das Einsparpotenzial von innovativen Ölpumpenkonzepten dargestellt. Dieses hängt nicht nur von der Motor-Fahrzeugkombination und der Ölerwärmung sondern auch signifikant von der Pumpenkonstruktion ab. So führt zum Beispiel eine überdimensionierte Basis zu einem erhöhten Reduzierungspotenzial, welches andererseits durch weiterführende Maßnahmen (Kennfeldregelung, Druck-, Drehzahl-, Kapazität- oder Reibungsreduzierung) erschlossen werden kann.

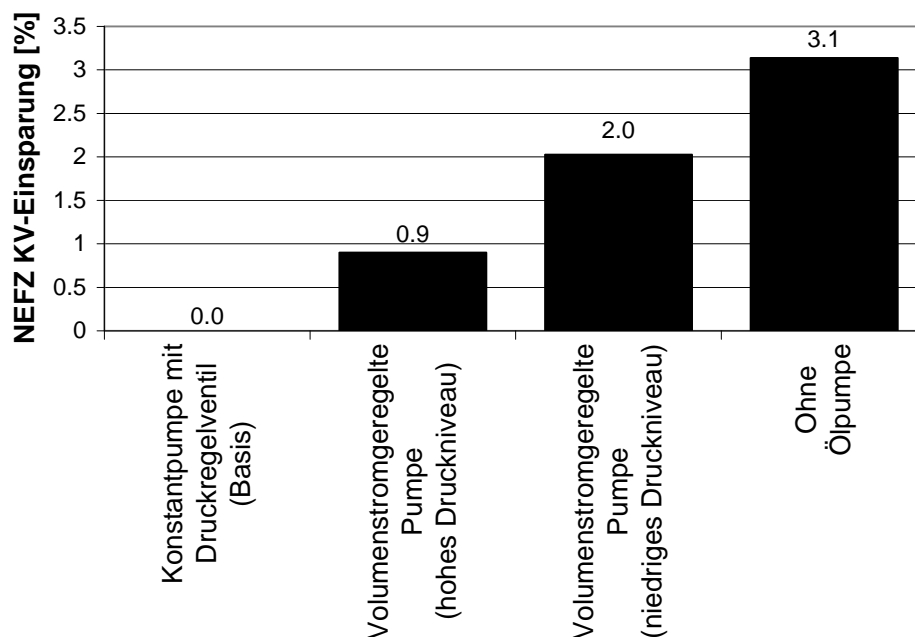


Bild 25: Reduzierungspotenzial und Kraftstoffverbrauchsvorteile der Regelölpumpe mit zweistufiger Drucksteuerung im NEFZ (1.125l Forschungsmotor im Ford Focus)

Die Verbrauchsreduzierung durch die geregelte Ölpumpe fällt, abhängig vom gewählten Druckniveau, sehr unterschiedlich aus. Deshalb sollte der Motor im Grossteil des Kundenbetriebes in der niedrigen Druckstufe betrieben und die hohe Druckstufe nur aktiviert werden, um den in Kapitel 3 diskutierten Anforderungen in kritischen Betriebspunkten zu genügen. Als sinnvolle Eingangsgrößen für die Drucksteuerung haben sich deswegen die Motordrehzahl und die Motorlast erwiesen.

6. Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag wurden die Anforderungen an den Ölkreislauf mit Ölpumpe und Verbrauchern ausführlich dargestellt und die Optimierung mit Hilfe eindimensionaler Simulationsmethoden erläutert. Optimierte Subsysteme senken den Volumenstrombedarf und tragen damit zur Reduzierung der Ölpumpenantriebsleistung bei. Durch den Einsatz einer volumenstromgeregelten Ölpumpe mit zweistufiger Drucksteuerung konnte eine zusätzliche Kraftstoffverbrauchseinsparung von 2 % berechnet und in anschließenden Messungen bestätigt werden. Dies zeigt, dass moderne CAE-Methoden zur Strömungssimulation eine Optimierung des Ölkreislaufs und seiner Komponenten erlauben.

Literatur

- [1] Koch, F.; Haubner, F.; Loeprecht, M.: Auslegung von Schmierölkreisläufen von Kraftfahrzeugmotoren. Haus der Technik, Essen, Veranstaltungsunterlagen, Veranstaltungsnummer 30-615-056-9, 1999
- [2] Borrmann, D.; Brinkmann, F.; Walder, K.; Pinggen, B.; Wojahn, J.; Behrends, P.: Benzindirekteinspritzung mit Turboaufladung – ein interessantes Downsizingkonzept. 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002
- [3] Affenzeller, J.; Gläser, H.: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren, Springer-Verlag, Wien, 1996
- [4] Voigt, D.: Kraftstoffverbrauchsvorteile durch Regelölpumpen. MTZ 12/2003
- [5] Mendl, G.; Heiduck, T.; Mendle, J.; Verhees, V.; Renner, D.: Der Ölhaushalt der neuen V6 Ottomotoren – Entwicklung einer Regelölpumpe mit zweistufiger Drucksteuerung. Tagung: Ölkreislauf im Verbrennungsmotor, Haus der Technik, 2007
- [6] Stegmann, B.; Stotz, I.; Weinrich, M.; Bargende, M.; Wiedemann, J.: Ein Gesamtmodell zur Optimierung von Thermomanagementmaßnahmen. Tagung: Wärmemanagement im Kraftfahrzeug IV, Haus der Technik, 2008

Autoren

Dipl.-Ing. Jan Mehring, Ford Werke AG, Köln

Dipl.-Ing. Dirk Borrmann, Ford Werke AG, Köln

Dipl.-Ing. Bert Pingen, Ford Werke AG, Köln

Dipl.-Ing. (FH) Thomas Buck, Flowmaster GmbH, Idstein

Dipl.-Ing. (FH) Jan Treutler, Flowmaster GmbH, Idstein