

**Potentialanalyse des Direktstarts für den Einsatz in einem  
Stopp-Start-System an einem Ottomotor mit strahlgeführter  
Benzin-Direkteinspritzung unter besonderer  
Berücksichtigung des Motorauslaufvorgangs**

Von der Fakultät Ingenieurwissenschaften Abteilung Maschinenwesen -  
Campus Essen der Universität Duisburg – Essen  
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs  
genehmigte Dissertation

Vorgelegt von

Diplom-Ingenieur Ulrich Kramer  
aus Gladbeck

Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Wissussek  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. R. Petersen

Tag der mündlichen Prüfung: 21.02.2005

## **Vorwort**

Die vorliegende Forschungsarbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit in der Motorenvorentwicklung der Ford Werke AG, Köln. Die wissenschaftliche Betreuung übernahm der Lehrstuhl für Konstruktionstechnik und Kolbenmaschinen der Universität Essen unter Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. D. Wissussek.

Herrn Professor Wissussek gilt mein besonderer Dank für die Ermöglichung dieser Arbeit und seine stetige und wohlwollende Unterstützung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Petersen, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik und Kolbenmaschinen, Universität Essen, danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Herrn Dr.-Ing. A. Schamel, Abteilungsleiter der Motorenvorentwicklung der Ford Werke AG, und Herrn Dr.-Ing. M. Wirth, Gruppenleiter der Brennverfahrensentwicklung der Ford Werke AG, danke ich besonders für die Ermöglichung dieser Arbeit im Rahmen meiner beruflichen Tätigkeit, sowie für ihre Unterstützung, ihre Anregungen und die zahlreichen Diskussionen.

Weiterhin möchte ich mich auch bei den Mitarbeitern der Ford Werke AG, der Robert Bosch GmbH, sowie der SMETEC GmbH bedanken, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit unterstützt und beraten haben.

Einen speziellen Dank möchte ich an dieser Stelle meiner Familie, vor allem meiner Frau Dr. med. L. Niehoff, für ihre Unterstützung und das Verständnis aussprechen, welches sie mir während der Erstellung dieser Arbeit entgegengebracht haben.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Aufgabenstellung</b> .....	<b>2</b>
<b>3 Stand der Technik</b> .....	<b>3</b>
3.1 Stopp-Start-Systeme.....	3
3.1.1 Stopp-Start-System mit konventionellem Anlasser.....	5
3.1.2 Stopp-Start-System mit Startergenerator.....	5
3.1.2.1 Kurbelwellen-Startergenerator.....	5
3.1.2.2 Riemengetriebener Startergenerator.....	7
3.1.3 Stopp-Start-System mit Direktstart.....	8
3.2 Brennverfahren direkteinspritzender Ottomotoren.....	15
3.3 Patentrecherche.....	18
<b>4 Untersuchung des Motorauslaufs</b> .....	<b>25</b>
4.1 Motorauslaufuntersuchungen am Motorenprüfstand.....	25
4.1.1 Versuchsträger.....	25
4.1.2 Verwendete Meß- und Steuertechnik.....	26
4.1.2.1 Absolutwinkelmessung.....	27
4.1.2.2 Sauerstoffkonzentrationsmessung.....	27
4.1.2.3 Schwingungsmessung.....	33
4.1.3 Entwicklung von Drosselklappenstrategien für den Abstellvorgang.....	35
4.1.4 Untersuchung des Sauerstoffgehaltes im Brennraum beim Abstellen des Motors.....	41
4.1.4.1 Versuchsdurchführung.....	42
4.1.4.2 Auswertung und Ergebnisse.....	44
4.1.5 Komfortverhalten beim Abstellvorgang.....	54
4.1.5.1 Versuchsdurchführung.....	55
4.1.5.2 Auswertung und Ergebnisse.....	56



4.2.4 Robustheitsanalyse.....	126
4.2.4.1 Variation der Leerlaufdrehzahl.....	128
4.2.4.2 Variation der Reibung.....	130
4.2.4.3 Variation des Verdichtungsverhältnisses.....	132
4.2.4.4 Variation des Umgebungsdrucks.....	133
4.2.4.5 Variation der letzten Verbrennung.....	134
4.2.4.6 Variation des Leckluftmassenstroms durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil und die Drosselklappe.....	135
4.2.4.7 Variation der Ansaugluft- und Öltemperatur.....	137
4.2.4.8 Variation des Trägheitsmoments.....	138
4.2.4.9 Variation des Ventilspiels.....	138
4.2.4.10 Variation der Steuerzeiten.....	138
4.2.5 Schlußfolgerungen zur Einstellbarkeit der Abstellposition.....	140
4.3 Drosselklappenstrategie zur Optimierung des Motor-Abstellvorgangs.....	141
4.4 Verwendung von Positioniereinrichtungen zur Darstellung einer geeigneten Abstellposition.....	142
4.4.1 Anforderungen an eine Bremsvorrichtung.....	143
4.4.2 Nutzung von Nebenaggregaten zur Kurbelwellenpositionierung.....	144
<b>5 Untersuchung des Direktstarts.....</b>	<b>147</b>
5.1 Simulation des Direktstarts.....	147
5.1.1 Mathematisches Modell.....	147
5.1.1.1 Zylindermodell.....	148
5.1.1.2 Drehmomentberechnung.....	157
5.1.1.3 Saugrohrmodell.....	157
5.1.1.4 Reibungsmodell.....	159
5.1.2 Modellkalibrierung.....	159
5.1.3 Modellverifizierung.....	165

5.1.4	Parametervariation – Einfluß auf die Direktstartfähigkeit.....	167
5.1.4.1	Startbedingungen – Einfluß der Motorstillstandszeit.....	167
5.1.4.2	Erweiterter Direktstart.....	171
5.1.4.2.1	Einfluß des Start-Kurbelwinkels.....	171
5.1.4.2.2	Einfluß der Kühlwassertemperatur.....	173
5.1.4.2.3	Einfluß der Gemischbildung.....	175
5.1.4.2.4	Einfluß der Reibung.....	179
5.1.4.2.5	Einfluß der Massenträgheit.....	180
5.1.4.2.6	Einfluß der Steuerzeiten.....	182
5.1.4.2.7	Einfluß des Verdichtungsverhältnisses.....	186
5.1.4.2.8	Einfluß des Umgebungsdruckes.....	188
5.1.4.3	Einfacher Direktstart.....	189
5.2	Untersuchung des Direktstarts am Versuchsfahrzeug.....	193
5.2.1	Versuchsträger.....	193
5.2.2	Verwendete Meßtechnik.....	194
5.2.3	Versuchsdurchführung.....	198
5.2.4	Auswertung und Ergebnisse der Parametervariation.....	199
5.2.4.1	Kompressionsdruckabsenkung durch Einspritzung in den 2. Expansionstakt - ohne Verbrennung.....	206
5.2.4.2	Verbrennung im 2. Expansionstakt.....	209
5.2.4.3	Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung.....	211
5.2.4.4	Einfluß des Luftverhältnisses der 1. Vorwärtsverbrennung.....	218
5.2.4.5	Einfluß der Gemischbildungszeit.....	221
5.2.4.6	Einfluß der Kühlwassertemperatur und des Start-Kurbelwinkels.....	225
5.2.4.7	Einfluß der Ventilsteuerzeiten.....	240
5.2.4.8	Einfluß des Kraftstoffdrucks.....	249
5.3	Schlußfolgerungen.....	256
5.3.1	Abgleich gemessener Daten mit Simulationsergebnissen.....	256
5.3.2	Robustheit des Direktstartvorgangs.....	257
5.3.3	Grenzen des Direktstarts.....	258

<b>6 Konstruktive Änderungen am Motor zur Darstellung eines Stopp-Start-Systems mit Direktstarttechnologie</b>	<b>260</b>
6.1 Absolutwinkelsensorik	261
6.2 Notwendigkeit des Startermotors	263
<b>7 Ausblick</b>	<b>265</b>
7.1 Eignung des Direktstarts zum Aufbau eines Stopp-Start-Systems	265
7.2 Kraftstoffverbrauchs- und Emissionspotential	268
<b>8 Zusammenfassung</b>	<b>271</b>
<b>9 Literaturverzeichnis</b>	<b>275</b>
<b>Abkürzungen und Formelzeichen</b>	<b>288</b>

**Lebenslauf**

## 1 Einleitung

Zum Erreichen der im Kyoto-Protokoll festgelegten, weltweiten CO<sub>2</sub>-Emissions-Reduktionsziele, ist eine Verminderung des verkehrsbedingten CO<sub>2</sub>-Anteils unerlässlich, der in Europa im Jahr 1990 etwa 16 % der Gesamtkohlendioxidemissionen ausmachte [1]. Vor diesem Hintergrund haben sich alle Automobilhersteller bis zum Jahr 2008 verpflichtet, die Flotten-CO<sub>2</sub>-Emissionen und damit den Flottenverbrauch ihrer Fahrzeugpalette drastisch zu senken [2], so daß die Einführung neuer, effizienzsteigernder Motortechnologien erforderlich ist.

Derzeit werden unterschiedliche Wege zur Effizienzsteigerung von Fahrzeugantrieben favorisiert.

Eine Möglichkeit der Kraftstoffeinsparung ist das Ausschalten des Motors während der Fahrzeugstillstandphasen. Dadurch fällt der Leerlaufverbrauch weg und insbesondere in städtischen Fahrzyklen lassen sich beachtliche Verbrauchseinsparungen realisieren.

Die Umsetzung dieser Stopp-Start-Funktion kann auf unterschiedlichen Wegen erfolgen. So werden beispielsweise Fahrzeuge am Markt angeboten, bei denen der Start, zur Wiederaufnahme der Fahrt, mit Hilfe eines konventionellen Anlassers automatisch erfolgt. Bei diesen Systemen ist der Wiederstart im allgemeinen relativ langsam. Der verzögerte Motorstart und das damit einhergehende Anlassergeräusch werden im allgemeinen als unkomfortabel empfunden. Zudem werden erhöhte Anforderungen an die Dauerhaltbarkeit des Anlassers gestellt.

Bei anderen Konzepten wird der automatische Wiederstart von einem auch als Antriebsmotor operierenden Generator übernommen, der in konventioneller Weise durch einen Keilrippenriemen mit dem Motor verbunden ist. Nachteile dieser Lösung sind die nicht unerheblichen Mehrkosten im Vergleich zum konventionellen Anlaßsystem. Zudem sind bei größeren Motoren der Übertragung des erforderlichen Antriebsmomentes durch den Riemen, insbesondere bei niedrigen Temperaturen, enge Grenzen gesetzt, so daß die Applizierbarkeit auf kleine Motoren beschränkt ist. Zur Applikation an größeren Motoren müßte, neben aufwendigen Modifikationen am Riementrieb, auch eine Umstellung des 12 V-Bordnetzes auf eine höhere Spannung, beispielsweise 42 V, erfolgen.

Bei weitergehenden, auch für größere Motoren geeigneten Konzepten, wird daher die Generator-Startereinheit direkt mit der Kurbelwelle verbunden. Solche Systeme verursachen allerdings wesentlich höhere Kosten als Systeme mit konventioneller Lichtmaschinenanordnung. Zudem benötigen sie im allgemeinen ein 42 V-Bordnetz und deutlich mehr Bauraum zwischen Motor und Getriebe. Die Unterbringung im Rahmen üblicher Antriebstrangdimensionen gestaltet sich sehr schwierig.

Bei direkteinspritzenden Ottomotoren bietet sich ein weiteres Verfahren zur Darstellung der Stopp-Start-Funktion an. Durch direktes Einspritzen von Kraftstoff in den Brennraum, kann auch bei stillstehendem Motor ein zündfähiges Gemisch erzeugt und durch Fremdzündung anschließend verbrannt werden, um so den anlasserlosen Startvorgang des Motors einzuleiten. Diese Art des Startvorgangs wird „Direktstart“ genannt und zeigt Potential zur Darstellung des Stopp-Start-Betriebs, ohne kostenintensive Starter-Generator-Lösungen applizieren zu müssen.



Startkomfort, Startgeschwindigkeit und Kosten-Nutzen-Verhältnis des Direktstartverfahrens erscheinen sehr vielversprechend. Der Direktstart des Motors stellt daher in Verbindung mit einem Stopp-Start-System, sowohl für die geschichtete als auch für die homogene Direkteinspritztechnologie, ein weiteres Kraftstoffverbrauchspotential dar, welches mit sehr wenig Mehraufwand verwirklicht werden kann.

## **2 Aufgabenstellung**

Im Rahmen dieser Dissertation soll deshalb das Potential und die praktische Umsetzbarkeit des anlasserlosen Direktstarts zur Realisierung eines Stopp-Start-Systems untersucht werden.

Auf Basis einer Literatur- und Patentrecherche ist zunächst der Stand der Technik zu beschreiben.

Weiterhin ist der Direktstartvorgang zu modellieren. Im Rahmen einer Parametervariation sind mit dem Modell die Haupteinflußparameter auf die Direktstartfähigkeit eines Motors zu analysieren.

Nach Auswahl eines geeigneten Versuchsträgers soll dieser mit einem funktionsfähigen Direktstartsystem ausgerüstet werden. An dem Versuchsträger ist anschließend die Direktstartfunktionalität experimentell zu untersuchen und eine geeignete Start-Strategie zu entwickeln. Die Versuchsergebnisse sind mit den Berechnungsergebnissen abzugleichen.

Die Randbedingungen, die zur Funktionalität des Direktstarts einzuhalten sind, sind mit Hilfe der Simulations- und Versuchsergebnisse zu formulieren. Dabei ist die Robustheit des Startverfahrens zu analysieren. Die Grenzen des Systems sind aufzuzeigen und die Maßnahmen zur Applikation eines funktionsfähigen Systems im Rahmen der Anforderungen an den Gesamtmotor zu diskutieren. Zudem ist zu klären, ob das Direktstartverfahren jemals in der Lage sein wird, den konventionellen Anlasser gänzlich zu ersetzen.

Der Konditionierung des Motors während des Abstellvorgangs zur Vorbereitung auf den nachfolgenden Direktstart soll dabei besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Dabei sind sowohl analytische als auch experimentelle Untersuchungsmethoden einzusetzen.

Abschließend soll eine Potentialanalyse des entwickelten Konzepts auf Basis der ermittelten Daten erfolgen. Dabei ist die generelle Eignung des Direktstarts für ein Stopp-Start-System zu diskutieren. Der Einfluß der Stopp-Start-Strategie auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs ist zu bewerten.

## 3 Stand der Technik

### 3.1 Stopp-Start-Systeme

Mit „(automatischem) Stopp-Start-Betrieb“ soll in dieser Arbeit das selbsttätige Abschalten des Verbrennungsmotors während kurzer Fahrzeugstillstandszeiten mit anschließendem automatischen Wiederstart bezeichnet werden. Im allgemeinen ist es üblich, den Motor während dieser Fahrzeugstillstandphasen im Leerlauf zu betreiben. Automatischer Stopp-Start-Betrieb wird durch Stopp-Start-Systeme ermöglicht, die, sobald keine Antriebsleistung des Motors benötigt wird, unter definierten Randbedingungen, aktiv den Verbrennungsmotor abschalten und ihn selbsttätig wieder starten, sobald wieder Antriebsleistung benötigt wird [3].

Durch den Wegfall des Leerlaufverbrauchs lassen sich insbesondere in städtischen Fahrzyklen beachtliche Verbrauchseinsparungen realisieren.

Bereits 1980 sagt Kampelmühler [4], der die Leerlaufabschaltung an 3 Fahrzeugen mit Ottomotor ohne Abgasnachbehandlung (2 mit Vergaser, 1 mit mechanischer Saugrohreinspritzung) und einem Fahrzeug mit Dieselmotor untersucht hat, einen Kraftstoffverbrauchsvorteil im damaligen Europa-Zyklus von etwa 4 % - 5 % voraus. Da nach seinen Überlegungen bereits mit einer Absenkung der Leerlaufdrehzahl um 100/min 2 % - 3 % Verbrauchseinsparung zu erzielen wären, empfiehlt Kampelmühler [4] diese Maßnahme dem automatischen Stopp-Start-Betrieb vorzuziehen. Bei seinen Überlegungen geht er aber davon aus, daß zur Vermeidung emissions- und verbrauchsschädlicher, kurzer Abschaltvorgänge eine Abschaltverzögerung von 4 s verwendet werden müsse.

Die nachteilige Wirkung kurzer Abschaltphasen auf den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen beschreibt auch Voß [5] 1990, der die Abschaltdauer an 17 Fahrzeugen der Baujahre 1980 – 1987 (davon 9 Ottomotoren mit Vergaser und 6 Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung) untersuchte. Dabei ergibt sich erst nach etwa 16 s Abschaltdauer ein positiver Effekt der Motorabschaltung auf den Kraftstoffverbrauch.

Ergebnisse von Bugsel et al. (1997) [6] bestätigen diese Tendenz auch für ein Fahrzeug mit lambdageregelter Saugrohreinspritzung und Abgasnachbehandlung. Ein positiver Effekt der Motorabschaltung auf den Kraftstoffverbrauch und die NO<sub>x</sub>-Emissionen ist erst nach 10 s, auf die HC- und CO-Emissionen erst nach 5 min feststellbar.

Die Lösung des Problems der negativen, kurzen Abschaltzeiten durch eine Abschaltverzögerung, wie von Kampelmühler [4] vorgeschlagen, erscheint allerdings wenig sinnvoll, da eine solche Schaltung nur bewirkt, daß längere Fahrzeugstillstandphasen zur nicht erwünschten kurzen Motorabschaltzeit führen.

Vor dem Hintergrund heutiger Ottomotorentechnologie mit Abgasnachbehandlung und Direkteinspritzung erscheinen die Ergebnisse der langen erforderlichen Abschaltzeiten zur Erzielung eines positiven Effekts obsolet. Wie von Ueda et al. [7] [8] beschrieben, läßt sich mit einem direkteinspritzenden Ottomotor bei geeigneter Startstrategie bereits nach 0,4 s Stillstandszeit eine positive Kraftstoffmengenbilanz

erreichen. Ein vergleichbarer Ottomotor mit Saugrohreinspritzung hätte erst nach 5,5 s Motorstillstandszeit soviel Kraftstoff eingespart, wie für den Wiederstart benötigt würde. Zudem ist laut Ueda et al. [7] [8] nicht mit einer negativen Beeinflussung der Emissionen zu rechnen, insbesondere nicht durch das Auskühlen des Katalysators während der Stillstandsphasen. Das Gegenteil ist der Fall. Ein Katalysator, der dem kalten Abgasstrom eines im Leerlauf betriebenen, direkteinspritzenden Ottomotors ausgesetzt ist, kühlt, bedingt durch den relativ kalten Abgasmassenstrom, wesentlich schneller ab, als ein Katalysator während des Motorstopps.

Durch die Möglichkeit mit Hochdruck ( $> 4$  bar) in die Kompressionsphase des Kompressionszylinders einzuspritzen, läßt sich zudem bei direkteinspritzenden Motoren die Gemischaufbereitung weiter verbessern, wodurch die zum Start erforderliche Kraftstoffmasse weiter gesenkt und die Rohemissionen signifikant reduziert werden können [9].

Daher ist für die Umsetzung automatischen Stopp-Start-Betriebs für moderne, direkteinspritzende Ottomotoren eher mit den Kraftstoffverbrauchsvorteilen zu rechnen, die in neueren Veröffentlichungen genannt sind. Demzufolge können Verbrauchseinsparungen von etwa 4 % - 5 % im NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) und von 8 % - 10 % im ECE Stadt Zyklus [10] [11] [12] [13] [14] erreicht werden.

Da in den Stillstandsphasen alle eingeschalteten Verbraucher (Scheinwerfer, Radio, Lüftung usw.) mit Strom versorgt werden müssen, was zu einer erheblichen Belastung der Batterie führt, setzt Stopp-Start-Betrieb die Implementierung eines Batterie-Management-Systems im Fahrzeug voraus [15] [16]. Ein solches System überwacht den Ladezustand und Alterungszustand der Batterie mit Hilfe der Messung von Batterietemperatur, -strom und -spannung [16] [17] [18]. Bei Unterschreitung eines Grenzladezustandes wird der Motor entweder automatisch wieder gestartet oder dem Fahrer muß der Wiederstart des Verbrennungsmotors nahegelegt werden.

Die Aktuierung von Stopp-Start-Systemen erfolgt üblicherweise über Signale, die von bereits vorhandenen Bedienelementen ausgelöst werden, die der Fahrer üblicherweise während des Anhalte- und Anfahrvorgangs betätigt (Kupplung, Schalthebel, Bremse) [19].

Neben den zusätzlichen Anforderungen an das elektrische Bordnetz, stellt Stopp-Start-Betrieb deutlich erhöhte Anforderungen an das Startsystem in bezug auf Starterdauerhaltbarkeit, Startkomfort und Anfahrbereitschaft [10] [20] [21]. Daher kommt für den automatischen Stopp-Start-Betrieb der Entwicklung von Start-Systemen eine besondere Bedeutung zu.

Zur Zeit werden verschiedene Ansätze verfolgt, den Motor während des Stopp-Start-Betriebs wieder anzulassen. Die relevanten Systeme werden im folgenden kurz vorgestellt und ihre Vor- und Nachteile erläutert.

### **3.1.1 Stopp-Start-System mit konventionellem Anlasser**

Bei der einfachsten Art von Stopp-Start-Systemen wird der Motor mit Hilfe eines optimierten, konventionellen Anlassers gestartet. Solche Systeme befinden sich bereits seit geraumer Zeit in der Serienproduktion [19] [22] [23] [24] [25].

Konventionelle Anlasser verfügen im allgemeinen über einen luftgekühlten Gleichstrom-Reihenschluß-Elektromotor, der während des Startvorgangs mit der Kurbelwelle verbunden wird. Während des Startvorgangs rastet das Starterritzel des Anlassermotors in den kurbelwellenfesten Anlasserzahnkranz ein und treibt die Kurbelwelle an. Nach erfolgreicher Synchronisation des Motorsteuergerätes werden die ersten Verbrennungen eingeleitet, wodurch die Kurbelwelle weiter beschleunigt wird. Bei Erreichen einer Grenzdrehzahl wird das Starterritzel wieder ausgerückt [20] [26].

Für Stopp-Start-Betrieb muß sowohl die Dauerhaltbarkeit als auch das Komfortverhalten den gestiegenen Anforderungen angepaßt werden. Während ein konventioneller Anlasser (ohne Stopp-Start-Anforderungen) für ein Belastungsprofil von etwa 30.000 - 40.000 Startvorgängen ausgelegt ist, muß ein für Stopp-Start-Betrieb vorgesehener Anlasser mit 200.000 – 400.000 Startvorgängen einer vielfachen Startanzahl standhalten, was unter anderem eine robustere Auslegung des Gleichstrommotors erfordert [20] [22].

Vorteilhaft bei der Verwendung eines verbesserten Anlassers zur Darstellung der Stopp-Start-Funktion ist die einfache Applizierbarkeit an nahezu jedes Fahrzeug.

Nachteilig ist die Gewichts- und Kostenzunahme des Gesamtsystems, die durch die erhöhten Anforderungen an Dauerhaltbarkeit und Komfortverhalten bedingt ist, sowie die vergleichsweise lange Dauer bis zum Erreichen der Anfahrbereitschaft. Zudem wird das mit dem Anlaßvorgang verbundene Geräusch im allgemeinen als unangenehm empfunden, was sich negativ auf die Kundenakzeptanz auswirkt [20] [26] [27].

### **3.1.2 Stopp-Start-Systeme mit Startergenerator**

Einen wesentlich verbesserten Stopp-Start-Betrieb ermöglichen integrierte Startergeneratoren [15] [27]. Bei diesen sind Starterfunktion und Generatorfunktion in einem Bauteil integriert. Integrierte Startergeneratoren dienen sowohl zur Generierung elektrischen Stroms als auch zum Anlassen des Motors. Je nach Anordnung des Startergenerators im Antriebsstrang unterscheidet man grundsätzlich zwischen zwei unterschiedlichen Konzepten, den Kurbelwellenstartergeneratoren (KSG) und den riemengetriebenen Startergeneratoren (RSG) [12] [27].

#### **3.1.2.1 Kurbelwellen-Startergenerator (KSG)**

Kurbelwellen-Startergeneratoren (KSG) zeichnen sich dadurch aus, daß sie direkt auf die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors wirken und im allgemeinen zwischen

Verbrennungsmotor und Getriebe angebracht sind [11] [12] [13] [15] [21] [27] [28] [29] [30]. Mit solchen Systemen kann der Motor bis zur Leerlaufdrehzahl hochgeschleppt und dann erst die Zündung und Einspritzung eingeschaltet werden [28] [29].

Im Vergleich zu konventionellen Startern ermöglichen KSG einen wesentlich komfortableren Motorstart und niedrigere Startemissionen durch schnelles Erreichen einer hohen Starterdrehzahl [21]. Die Startzeit bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl (600/min) liegt in der Größenordnung 0,2 s - 0,3 s [28].

Die erforderlichen Spitzendrehmomente von etwa 100 Nm - 300 Nm beim extremen Kaltstart können sicher übertragen werden [28], was auch unter Niedrigsttemperaturbedingungen einen sicheren Start ermöglicht [21].

Auf der generativen Seite erzielen KSG wesentlich höhere Wirkungsgrade als konventionelle Systeme. Im Vergleich zu herkömmlichen Generatoren, deren maximaler Wirkungsgrad etwa 50 % - 60 % [11] [31] beträgt, sind KSG in der Lage, Wirkungsgrade von etwa 80% [12] [28] über den gesamten Drehzahlbereich zu erzielen [28].

Die Verbrauchseinsparungen, welche durch die Applikation eines KSG ausschließlich durch Verwendung der Stopp-Start-Funktion möglich sind, liegen etwa bei 5 % im NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) [11] [13]. Durch die gleichzeitige Verwendung der Zusatzfunktion „regeneratives Bremsen“, die den Einsatz eines geeigneten Energiemanagements und Energiespeichers erfordert, können bis zu 11 % Verbrauchsverbesserung erreicht werden [13].

Neben dem Stopp-Start-Betrieb ermöglichen KSG die Umsetzung weiterer kraftstoffverbrauchssenkender Maßnahmen wie:

- Boostbetrieb (elektrische Drehmomentunterstützung beim Anfahren) + gleichzeitiges Downsizing (Verkleinerung des Hubraums des Verbrennungsmotors) bei gleichbleibender Fahrdynamik
- Rekuperatives Bremsen (Bremsen mit Hilfe des KSG, Einspeisung der elektrischen Energie in die Batterie oder andere elektrische Energiespeicher) [28] [29]

Bei KSG unterscheidet man zwei Anordnungsvarianten. Eine mit einer getriebeseitigen Kupplung, eine zweite mit zwei Kupplungen (die eine zwischen Getriebe und KSG, die andere zwischen Verbrennungsmotor und KSG). Bei der Ein-Kupplungs-Variante muß der KSG beim Motorstart neben seiner eigenen Schwungmasse auch die Trägheit des Motors überwinden. Der Energiebedarf für einen solchen Startvorgang ist so groß, daß Ein-Kupplungs-Anordnungen für größere Motoren (> 1,5 l Hubraum) nur mit einem 42 V-Bordnetz realisierbar sind [13] [28]. Mit 14V-Bordnetzen ist die mechanische Kaltstartleistung des Startergenerators auf etwa 2,5 kW begrenzt [30]. Da der Einzug von 42 V-Bordnetzen in näherer Zukunft, insbesondere für kleine Fahrzeugklassen, relativ unrealistisch erscheint [27] [30], sind 14 V-fähige Applikationen vorzuziehen.

Das Zwei-Kupplungs-System ist auch bei größeren Motoren für einen Einsatz mit einem 14 V-Bordnetz denkbar, da die Möglichkeit besteht, den KSG während des Starts vom Verbrennungsmotor zu trennen. Erst wenn der KSG sein eigenes Trägheitsmoment überwunden hat, wird der Verbrennungsmotor eingekuppelt.

Die Integration eines KSG, insbesondere der Zwei-Kupplung-Variante, in den vorhandenen Bauraum eines Automobils stellt einen erheblichen Aufwand dar [28]. Bei Automobilen mit quer eingebauten Frontmotoren und einem Hubraum von 2 l oder mehr dürften Bauraumprobleme dazu führen, daß KSG nur in Ausnahmefällen einsetzbar sind [27].

Für einen 1,6 l-Ottomotor wird ein KSG-Durchmesser von etwa 240 mm – 270 mm benötigt [29]. Die zusätzliche Baulänge zwischen Motor und Getriebe beträgt etwa 35 mm – 45 mm [29]. Durch Entfall des Riementriebes (erfordert alternativen Antrieb aller verbleibenden Riementriebskomponenten, wie Klimakompressor, Lenkhilfepumpe, Wasserpumpe) und weitergehende Integration des KSG in den Antriebsstrang kann ggf. ein Teil des zusätzlichen Baulängenbedarfs eingespart werden [21]. Das zusätzliche Gewicht von KSG beträgt inklusive der Leistungselektronik etwa 15 kg – 18 kg [29].

Bedingt durch massive Bauraumbeschränkungen, die Nicht-Verfügbarkeit von 42 V-Bordnetzen und die deutlich erhöhten Kosten gegenüber konventionellen Startsystemen, mit denen bei Applikation eines KSG zu rechnen ist, dürften sich KSG zur Umsetzung der Stopp-Start-Funktionalität in näherer Zukunft am Markt nicht durchsetzen, insbesondere nicht bei Fahrzeugen der unteren und mittleren Preisklasse.

### **3.1.2.2 Riemengetriebener Startergenerator (RSG)**

Riemengetriebene Startergeneratoren (RSG) werden statt des konventionellen Generators in den Aggregate-Riementrieb eines Verbrennungsmotors implementiert. Da der Bauraum für den RSG bereits vorhanden ist, ist die Bauraumproblematik des KSG für den RSG nicht relevant.

Im Vergleich zum konventionellen Starter ermöglichen RSG einen wesentlich komfortableren und schnelleren Motorstart (nahezu geräuschlose Kraftübertragung über den Riemen). Die Startzeit bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl beträgt bei warmem Motor etwa 0,3 s [10].

Ähnlich wie bei Stopp-Start-Systemen mit konventionellem Anlasser oder KSG liegen die Verbrauchseinsparungen, die sich durch die Applikation eines Stopp-Start-Systems mit RSG erzielen lassen, etwa bei 4 % - 5 % im NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) und bei 8 % - 10 % im ECE Stadt Zyklus [10] [11] [14].

Da Generatoren üblicherweise mit einem Übersetzungsverhältnis von etwa 2,5 – 3 von der Kurbelwelle angetrieben werden, ist das vom RSG zum Starten aufzubringende Drehmoment gegenüber dem direkt angetriebenen KSG - aufgrund des Riemenübersetzungsverhältnisses - um diesen Faktor reduziert [10] [27]. Bei kleineren Ottomotoren bis etwa 1,5 l Hubraum reichen etwa 35 – 40 Nm Generator Drehmoment aus, um die etwa 100 Nm Drehmomentbedarf an der Kurbelwelle für einen Kaltstart zu überwinden [10] [27]. Aufgrund des kleineren Drehmomentbedarfs ist ein Betrieb mit 14 V Bordnetzspannung möglich [27].

Die wechselseitige Belastung des Riemens (Antriebsmoment vom RSG während des Starts; Bremsmoment vom RSG während des Generatorbetriebs) und das gegenüber einem System mit herkömmlichem Generator vergleichsweise hohe zu übertragende Drehmoment stellen besondere Anforderungen an den Aggregate-Riementrieb. Die spezifische Last ist etwa um einen Faktor 2,5 größer [10].

Durch die maximal vom Riementrieb übertragbaren Momente und die Bordnetzspannung von 14 V ist ein solches System auf die Applikation an Ottomotoren bis zu etwa 1,5 l Hubraum beschränkt [27]. Größere Motoren benötigen eine Umstellung des Bordnetzes auf 42 V und weitere Modifikationen des Riementriebs, wie beispielsweise eine Riemenscheibe mit integriertem Übersetzungsverhältnis, welches während des Starts zusätzlich zur schon vorhandenen Riementriebsübersetzung zugeschaltet wird und bei Momentenrichtungsumkehr im Generatorbetrieb wieder abgeschaltet wird [27]. Zusätzlicher Boostbetrieb ist nur mit einem 42 V-System möglich [27].

Durch den erheblichen Aufwand, den die Applikation eines RSG an größere Motoren erfordert (42 V-Bordnetz, massive Modifikationen am Riementrieb) und den deutlich erhöhten Kosten gegenüber konventionellen Startsystemen, die mit der Umsetzung dieser Maßnahmen einher gehen dürften, werden sich wahrscheinlich RSG zur Umsetzung der Stopp-Start-Funktionalität bei größeren Motoren (mehr als etwa 1,5 l Hubraum) in näherer Zukunft am Markt nicht durchsetzen können. Bei Fahrzeugen mit kleinen Ottomotoren hingegen könnten Stopp-Start-Systeme mit 14 V-RSG eine signifikante Marktdurchdringung erreichen, wenn die Zusatzkosten für die Riementriebsmodifikationen und das RSG selbst moderat ausfallen.

### **3.1.3 Stopp-Start-System mit Direktstart**

Neben den bereits vorgestellten Anlaßverfahren bietet sich der Direktstart zur Umsetzung des Motorstarts in einem Stopp-Start-System an.

Nachdem der Direktstart 1981 von D. S. Giardini (Ford Motor Co.) als Patentanmeldung eingereicht wurde [32], wurden erst 22 Jahre später (2003) Veröffentlichungen außerhalb der Patentliteratur gefunden, die sich unmittelbar mit dem Direktstart beschäftigen. Zum Zeitpunkt der Recherche sind nur 3 Primär-Literaturstellen bekannt [33] [34] [35].

Charakteristisch für den Direktstart ist das Anlassen des Motors ohne das Aufbringen eines externen Momentes auf die Kurbelwelle [32] [33] [34] [35]. Beim Direktstart wird durch direktes Einspritzen von Kraftstoff in einen Brennraum mit geschlossenen Ventilen des stillstehenden Motors ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze erzeugt. Anschließend wird dieses Gemisch fremdgezündet. Durch den Druckanstieg als Folge der Gemischverbrennung wird die Kurbelwelle in Rotation versetzt und leitet so den anlasserlosen Startvorgang des Motors ein. Grundsätzlich wird zwischen dem „einfachen Direktstart“ und dem „erweiterten Direktstart“ unterschieden [34] [35].

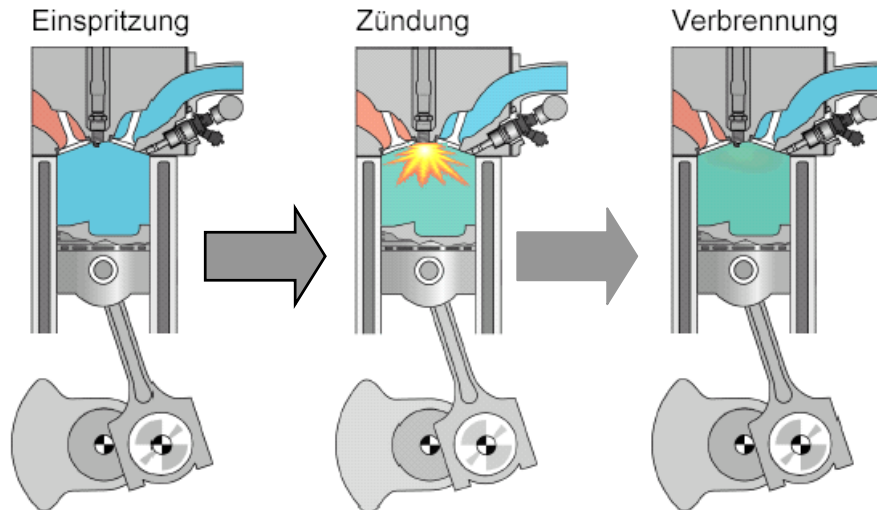


Bild 3.1.3-1: Startablauf beim „einfachen Direktstart“ [34]

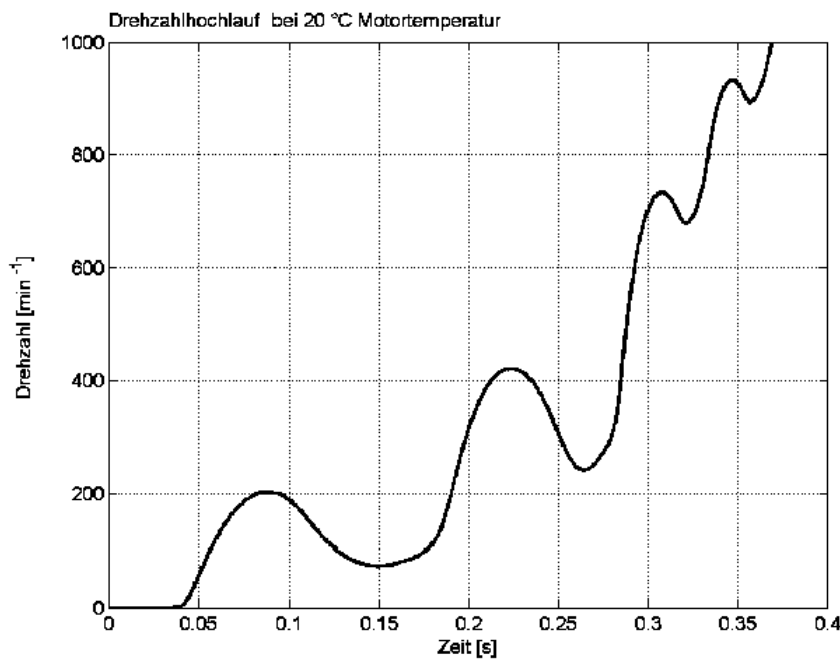


Bild 3.1.3-2: Drehzahlhochlauf eines 4-Zylindermotors beim „einfachen Direktstart“ [34]

Beim einfachen Direktstart erfolgt die erste Verbrennung im Expansionszylinder. Die Kurbelwelle wird durch diese Verbrennung unmittelbar in die vorgesehene Motordrehrichtung bewegt. Dieser Vorgang ist schematisch in [Bild 3.1.3-1](#) [34] dargestellt. Die Energiezufuhr der ersten Verbrennung muß ausreichend groß sein, um mit der Kurbelwellenrotation verbundene Reibungsarbeit und Kompressionsarbeit bis zum nachfolgenden oberen Totpunkt (OT) zu überwinden. Wird der nachfolgende OT überwunden, kann mit der nächsten Verbrennung im zweiten Zylinder in der Zündfolge erneut Expansionsarbeit geleistet werden, um so die Kurbelwellenrotation weiter zu beschleunigen. Sukzessive wird somit durch die Verbrennung in nachfolgenden Zylindern die Kurbelwelle bis zur Leerlaufdrehzahl beschleunigt. [Bild 3.1.3-2](#)



[34] zeigt den Drehzahlverlauf eines erfolgreichen einfachen Direktstarts. Bis zum Erreichen einer Leerlaufdrehzahl von 700 /min werden 2 OT überwunden und es vergehen etwa 0,3 s. Diese Zeit ist vergleichbar mit der Startzeit bei Verwendung von riemengetriebenen Startergeneratoren [10] und damit deutlich geringer als bei einem konventionellen Motorstart (0,5 s – 0,6 s) [36].

Beim erweiterten Direktstart (Bild 3.1.3-3) erfolgt die erste Verbrennung nicht im Expansionszylinder, sondern im Kompressionszylinder. Dadurch wird die Kurbelwelle zuerst entgegen der eigentlichen Motordrehrichtung zurückgedreht. Durch die Rückdrehung wird die Luft im Expansionszylinder (Arbeitszylinder) verdichtet. Bevor der rückwärtige OT erreicht wird, wird durch Kraftstoffeinspritzung mit anschließender Zündung im Expansionszylinder eine Verbrennung eingeleitet, die ein Drehmoment in Vorwärtsdrehrichtung an der Kurbelwelle bewirkt. Dadurch wird die Rückdrehbewegung vor Erreichen des rückwärtigen OT gestoppt und die Vorwärtsdrehung eingeleitet. Diese Art des Starts wird bereits patentrechtlich beansprucht [37] [38].

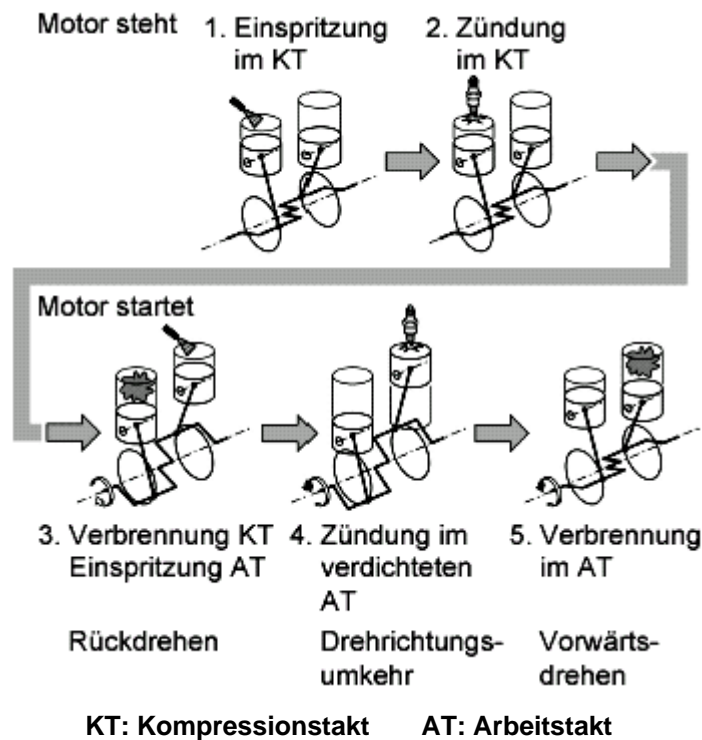


Bild 3.1.3-3: Startablauf beim „erweiterten Direktstart“ [34]

Anders als beim Vorwärtsstart muß durch die freiwerdende Energie der ersten Verbrennung, die immer auf Umgebungsdruckniveau eingeleitet wird, beim erweiterten Direktstart nicht der in aktueller Drehrichtung nachfolgende OT überwunden werden. Die energetischen Anforderungen an die Rückdrehbewegung des erweiterten Direktstarts sind somit geringer als die an die erste Vorwärtsbewegung des einfachen Direktstarts. Da sich die verfügbare Energie der 1. Verbrennung proportional zum verfügbaren Zylinderluftvolumen im jeweiligen Startzylinder verhält, kann die Rückdrehung mit weniger Luftvolumen erfolgen als das die 1. Vorwärtsdrehung des einfachen Direktstarts.

Durch die Rückdrehung wird die Luft im Expansionszylinder verdichtet. Ein Abbau des Verdichtungsdrucks bis auf Umgebungsdruckniveau durch Brennraumleckage erfolgt aufgrund der kurzen Rückdrehzeit (etwa 100 ms) nicht. Die Verbrennung im Expansionszylinder kann daher bei vergleichsweise hohem Druckniveau bei gleichzeitig großem Expansionswinkel (Kurbelwinkel von beginnender Expansion bis zum UT) eingeleitet werden. Dadurch läßt sich die indizierte Arbeit im 1. Expansionszyklus beim erweiterten Direktstart im Vergleich zum einfachen Direktstart etwa um den Faktor 4 erhöhen [34] [35].

Bild 3.1.3-4 [34] zeigt den Drehzahlverlauf erfolgreicher erweiterter Direktstarts bei verschiedenen Kühlwassertemperaturen. Die maximale Drehzahl während der Rückdrehung beträgt etwa 200 /min. Unabhängig von der Kühlwassertemperatur dauert die Rückdrehphase etwa 100 ms. Danach erfolgt die Drehrichtungsumkehr, der ein steiler Drehzahlanstieg in Vorwärtsdrehrichtung folgt. Die Drehzahl, die anschließend im 1. OT (lokales Drehzahlminimum bei ca. 0,21 s) erreicht wird, beträgt etwa 380 /min – 480 /min. Sie ist damit etwa 4 – 5 mal so hoch wie beim einfachen Direktstart (Bild 3.1.3-2: ca. 100 /min im 1. OT, lokales Drehzahlminimum bei 0,15 s)

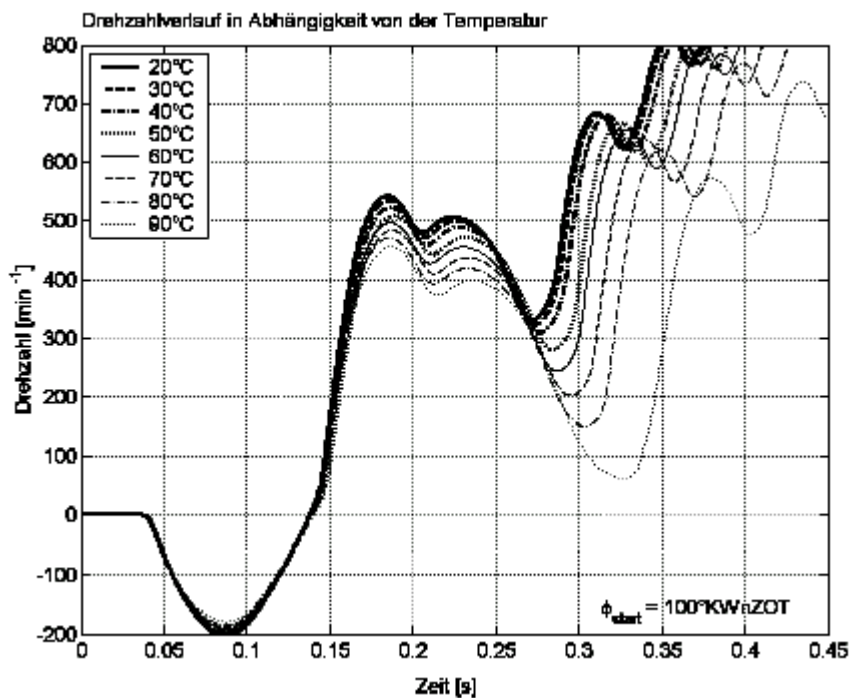


Bild 3.1.3-4: Drehzahlhochlauf beim „erweiterten Direktstart“ [34]

Nach der Rückdrehung kommt es nur zu einer kurzen Öffnung des Einlaßventils des Kompressionszylinders, bei der im Zylinder näherungsweise Umgebungsdruck herrscht [35]. Daher kann das Restgas aus der Rückdrehverbrennung nicht ausgeschoben werden, bevor es mit Beginn der Vorwärtsdrehung zur Verdichtung des Kompressionszylinderinhalts kommt. Mit Überschreitung des nachfolgenden OT wird der Kompressionszylinder zum Expansionszylinder, der den 2. Expansionszyklus ausführt. Mit dem aus der Rückdrehverbrennung im Expansionszylinder befindlichen Restgas gelingt eine 2. Zündung des Zylinderinhalts nicht mehr (zumindest bei dem bisher ausschließlich untersuchten „wandgeführten Direkteinspritzverfahren“, siehe auch Kapitel 3.3). Statt dessen wird Restgas komprimiert und expandiert. Der Vorgang ist dissipativ. Gemessen an der Zunahme an indizierter Arbeit beim Übergang

vom einfachen auf den erweiterten Direktstart sind die Verluste aber als gering zu bewerten [35]. Erst im folgenden 3. Expansionszyklus kann wieder eine Verbrennung erfolgen. Ab diesem Zeitpunkt verläuft die Startprozedur wie bereits beim einfachen Direktstart geschildert.

Da ab der Kompressionsphase vor dem 3. Expansionszyklus sowohl der einfache als auch der erweiterte Direktstart gleich ablaufen, ist die Kurbelwelldrehzahl am 2. OT nach Startbeginn ein zum Vergleich der beiden Direktstartarten hervorragend geeigneter Punkt. Unter vergleichbaren Randbedingungen ist die Kurbelwelldrehzahl am 2. OT nach Startbeginn beim erweiterten Direktstart signifikant größer als beim einfachen Direktstart (einfacher Direktstart: Bild 3.1.3-2, lokales Drehzahlminimum bei 0,27 s etwa 240 /min; erweiterter Direktstart: Bild 3.1.3-4, Temperatur 20°C, lokales Drehzahlminimum bei 0,27 s etwa 330 /min). Bei vergleichbaren Bedingungen und jeweils optimierten Betriebsparametern setzt der erweiterte Direktstart etwa doppelt so viel Nutzarbeit frei wie der einfache Direktstart [35].

Kritisch für den Erfolg des Direktstarts ist jeweils die Überwindung der ersten OT. Die bei der Verbrennung freigesetzte Energie abzüglich der Dissipation muß ausreichen, um die Kompressionsarbeit bis zum nächsten OT zu leisten. Daher tritt die jeweils minimale Drehzahl während eines Arbeitsspiels im OT auf. Ein Direktstart ist erfolgreich, wenn alle OT-Drehzahlen größer als Null sind. Der kritische OT, das heißt der OT minimaler Drehzahl, für den einfachen Direktstart ist der 1. OT nach Startbeginn (OT 1), für den erweiterten Direktstart der 2. OT nach Startbeginn (OT 2).

Da beim Direktstart Kraftstoff in einen stehenden Zylinder mit geschlossenen Ventilen eingebracht werden muß, ist es erforderlich, Kraftstoff direkt in den Brennraum einzuspritzen. Die anschließende Fremdzündung des Kraftstoffes erfolgt mit Hilfe der Zündkerze. Damit ist der Direktstart nur für die Applikation am direkteinspritzenden Ottomotor geeignet.

Haupteinflußparameter für den Erfolg des Direktstarts sind die Ventilsteuerzeiten, die Anzahl der Zylinder, der Restgasanteil in den startrelevanten Zylindern (Kompressions- und Expansionszylinder), das Verdichtungsverhältnis, die Zündzeitpunkte, die Kühlwassertemperatur, welche die Gastemperatur des Zylinderinhaltes bestimmt und die zu überwindende Reibungsarbeit beim Start [33]. Weiterhin hat das Verbrennungsluftverhältnis, welches durch die Qualität der Gemischbildung bestimmt wird, einen entscheidenden Anteil am Starterfolg [34] [35].

Neben der Bedeutung der Motortemperatur bzw. Kühlwassertemperatur ist besonders der Einfluß der Startposition (Kurbelwellenposition des Expansionszylinders beim Start) hervorzuheben. Zur Realisierung eines erfolgreichen Direktstarts muß diese in engen Grenzen eingestellt werden. Im Rahmen der Direktstartapplikation für ein Stopp-Start-System wird deshalb versucht, die Startposition während des vorherigen Motorauslaufvorgangs entsprechend zu beeinflussen [34]. Zudem muß während des Motorauslaufs auch sichergestellt werden, daß die startrelevanten Zylinder weitgehend kein Restgas mehr enthalten. Der Motorauslauf bekommt damit eine entscheidende Bedeutung für die erfolgreiche Entwicklung eines Direktstartsystems. Die Einstellung der Stopposition (Kurbelwellenposition bei Motorstillstand) und die Minimierung des Restgasgehaltes in den startrelevanten Zylindern wird mit Hilfe einer Auslaufsteuerungsfunktion realisiert [34]. Um die möglichen Stellgrößen zur Auslaufsteuerung zu beschreiben, wird der Auslauf gemäß Bild 3.1.3-5 (typischer Drehzahl-

verlauf beim Motorauslauf) in 3 Phasen unterteilt: die Initialisierungsphase, die Ausdrehphase und die Auspendelphase [34]. Die Initialisierungsphase und Ausdrehphase bestimmen mit ihren Endwerten für Drehzahl und Kurbelwinkel die Anfangsbedingungen der nachfolgenden Phase. Wesentliche Stellgröße zur Beeinflussung des Motorauslaufs ist die Zylinderfüllung [34]. Über den Erfolg der Auslaufsteuerung sind keinerlei Veröffentlichungen bekannt.

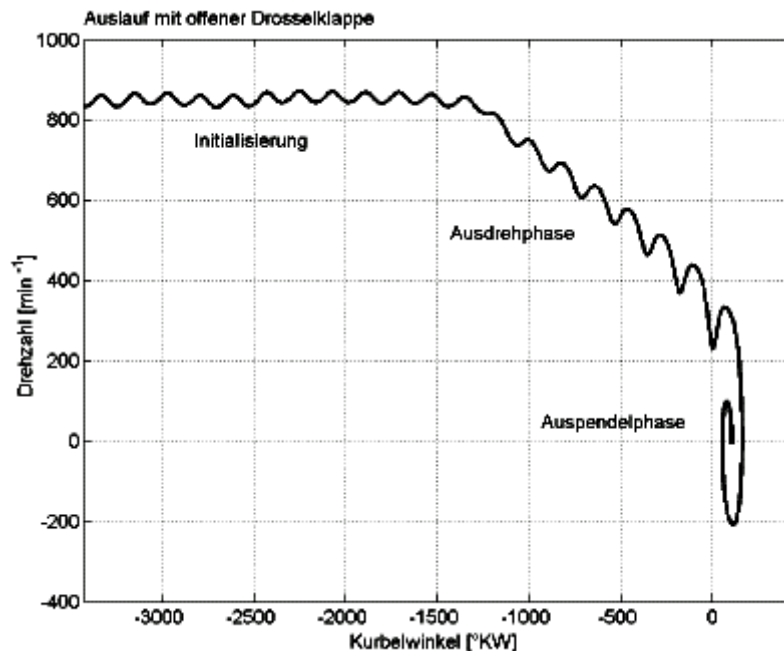


Bild 3.1.3-5: Drehzahlverlauf beim Motorauslauf [34]

Um ein Stopp-Start-System mit Direktstartfunktionalität umzusetzen, ist es erforderlich, mit der Stopp-Start-Funktion die gültigen Abgasgrenzwerte nicht zu überschreiten. Daher sollte der Direktstart im ersten Ansatz keinen Emissionsnachteil im Vergleich zum konventionellen Anlasserstart aufweisen. Eine Abgasmessung während der Startphase ergibt für den Direktstart keine höheren Rohemissionen als für den konventionellen Anlasserstart. Es können sogar leichte Vorteile für den Direktstart beobachtet werden, da aufgrund der optimierten Gemischbildung beim Direktstart, die HC-Emissionen deutlich kleiner sind als beim konventionellen Anlasserstart [34].

Da die Einspritzmengen beim Direktstart nur etwa 50 % der Einspritzmengen eines Anlasserstarts betragen, ergibt sich durch den eigentlichen Start kein Verbrauchsnachteil des Direktstarts im Vergleich zu einem konventionellen Stopp-Start-System [34].

Hinsichtlich des Startkomforts wird der Direktstart als sehr angenehm empfunden. Weder innerhalb noch außerhalb des Fahrzeugs ist ein typisches Anlassergeräusch zu vernehmen. Es wird lediglich ein spontaner Übergang vom stehenden Motor zum Leerlaufgeräusch des Fahrzeugs wahrgenommen, ähnlich dem Fremdstart mit einem riemengetriebenen Startergenerator [34].

Zur Darstellung des Direktstarts ist die Motorsteuerung in ihrem Funktionsumfang neben der Stopp-Start-Steuerung auch um eine zeitbasierte Direktstartsteuerung und eine Auslaufsteuerung zu erweitern. Neben der Erweiterung der bestehenden Mo-

torsteuerung wird zudem eine erweiterte Sensorik zur Messung des Kurbelwellenwinkels benötigt. Diese ist erforderlich, da zur Auslaufsteuerung und Direktstartsteuerung eine Information über die absolute Kurbelwinkelstellung benötigt wird. Konventionelle Kurbelwinkelsensoren können diese Information nicht liefern, da sie nicht in der Lage sind, die beim Start und während des Auslaufs auftretenden Rückdrehbewegungen der Kurbelwelle zuverlässig zu erkennen [34].

Zur Erfassung der Rückdrehbewegung bieten sich Absolutwinkelsensoren an, und zwar auf Basis des anisotropen magnetoresistiven Effekts oder als Kombination von mindestens zwei Inkrementalgebern mit geeignetem Winkelversatz. Während ein Absolutwinkelsensor in der Lage ist, sofort nach dem Einschalten der Zündung den absoluten Kurbelwinkel auszugeben, muß bei der Kombination von zwei Drehgebern bei der Initialisierung zuerst eine OT-Marke überstrichen werden, um eine absolute Winkelposition auszugeben. Damit eignet sich nur der Absolutwinkelgeber zur schnellen Synchronisation nach dem Einschalten der Motorsteuerung. Für den Einsatz in einem Stopp-Start-System, bei dem das Steuergerät während der Stopphasen aktiv bleibt, ist aber auch das Inkrementalgebersystem in der Lage, den Absolutwinkel exakt zu bestimmen [34].

Als Herausforderungen bei der Entwicklung des Direktstarts werden zur Zeit angesehen:

- Die Erweiterung des Starttemperaturfensters für den Direktstart an beiden Enden des heute üblichen Temperaturbereichs [34].
- Die Verbesserung der Gemischbildungsqualität, insbesondere durch die Kombination mit strahlgeführten Homogen- und Schichtbrennverfahren [35].
- Die Abstimmung bzw. Kombination des Direktstarts mit dem herkömmlichen Anlasserstart [34] [35].

Zudem dürfte der Kontrolle des Auslaufvorgangs hinsichtlich der Einstellung einer vordefinierten Abstellposition besondere Bedeutung zuzumessen sein.

In der Literatur [7] [8] wird auch eine Kombination von Direktstart und Anlasserstart beschrieben. Der Anlasser greift bei jedem Startvorgang ein und dreht den Motor bis zum 1. OT. Die absolute Winkelposition während des Stopp-Start-Betriebes wird mit zwei Inkrementalgebern bestimmt. Mit Hilfe der Absolutwinkelinformation kann bereits in den 1. Kompressionstakt eingespritzt und anschließend gezündet werden. Der Anlasser bewegt somit die Kurbelwelle um weniger als  $180^\circ$  KW, bevor die erste Verbrennung erfolgt. Der Start erfolgt wesentlich schneller als bei konventionellen Systemen.

Im Gegensatz zu konventionellen Stopp-Start-Systemen an Ottomotoren mit Saugrohrinspritzung, die erst nach etwa 5,5 s Motorstillstandszeit soviel Kraftstoff eingespart haben, wie sie für den Wiederstart benötigen, weisen mit Benzindirekteinspritzung kombinierte, anlasserunterstützte Startsysteme bereits nach 0,4 s Stillstandszeit eine positive Kraftstoffmengenbilanz aus [7] [8].

Durch die Möglichkeit mit Hochdruck ( $>> 4$  bar) in die Kompressionsphase des Kompressionszylinders einzuspritzen, läßt sich zudem die Gemischaufbereitung deutlich verbessern. Dadurch kann die zum Start erforderliche Kraftstoffmasse weiter gesenkt und die Rohemissionen können signifikant reduziert werden [9].

Da die Applikation eines Stopp-Start-Systems mit Direktstartfunktionalität an direkteinspritzenden Ottomotoren gegenüber KSG- und RSG-Systemen derzeit deutlich preiswerter darstellbar erscheint, ist bei direkteinspritzenden Ottomotoren mit einer signifikanten Marktdurchdringung zu rechnen, sobald die Direktstartfunktionalität vollständig beherrscht wird.

Ob das Direktstartverfahren jemals dazu geeignet sein wird, den Anlasser vollständig zu ersetzen, ist bisher noch nicht geklärt [34] [35].

### **3.2 Brennverfahren direkteinspritzender Ottomotoren**

Bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung wird der Kraftstoff nicht ins Saugrohr, wie bei herkömmlichen Ottomotoren mit Saugrohreinjection, sondern direkt in den Brennraum eingespritzt. Der Hauptgrund für die Einführung der Benzindirekteinspritzung ist die damit erreichbare Schichtladefähigkeit. Bei der Schichtladung wird der Kraftstoff gegen Ende des Verdichtungsstaktes direkt in den Zylinder gespritzt und an die Zündkerze geführt, wo er zum Zündzeitpunkt als kompakte Gemischwolke vorliegt. Der Rest des Brennraums ist mit Luft bzw. Restgas gefüllt. Das lokale Luftverhältnis innerhalb dieser Gemischwolke liegt innerhalb der ottomotorischen Zündgrenzen (etwa 0,5 – 1,5). Dadurch, daß an der Zündkerze ein Gemisch innerhalb der Zündgrenzen vorliegt, kann der Motor mit großem globalen Luftüberschuß betrieben werden. Der so erzielbare ausgeprägte Magerbetrieb führt zu deutlichen Verbrauchsvorteilen gegenüber Ottomotoren mit Saugrohreinjection im Teillastbetrieb, zum einen bedingt durch Entdrosselung, zum anderen durch Erhöhung des Hochdruckwirkungsgrads. Ottomotoren mit moderner Direkteinspritzung, zum Teil mit Schichtladebetrieb, werden etwa seit Mitte der 90er Jahre auf dem Markt angeboten. Dabei bedienen sich derzeit am Markt befindliche Konzepte ausschließlich dem wandgeführten Direkteinspritzverfahren.

Das Kraftstoffeinsparpotential der Otto-Direkteinspritzung ist allerdings mit dem wandgeführten Brennverfahren noch nicht erschöpft. Es befinden sich Brennverfahren in der Entwicklung, die eine weitere Erschließung des Potentials ermöglichen sollen. Grundsätzlich können Otto-Direkteinspritzkonzepte entsprechend der Anordnung von Injektor und Zündkerze unterschieden werden, und zwar in Verfahren mit „weiter Lage“ und mit „enger Lage“ vom Injektor zur Zündkerze [39] [40].

Bei Verfahren mit „weiter Lage“ (großem Abstand vom Injektor zur Kerze) spricht man von wandgeführten oder (je nach Richtung des Einspritzstrahls und nach Art der Ladungsbewegung) von luftgeführten Verfahren, bei Verfahren mit „enger Lage“ (kleinem Abstand vom Injektor zur Kerze) von strahlgeführten Verfahren [39] [40] [41] [42] [43] [44].

Bei wandgeführten Verfahren wird der Kraftstoff in Richtung des Kolbens gespritzt. Bei luftgeführten Brennverfahren ist der Einspritzwinkel flacher als bei wandgeführten Verfahren. Es wird in Richtung der Zündkerze eingespritzt. Der Kraftstoff wird mit Hilfe von Ladungsbewegung, die durch die Einlaßströmung im Zylinder generiert wird, zur Zündkerze transportiert. [45][46][47].

Die 3 Brennverfahren sind schematisch in Bild 3.2-1 dargestellt.

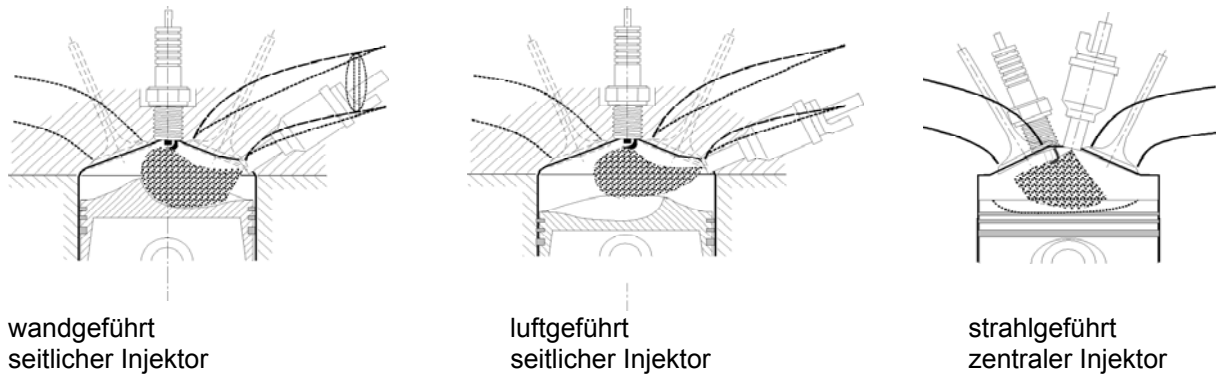


Bild 3.2-1: Klassifizierung der Brennverfahren [41]

Hauptmerkmal der wand- und luftgeführten Brennverfahren ist die weite Entfernung der Zündkerze zum Injektor. Durch diese Anordnung können die Ventilgrößen gegenüber einem Saugrohreinspritzmotor nahezu unverändert bleiben. Zudem bietet das wandgeführte Brennverfahren eine sehr hohe Prozeßstabilität auch unter Serienfertigungsbedingungen.

Durch den großen räumlichen Abstand von Injektor und Kerze ist die Zeitdauer des Kraftstofftransportes durch den Brennraum bei Verfahren mit „weiter Lage“ vergleichsweise lang, wodurch sich der Aufbereitungszustand des Gemisches verbessert. Allerdings verstärkt sich dadurch auch der Einfluß der turbulenten Fluktuationen im Brennraum, so daß die Schichtladefähigkeit abnimmt. Die Schichtungsstabilisierung allein durch die Ladungsbewegung ist nicht ausreichend, so daß der Einspritzstrahl zusätzlich durch die Brennraumgeometrie geführt werden muß. Der Kraftstoff wird im allgemeinen bei diesen Brennverfahren über eine ausgeprägte Mulde im Kolben zur Zündkerze gelenkt. Die Gemischschichtung wird zusätzlich durch Ladungsbewegung (Drall / Tumble) unterstützt [39] [40] [41] [42].

Durch die enge Verknüpfung der Gemischbildung mit der Kolbenbewegung, durch das hohe Maß an Ladungsbewegung und durch die ausgeprägte Muldenform des Kolbens wird der Wandwärmeübergang erhöht und damit der thermische Wirkungsgrad negativ beeinflusst. Zudem begrenzt der intensive Wandkontakt des Einspritzstrahls die im geschichteten Betrieb erreichbare Motorlast aufgrund von Rußemissionen [39] [40] [41] [42]. Durch die Kolbenbewegung und Stabilitätsgrenzen wird zudem die Lage des Verbrennungsschwerpunkts so eingeschränkt, daß viele Betriebspunkte mit nicht wirkungsgradoptimaler (zu früher) Schwerpunktslage gefahren werden müssen [41].

Das wandgeführte Verfahren deckt nur einen kleinen Kennfeldbereich mit stabilem Schichtbetrieb ab, der nur Teilbereiche des NEFZ betrifft. Wegen der für den Schichtbetrieb erforderlichen Kanalkonzepte mit hoher Ladungsbewegung und dem hohen Gegendruck des  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysators ist die spezifische Maximalleistung von Saugmotoren auf etwa 55 kW/l begrenzt [44]. Das maximal erreichbare Luftverhältnis beträgt etwa 4. Der Kraftstoffdruck in der Flüssigkeits-Hochdruckeinspritzung liegt im Bereich 50 – 120 bar. Der Verbrauchsvorteil gegenüber einem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung (ohne Abgasrückführung und ohne variable Nockenwellenverstellung) beträgt im NEFZ etwa 10 % [41] [46-51].

Beim strahlgeführten Brennverfahren liegen Zündkerze und Injektor eng zusammen. Der Gemischtransport erfolgt im allgemeinen ausschließlich durch die Strahlenergie und wird über die kurze Distanz weder durch die Ladungsbewegung und deren turbulente Schwankungen, noch durch die Brennraumgeometrie nennenswert beeinflusst. Der geringe Abstand zwischen Kerze und Injektor ermöglicht eine sichere Entflammung sehr kleiner Gemischwolken und somit eine extreme Schichtfähigkeit ( $\lambda > 10$ ). Die Zündung erfolgt jedoch in einem Bereich mit hohem Gradienten des Luftverhältnisses und ist somit sehr sensibel auf Streuungen des Einspritzstrahls. Die enge Lage der Zündkerze zum Injektor führt zu einer Reduzierung der möglichen Ventilgrößen [39] [40]. Der derzeitige maximale Kraftstoffdruck der Flüssigkeits-Hochdruckeinspritzung beträgt 200 bar. Der Verbrauchsvorteil gegenüber einem Ottomotor mit Saugroheinspritzung (ohne Abgasrückführung und ohne variable Nockenwellenverstellung) beträgt im NEFZ etwa 15 %. Zudem kann der Schichtbereich gegenüber den wand-/ luftgeführten Verfahren erweitert werden, was eine weitgehende Reduzierung des Praxisverbrauchs ermöglicht [41]. Auch hinsichtlich der Rohemissionen CO und HC, die bei „weiter Lage“ als Folge unvollständiger Verbrennung auftreten, bietet das strahlgeführte Brennverfahren Verbesserungspotential, sofern die erforderliche Gemischbildungsgeschwindigkeit vom Einspritzsystem bereitgestellt werden kann.

Nachteilig bei strahlgeführten Brennverfahren ist die direkte Beaufschlagung der Zündkerze mit dem Einspritzstrahl, wodurch die Kaltstartfähigkeit gemindert und die Dauerhaltbarkeit der Zündkerze stark eingeschränkt wird. Zudem kann es zur Verkokung insbesondere der Einspritzventile kommen. 1997 galten diese Probleme noch als ungelöst [39] [40]. Mittlerweile gibt es mehrere Ansätze zur Überwindung dieser Problematik durch entsprechende Weiterentwicklung von Einspritz- und Zündsystem [41-44] [52] [53]. Dabei kommt insbesondere der Injektorentwicklung eine besondere Bedeutung zu.

Bei den zur Zeit am Markt befindlichen wandgeführten Brennverfahren werden weitgehend Drallventile verwendet. Diese Injektoren werden im allgemeinen mit bis zu 120 bar Kraftstoffdruck betrieben und mit Magnetaktuatoren betätigt. Sie funktionieren bei wandgeführten Brennverfahren ablagerungsresistent. Allerdings weisen Drallinjektoren eine starke Abhängigkeit des Strahlwinkels vom Brennraumgedruck auf [41]. Diese Eigenschaft verhindert den erfolgreichen Einsatz eines Drallventils in einem strahlgeführten Brennverfahren. Dieses erfordert, daß die Zündkerze unabhängig vom jeweiligen Betriebspunkt, der Brennraumströmung und den brennraumseitigen Bauteiltoleranzen zum Zündzeitpunkt immer mit aufbereitetem Gemisch umgeben ist und dabei die Beaufschlagung der Zündkerze mit flüssigem Kraftstoff sicher vermieden wird [44].

Zur Zeit werden zwei Hauptentwicklungsrichtungen zur Darstellung eines geeigneten Injektors für strahlgeführte Brennverfahren verfolgt: nach außen öffnende Gemischbildner (A-Ventile) und Mehrlochdüsen [41] [44] [52] [53].

A-Ventile sind Einspritzventile mit nach außen öffnender Nadel. Der Kegelwinkel des austretenden Einspritzstrahls ist robust gegenüber Änderungen des Brennraumdrucks. Es existiert kein dem Brennraum zugewandtes Totvolumen, daher ist die Ablagerungsneigung sehr gering. Zur Überwindung der hohen Stellkräfte und zur Darstellung schneller Schaltzeiten müssen allerdings Piezoaktuatoren verwendet werden, was zu deutlich erhöhten Systemkosten führt [41] [44] [52] [53].



Mehrlochventile sind bereits bei direkteinspritzenden Dieselmotoren weit verbreitet. Durch die Anordnung und Gestaltung der Einzellöcher kann das Strahlbild sehr flexibel beeinflusst werden. Der Strahlkegel ist robust gegenüber Änderungen des Brennraumdrucks. Der Betrieb mit einem preisgünstigen Magnetaktuator ist möglich [44] [53]. Allerdings ist bei zentraler Anbringung im Brennraum die hohe Verschmutzungsneigung mit durchflußreduzierenden Ablagerungen zu beachten. Durch die Optimierung verschmutzungsrelevanter Injektorparameter kann die Verschmutzungsneigung allerdings beherrscht werden [44].

Bezüglich der Eignung für den Direktstart können für die einzelnen Brennverfahren folgende Überlegungen angestellt werden:

Mindestens bei den ersten beiden Verbrennungen des Direktstarts ist keinerlei durch die Einlaßströmung generierte Ladungsbewegung vorhanden. Daher ist der Direktstart auf einen unmittelbar durch die Einspritzung induzierten Gemischtransport zur Zündkerze angewiesen. Da bei wandgeführten Verfahren die Einspritzung in Richtung des Kolbens stattfindet und die Ladungsbewegung zum Transport des Gemisches zur Kerze ausbleibt, ist mit optimaler Gemischaufbereitung in unmittelbarer Nähe der Kerze nicht zu rechnen. Bessere Bedingungen für den Direktstart lassen luftgeführte Verfahren erwarten, da diese einen flacheren Einspritzwinkel aufweisen und somit die Gemischbildung eher in der Nähe der Kerze stattfindet. Beste Voraussetzungen für den Direktstart dürfte ein strahlgeführtes Verfahren aufweisen, da Kraftstoff auch ohne Ladungsbewegung nur durch Einspritzung unmittelbar an die Kerze geführt wird. Zudem ist von Injektoren, die für strahlgeführte Brennverfahren konzipiert sind, zu erwarten, daß diese in der Lage sind, allein mit der Energie des Kraftstoffstrahls, ohne zusätzliche Ladungsbewegung, ein zündfähiges Gemisch an der Kerze auch unter Direktstartbedingungen generieren zu können.

Vorteilhaft für alle Brennverfahren wäre, wenn die Zündung an einem beliebigen Ort im Brennraum stattfinden könnte. Dies wäre beispielsweise mit einer laserinduzierten Zündung möglich [54]. Solche Konzepte befinden sich allerdings noch in einer sehr frühen Entwicklungsphase und werden daher hier nicht weiter berücksichtigt.

### **3.3 Patentrecherche**

Die den Direktstart betreffende Patentliteratur kann man weitgehend in vier unterschiedliche Kategorien aufteilen.

1. Patente, die den "Direktstart" (Motorstart allein durch Einspritzung und Zündung von Kraftstoff im Arbeitszylinder ohne Unterstützung durch eine Anlaßhilfe) unmittelbar betreffen.
2. Patente die den "anlasserunterstützten Direktstart" (mit einer Anlaßhilfe unterstützter Startvorgang bei dem ab der ersten Expansion eine Verbrennung eingeleitet wird) betreffen.

3. Da die Kurbelwellenposition, aus der der Motor direkt gestartet wird, einen maßgeblichen Einfluß auf die Direktstartqualität und den Direktstarterfolg hat, macht es Sinn, Patente die sich mit der Positionierung der Kurbelwelle beschäftigen, als separate Kategorie der für den Direktstart relevanten Patente zu betrachten.
4. Weiterhin sind Patente von Interesse, die außer der Optimierung der Startposition weitere Konditioniermöglichkeiten des Motors zur Verbesserung der Direktstartfähigkeit beinhalten.

Dabei gibt es durchaus Patente, die mehreren der genannten Kategorien zugerechnet werden können.

Das Basispatent für den anlasserunterstützten Direktstart (Kategorie 2) geht auf April 1981 zurück [55]. U. Bender (Fa. Emil Bender, Siegen) beansprucht eine Anlaßvorrichtung für mehrzylindrige Ottomotoren mit Benzineinspritzung, deren Kolbenposition detektiert und beim Anlassen so beeinflußt wird, daß in den Zylinder, dessen Kolben in Arbeitsstellung steht, eine für die Verbrennung notwendige Menge Kraftstoff eingespritzt und gezündet wird. Danach wird jeweils in den Zylinder, dessen Kolben den nächsten Arbeitstakt ausführt, Kraftstoff eingespritzt und gezündet. Hintergrund dieses Patentbesitzes ist nicht der Direktstart als solcher, sondern eine Entlastung des Anlassermotors durch Einspritzung und Zündung des Kraftstoffs ab dem ersten Arbeitstakt, wie sie auch beim Direktstart verwendet wird. Sieht man von der hier beanspruchten Anlasserunterstützung ab, ist der im weiteren beschriebene Startablauf exakt der des Direktstarts.

Das Basispatent für den eigentlichen Direktstart (Kategorie 1) wird einen Monat später eingereicht. Im August 1981 meldet D. S. Giardini (Ford Motor Co.) eine Starteinrichtung für mehrzylindrige Brennkraftmaschinen an [32], die mittels Gemischbildung und Zündung des Gemisches im geschlossenen Brennraum den Motor startet (Direktstart). Hintergrund dieser Erfindung ist, das Anlassen des Motors mittels Startermotor durch das Direktstartverfahren zu ersetzen.

Beide Patente sind älter als 20 Jahre und gelten damit als Stand der Technik.

Weitere Patentschriften, die vornehmlich der Kategorie 1 (Direktstart) zuzurechnen sind, werden nachfolgend in der chronologischen Reihenfolge ihres Anmeldedatums genannt.

1990 erfindet C. E. Emerson ein Verfahren zum automatischen Start eines mehrzylindrigen Verbrennungsmotors mit einer speziellen Zünd- und Einspritzvorrichtung, die es ermöglicht, den Motor direkt zu starten [56]. Da es sich um eine sehr spezielle Ausführung von Zünd- und Einspritzvorrichtung handelt, ist die Patentanmeldung gegenüber heute üblichen Ausführungen von Motorsteuerungen als obsolet und damit als nicht relevant für den Direktstart in der angedachten Ausführung zu betrachten.

Im August 1997 melden D. D. Brehob und T. A. Kappauf (Ford Motor Co.) ein Direktstartverfahren zum Anlassen einer Brennkraftmaschine an [57], das durch eine für den Direktstart günstige Positionierung der Kurbelwelle (z. B. durch eine

Bremsvorrichtung) beim vorangehenden Abstellen des Motors gekennzeichnet ist (Kategorie 1 und 3). Für dieses Direktstartverfahren werden zudem die folgenden erforderlichen Schritte vorgegeben: „Identifizieren einer geeigneten Brennkammer für den Direktstart; Abfragen einer Umgebungstemperatur; Berechnen der Luftmenge im identifizierten Zylinder, Berechnen der einzuspritzenden Kraftstoffmenge, Zündung des Gemisches. Dieses Patent wurde 2000 auch in Deutschland erteilt. Das Verfahren beschreibt den einfachen Direktstart, wie er in dieser Arbeit untersucht wird. Allerdings sind die Ansprüche bereits weitgehend von den beiden Basispatenten (Fa. Emil Bender [55] und Ford [32]) abgedeckt.

Im Oktober 1999 melden U. Brenner und U. Sieber (Robert Bosch GmbH) ein „luftunterstütztes“ Direktstartverfahren für eine Brennkraftmaschine mit Direkteinspritzung an, bei dem der Startzylinder vor dem Direktstart mit komprimierter Luft gefüllt wird [58]. Als Vorteil dieses Verfahrens wird die Vermeidung der Bildung eines Kolbenwandfilms während des Starts genannt. Die Ausführung einer Füllvorrichtung ist aufwendig und für den hier untersuchten Direktstart nicht vorgesehen. Daher ist die Anmeldung für den einfachen und erweiterten Direktstart als nicht relevant zu betrachten.

Im November 1999 läßt sich U. Sieber (Robert Bosch GmbH) ein Direktstartverfahren patentieren [37], bei dem der Motor vor dem eigentlichen Direktstartvorgang - durch Kraftstoffeinspritzung in den Kompressionszylinder und Zündung des Gemisches - entgegen seiner eigentlichen Drehrichtung gedreht wird (erweiterter Direktstart). Als Vorteil dieses Startverfahrens wird die Positionierung des Kolbens des Expansionszylinders in eine optimale Startposition angegeben. In einer bevorzugten Ausführung wird vor Erreichen des oberen Totpunkts die Drehrichtung des Motors - durch Kraftstoffeinspritzung in den Expansionszylinder mit anschließender Zündung - wieder umgedreht und der Motor mit dieser Verbrennung gestartet. Ein weiterer Vorteil dieses Verfahrens ist die bei gleicher Kurbelwellenposition größere Luftmenge im Brennraum des Expansionszylinders. U. Sieber (Robert Bosch GmbH) macht im April 2000 zudem den Vorschlag, den Motor nach Rückdrehung, vor Einleitung der Vorwärtsbewegung anzuhalten [38]. In der Stillstandsphase kann eine Optimierung der Ventilsteuerzeiten für die anschließende Verbrennung im Expansionszylinder, die den Motorstart einleitet, vorgenommen werden. Wie in dieser Arbeit näher erläutert, ist dieses Verfahren des „erweiterten Direktstarts“ essentiell für den Erfolg und die Qualität des Direktstarts (zumindest für den 4-Zylinder-Reihenmotor), so daß dieses Patent als wesentlich für die Umsetzung des Direktstarts zu bewerten ist.

Im April 2000 beanspruchen G. Brueggen, N. Benninger, U. Brenner und U. Sieber (Robert Bosch GmbH) die für einen Direktstart günstige Einstellung der Ein- und Auslaßventilsteuerzeiten unmittelbar vor dem Direktstart [59], mit dem Ziel einen möglichst zuverlässigen Direktstart zu ermöglichen. Da derzeitige Motorenkonzepte im allgemeinen noch nicht über variable Ventilsteuerungen verfügen, die während des Motorstarts aktuiert werden können, ist dieses Patent bei der praktischen Umsetzung des Direktstarts zur Zeit noch von untergeordneter Bedeutung. Es wird aber durch zukünftige Entwicklungen von Ventilsteuerungen mit elektrischen Aktuatoren, mit deren Hilfe die Steuerzeiten auch während des Motorstillstands gezielt zu beeinflussen sind, zunehmend an Bedeutung gewinnen.

Im Juni 2000 melden T. Inui und K. Ueda (Mitsubishi Motors Co.) wie zuvor schon andere (s. o.) die Sequenz „Identifizieren, Einspritzen, Zünden“ sowie die günstige

Einstellung der Ein- und Auslaßventilsteuerzeiten unmittelbar vor dem Direktstart an [60]. Gleiches versuchen sich J. Yamaguchi et al. (Hitachi Ltd.) im Juli 2000 patentieren zu lassen [61]. In der Mitsubishi-Patentanmeldung [60] wird zudem erstmalig eine Verzugszeit zwischen Zündung und Einspritzung beansprucht, die der Verbesserung der Gemischbildung dienen soll. Diese Verzugszeit wird allerdings nicht quantifiziert. Bis auf die Verzugszeit sind alle wichtigen Ansprüche bereits in den Basispatentanmeldungen (Fa. Emil Bender [55] und Ford [32]) genannt und damit als Stand der Technik zu betrachten.

Im August 2000 erfinden F. Allmeier et al. (Siemens AG) ein Direktstartverfahren für eine Brennkraftmaschine mit unabhängig voneinander betätigbaren Ein- und Auslaßventilen, sowie einem im Einlaßtrakt angeordneten Spülgebläse, bei dem der Brennraum des Startzylinders vor dem Direktstart mit Frischluft gespült wird [62]. Wie den Patentzeichnungen zu entnehmen ist, ist diese Erfindung vor dem Hintergrund elektromagnetischer Ventilsteuerungen erfolgt. Da die Ausführung eines Spülgebläses sehr aufwendig und damit für den Direktstart nicht vorgesehen ist, ist die Anmeldung als nicht relevant zu betrachten. Zudem ist sie vor dem Hintergrund derzeitig gebräuchlicher Ventilsteuerungen nicht umsetzbar.

Im März 2001 melden M. Ackermann und U. Sieber (Robert Bosch GmbH) ein Direktstartverfahren an, bei dem im weiteren Verlauf des Startvorgangs, unmittelbar nach dem Zünden des Kraftstoffs im Arbeitszylinder, Kraftstoff in den Ansaugtakt eines weiteren Zylinders eingespritzt und noch im Ansaugtakt gezündet wird. Durch die Gemischverwirbelung bei offenem Einlaßventil soll die Gemischaufbereitung für die nachfolgende Verbrennung verbessert werden [63]. Die Zündung des Gemisches im Ansaugtakt ist eine exotische Komponente des Direktstarts, deren Wirksamkeit nicht belegt ist. Zudem erfordert das Verfahren eine gewisse Variabilität im Ventiltrieb, da zur Ausnutzung der Expansionsarbeit das Gemisch nach der Entzündung bei offenem Einlaßventil umgehend zu schließen ist. Die notwendige Ventiltriebsvariabilität ist bei üblichen Ventiltrieben nicht gegeben. Die Patentanmeldung wird daher als wenig bedeutsam eingeschätzt.

Nachfolgende Patentschriften beschäftigen sich vornehmlich mit dem anlasserunterstützten Direktstart und sind daher der Kategorie 2 zuzuordnen. Außer dem bereits oben aufgeführten Basispatent für den anlasserunterstützten Direktstart von U. Bender (Fa. Emil Bender, April 1981) [55], werden nachfolgend alle vornehmlich den anlasserunterstützten Direktstart betreffenden Patente in der chronologischen Reihenfolge ihres Anmeldedatums genannt.

Im September 1997 beanspruchen F. Grob, G. Kölle, P. Ahner, K. Harms und M. Ackermann (Robert Bosch GmbH) [64] einen Kraftfahrzeugantrieb, der sich durch folgendes Startverfahren auszeichnet. Die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors wird mit einer elektrischen Maschine in eine vorgegebene Startposition gebracht. Bei Erreichen der Startposition wird in einen Zylinder eingespritzter Kraftstoff gezündet und so der Startvorgang unterstützt. Die elektrische Maschine übt während des gesamten Startvorgangs ein Drehmoment auf die Kurbelwelle aus. Als Vorteil wird der kontinuierlich beschleunigte Hochlauf des Verbrennungsmotors während des Motorstarts genannt. Es handelt sich hier um ein grundlegendes Patent zur Kombination von Starter-Generatoren mit dem anlasserunterstützten Direktstartverfahren. Da der in dieser Arbeit untersuchte Direktstart ohne Starter-

Generator ausgeführt werden soll, ist diese Patentanmeldung als wenig relevant zu betrachten.

Im Oktober 1997 melden F. Grob, D. Volz und K. Scherrbacher (Robert Bosch GmbH) [65] ein Startverfahren an, bei dem Kraftstoff in einer ersten Einspritzung direkt in denjenigen Zylinder eingespritzt wird, dessen Brennraum sich in der Arbeitsphase befindet. Als Vorteil dieser Erfindung wird die Minimierung der für den Motorstart eingesetzten elektrischen Energie und der Kraftstoffmenge angegeben. Der Hauptanspruch der Patentanmeldung wird allerdings schon von [55] abgedeckt und ist damit Stand der Technik.

Im März 1998 versuchen sich H. Leiber (LSP Innovative Systems GmbH und Magneti Marelli S.p.A.) ein Startverfahren patentieren zu lassen, bei dem der Motor vor der Zündung durch einen Antrieb mit kleiner Geschwindigkeit in eine bevorzugte Stellung gedreht, mit Zündung des komprimierten Gemisches nach dem oberen Totpunkt weitergedreht und gestartet wird [66]. Als Vorteil dieser Erfindung wird angegeben, daß der Motor mit wesentlich geringerer Stromstärke gestartet werden kann. Gegenüber [55] ist an diesem Anspruch neu, daß vor dem eigentlichen anlasserunterstützten Direktstart die Kurbelwelle positioniert wird. Dieser Anspruch ist aber bereits in [67] abgedeckt und damit Stand der Technik.

Im März 1999 beanspruchen K. Ueda et al. (Mitsubishi) eine Starteinrichtung für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung, bei welcher der Kompressionszylinder identifiziert und bei Startanforderung Kraftstoff in den Kompressionszylinder eingespritzt werden kann [68]. Mit der Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffs wird der Anlasserstart unterstützt. Die Einspritzung von Kraftstoff in den stehenden Motor zur Unterstützung des Anlasserstarts ist bereits in [55] und [65] abgedeckt.

Im Mai 2000 meldet M. Ackermann (Robert Bosch GmbH) ein Startverfahren für Brennkraftmaschinen [69] an, bei dem vor dem Anlassen die Kurbelwelle von einem Elektromotor in eine für den anschließenden Start günstige Position gebracht wird. Der Motorstart erfolgt auch durch die elektrische Maschine. Dabei wird in der Startphase Kraftstoff in den ersten Kompressionstakt eingespritzt und gezündet. Das von Ackermann beanspruchte Startverfahren ist insbesondere dadurch gekennzeichnet, daß durch die erste Verbrennung mit vermindertem Füllungsgrad und verminderter Kompression die elektrische Maschine beim Motorstart unterstützt wird. Der Hauptanspruch der Patentanmeldung wird allerdings schon von [55] abgedeckt und ist damit Stand der Technik.

Im Juni 2000 erfinden T. Inui und K. Ueda (Mitsubishi) eine Starteinrichtung für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung [70], bei welcher der Start mit Hilfe direkt in den Brennraum eingespritzten Kraftstoffs erfolgt. Im Falle eines nicht erfolgreichen Starts dieser Art wird beansprucht, statt dessen den Motor mit Hilfe des Startermotors zu starten. Mitsubishi läßt sich damit die Kombination des Direktstarts mit einem konventionellen Start patentieren. Dieses Patent ist nach heutigem Erkenntnisstand als sehr bedeutsam für die Umsetzung des Direktstarts einzustufen, da ein solches System vorgesehen werden muß, um einen robusten Motorstart bei Versagen eines Direktstartvorgangs sicherzustellen.

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden Patentschriften genannt, die sich vornehmlich mit der Positionierung der Kurbelwelle beschäftigen und daher der Kategorie 3 zuzuordnen sind. Nachfolgend sind alle betreffenden Patente in der chronologischen Reihenfolge ihres Anmeldedatums genannt.

Die erste wichtige Patentanmeldung auf diesem Gebiet erfolgt im April 1989 [67]. I. Mikhaltsev et al. lassen sich patentieren, daß vor dem Start ein Stellantrieb den Kolben in eine für den Motorstart günstige Position dreht. Als Stellantrieb werden ein Hydraulikmotor oder kleiner Elektromotor genannt. Die Positionierung des Kolbens ermöglicht einen Direktstart.

Ebenso beanspruchen H. Rembold et al. (Bosch) in 1994 [71], daß vor dem Start ein Stellantrieb den Kolben in eine für den Motorstart günstige Position dreht, wobei die Stellgeschwindigkeit wesentlich kleiner als die Startgeschwindigkeit sein kann. Auch hier erfolgt nach dem Positionieren des Kolbens ein Direktstart. Die Ansprüche werden bereits von [55] und [67] abgedeckt. Daher ist dieser Anmeldung wenig Bedeutung zuzumessen.

Im Dezember 1999 meldet U. Sieber (Bosch) die Kontrolle der Kurbelwellen-Stopposition mit Hilfe von kontrolliertem Öffnen der Auslaßventile während des Motorauslaufs [72] an. Die Umsetzbarkeit eines solchen Verfahrens ist noch nicht nachgewiesen. Zudem bedarf eine solche Auslaufpositionssteuerung einer Steuerzeitenvariabilität während des Auslaufvorgangs, die mit derzeit verwendeten Ventiltrieben wahrscheinlich nicht gegeben ist. Die Patentanmeldung ist daher zur Zeit noch von untergeordneter Bedeutung.

Ebenfalls im Dezember 1999 lassen sich S. Tatiyosyan und H. Friedmann (Bosch) einen Mechanismus zur Positionierung der Kurbelwelle in einer geeigneten Startposition patentieren [73]. Dabei kann die Positionierung, außer mit einer Vielzahl aktiver Positionierhilfen, auch mittels gezielter Vorwärts- oder Rückwärtszündung erfolgen. Die Positionierung mittels Positionierhilfen ist bereits in [67] abgedeckt und damit Stand der Technik. Die Positionierung mittels gezielter Vorwärts- oder Rückwärtszündung wird als wenig zielführend betrachtet, da die Zündungen zur zumindest teilweisen Verbrennung der Zylinderladung der Expansions- und Kompressionszylinder führen würden. Ohne zusätzliche Spülhilfen, die wegen des hohen Realisierungsaufwandes nicht vorgesehen sind, ist ein Austausch der verbrannten Gase gegen Frischgas nicht möglich. Die fehlende Sauerstoffmenge im Expansionszylinder und Kompressionszylinder wird als gravierend eingeschätzt. Der anschließende Direktstart dürfte unter deutlichem Sauerstoffmangel leiden. Der Patentanmeldung wird daher wenig Praxisrelevanz zugeschrieben.

Weitere relevante Patentschriften beschäftigen sich mit Konditionier-Maßnahmen (während des Motorauslaufvorgangs), welche die Startwilligkeit des Motors verbessern.

Im Mai 1981 beansprucht M. J. Malik (General Motors Co.) ein Stopp-Start-System [74], bei dem der Motor durch Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr beim Schließen der Drosselklappe gestoppt wird und getriggert durch das Öffnen der Drosselklappe wieder gestartet wird. Während des Abstellens wird das Saugrohr mit einem Kraftstoff-Luft-Gemisch gefüllt, welches den Startvorgang verbessern soll. Da der Direktstart ausschließlich am Ottomotor mit Direkteinspritzung in den Brennraum

umgesetzt werden soll, ist eine ausreichende Kraftstoffzufuhr während des Anlassens zu jedem Zeitpunkt gewährleistet. Weiterhin erreicht der Direktstart die erforderliche Leerlaufdrehzahl fast ausschließlich mit den während des Motorstopps bereits in den Brennräumen befindlichen Luftmassen, so daß Gemisch aus dem Saugrohr während des Direktstarts gar nicht umgesetzt werden kann. Die Anmeldung ist daher als nicht relevant zu betrachten.

Im August 1997 läßt sich W. Boll (Daimler Benz AG) patentieren, während des Motorauslaufs die Kraftstoffeinspritzung abzuschalten und anschließend die Drosselklappe zumindest annähernd vollständig zu öffnen [75]. Durch die Öffnung der Drosselklappe werden die Brennräume des Motors mit Frischluft gespült. Als Vorteil der Erfindung wird der verminderte Schadstoffausstoß genannt. Vor dem Hintergrund der Maximierung der Sauerstoffmasse in den startrelevanten Zylindern für den Direktstart ist das zumindest annähernd vollständige Öffnen der Drosselklappe sehr vorteilhaft. Die Patentanmeldung ist daher in dieser Hinsicht genau zu prüfen.

Im Oktober 1998 melden R. Entenmann und A. Kratt (Robert Bosch GmbH) an, während des Motorauslaufs und / oder Motorstarts die Drosselklappe vollständig bzw. annähernd vollständig zu öffnen [76]. Durch diese Maßnahme soll das Saugrohr vor Druckspitzen geschützt werden. Von W. Boll [75] ist die für die Direktstartqualität bedeutsame Öffnung der Drosselklappe während des Motorauslaufs bereits beansprucht. Allerdings ist der Beweggrund für die Drosselklappenöffnung ein anderer.

Zur Realisierung des Direktstarts werden folgende, bereits aufgeführte Patentanmeldungen als essentiell betrachtet.

1. Die Basispatente für den anlasserunterstützten Direktstart (Fa. Emil Bender) [55] und den Direktstart (Ford) [32] gehen auf das Jahr 1981 zurück und sind damit Stand der Technik.
2. Positionierung der Kurbelwelle bei einem Direktstart vorangehenden Motorauslauf, so daß ein Zylinder für den Direktstart günstig in einem Arbeitstakt steht (Ford, 1997) [57].
3. Rückdrehen der Kurbelwelle durch Zündung des Kompressionszylinders unmittelbar vor dem eigentlichen Direktstart (Bosch, 1999) [37]
4. Kombination von Direktstart und anlasserunterstütztem Direktstart (Mitsubishi, 2000) [70]
5. Abschaltung der Kraftstoffeinspritzung während des Motorauslaufs und anschließend zumindest annähernd vollständige Öffnung der Drosselklappe zur Konditionierung der Startbedingungen (Daimler Benz AG, 1997) [72].

## 4 Untersuchung des Motorauslaufs

Parallel zum Aufbau des Direktstart-Versuchsfahrzeugs werden im Vorfeld Untersuchungen des Motorauslaufs durchgeführt, da diesem für die Darstellung eines Direkt-Stopp-Start-Systems eine entscheidende Bedeutung zukommt [33] [34] [35]. Während des Motorauslaufs werden die Startbedingungen für den anschließenden Direktstart konditioniert.

Entscheidend für den Erfolg des Direktstarts ist die Kurbelwellenposition (Startposition), von der aus der Motorstart erfolgt [33] [35] [49]. Vorteilhaft ist, wenn diese möglichst bereits gegen Ende des Motorauslaufs eingenommen wird. Ein weiterer wichtiger Parameter ist der Sauerstoffgehalt im Zylinder, da dieser die umsetzbare Energiemenge während der Startverbrennungen bestimmt. Während des Motorauslaufs sollte eine möglichst vollständige Restgasausspülung erfolgen [33] [34] [35] [77]. Weiterhin muß der Motorauslaufvorgang unter den genannten Bedingungen hinsichtlich des Schwingungsverhaltens komfortabel sein.

Daher wird im ersten Ansatz der Motorauslauf in Motorenprüfstandsversuchen untersucht (Kapitel 4.1). Dabei wird vornehmlich über gezielte Drosselklappensteuerung Einfluß auf den Abstellvorgang genommen.

Da sich insbesondere die Vorhersagbarkeit und Einstellung einer prädeternierten Stopposition als sehr komplex erweist, wird der Motorauslauf zusätzlich in einem Simulationsmodell abgebildet. Mit dem Simulationsmodell werden Parameter gezielt variiert, um deren Einfluß auf das Auslaufverhalten zu quantifizieren (Kapitel 4.2).

### 4.1 Motorauslaufuntersuchungen am Motorenprüfstand

Folgende Größen, die sich während des Motorauslaufs einstellen, werden in Motorenprüfstandsversuchen untersucht:

- der Sauerstoffgehalt im Brennraum des Expansions- und Kompressionszylinders (bezogen auf den stillstehenden Motor)
- die Beschleunigung in den Motorlagern während des Abstellvorgangs (Schwingungsmessung, Komfortverhalten)
- die Kurbelwinkelposition beim Motorstillstand (Abstellposition / Stopposition)

#### 4.1.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger dient ein 4-Zylinder-Reihen-Ottomotor mit 1,4l Hubraum und Benzindirekteinspritzung. Die technischen Daten des Motors können nachfolgender Tabelle (Bild 4.1-1) entnommen werden.



Zylinderzahl	4
Bohrungsabstand	87 mm
Hubraum	1388 cm <sup>3</sup>
Hub	76,5 mm
Bohrung	76 mm
Verdichtungsverhältnis	11,4 : 1
Pleuellänge	136,3 mm

Ventiltrieb	DOHC, Tassenstößel
Ventile pro Zylinder	4
Einlaß öffnet [° n. OT]	14 (- 6)*
Einlaß schließt [° n. UT]	56 (42)*
Auslaß öffnet [° v. UT]	44 (38)*
Auslaß schließt [° n. OT]	0 ( 6)*
Schubstangenverhältnis	0,28

\* Werte in Klammern für eine zweite Eineinstellung der Steuerzeiten

Bild 4.1-1: Technische Daten des Versuchsmotors

#### 4.1.2 Verwendete Meß- und Steuertechnik

Mittels eines Kalibrierwerkzeuges kann Einfluß auf die Stellgrößen der Motorsteuerung genommen werden. Der Aufbau ist in nachfolgendem Bild 4.1.2-1 dargestellt.

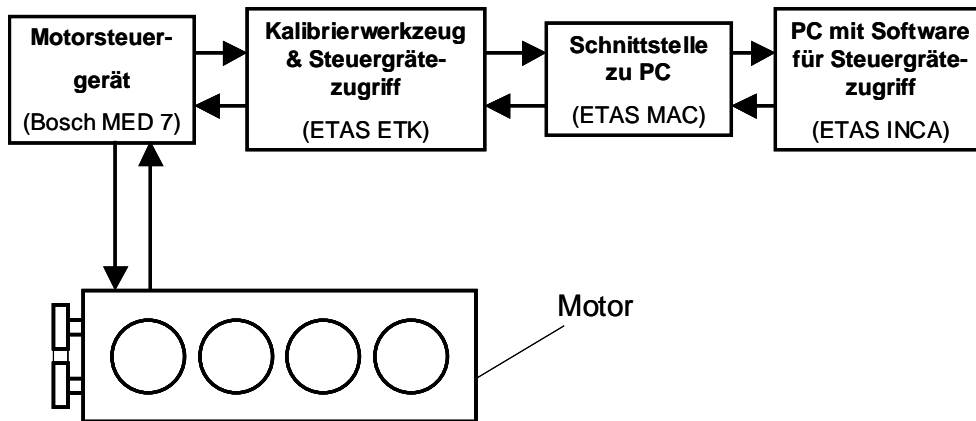


Bild 4.1.2-1: Motorsteuerung des Versuchsmotors

Mit Hilfe des Steuergerätezugriffs ist es zwar möglich, Einfluß auf die gebräuchlichen Funktionen zur Motorsteuerung zu nehmen; zur kontrollierten Beeinflussung des Abstellvorgangs reicht jedoch der Funktionsumfang nicht aus. Daher wird ein separates Steuersystem (IMC  $\mu$ -musycs [78]) für Sonderfunktionen herangezogen, welches gleichzeitig zur Aufnahme von Meßgrößen dient. Bild 4.1.2-2 zeigt das Funktionsschema des Steuersystems, welchem zur Beeinflussung des Abstellvorgangs Zugriff auf folgende Stellgrößen gegeben wird.

- Kontinuierliche Drosselklappensteuerung während des Abstellvorgangs
- Unterbrechung der Benzineinspritzung unter vordefinierten Bedingungen
- Unterbrechung der Zündung unter vordefinierten Bedingungen

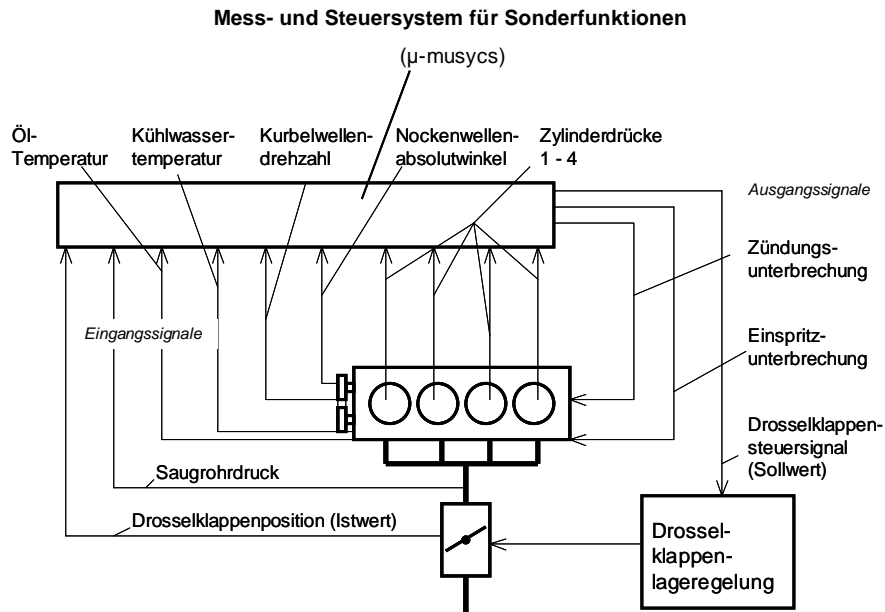


Bild 4.1.2-2: Meß- und Steuersystem für Sonderfunktionen

#### 4.1.2.1 Absolutwinkelmessung

Um den Absolutwinkelverlauf und die Motorstopposition messen zu können, wird an die Auslaßnockenwelle des Motors ein Absolutwinkelsensor adaptiert (Bild 4.1.2.2-2) [79]. Die Winkelbestimmung mit gebräuchlichen Kurbelwellensensoren ist nicht möglich, da diese nicht in der Lage sind, die Motordrehrichtung zu erkennen und somit beim Motorstopp auftretende Rückdrehbewegungen nicht erfassen können.

#### 4.1.2.2 Sauerstoffkonzentrationsmessung

Die Sauerstoffkonzentration im Brennraum des 4. Zylinders während seines letzten bzw. vorletzten Zyklus wird mit Hilfe eines schnellen, zeitlich getakteten Gasentnahmeventils gemessen, mit dem kleinste Gasproben aus dem Brennraum zu einem definierten Zeitpunkt entnommen werden können. Diese Meßtechnik kommt in der vorliegenden Arbeit erstmalig zum Einsatz. Sie beruht auf der bereits bekannten, getakteten Brennraumgasentnahme bei laufendem Motor, die üblicherweise zur Bestimmung lokaler Kohlenwasserstoffkonzentrationen herangezogen wird [80] [81]. Die wesentlichen Unterschiede sind in folgender Tabelle (Bild 4.1.2.2-1) aufgeführt.

	<b>Getaktete Gasentnahme bei laufendem Motor (Standard)</b>	<b>Getaktete Gasentnahme im letzten Zyklus vor dem Motorstillstand</b>
Meßgrößen	HC, CO <sub>2</sub> , NO <sub>x</sub> , CO	O <sub>2</sub>
Ventilöffnungsdauer	0,5 – 3 ms	5 – 200 ms
Ventilhub	0,5 mm	2,5 mm
Ventilsitzdurchmesser	5,5 mm	8 mm
Ventilspitzendurchmesser	6 mm	8,4 mm
Elektromagnet / Controller Software	Standard	verstärkt / speziell angepaßt

Bild 4.1.2.2-1: Spezifikation Gasentnahmeventil

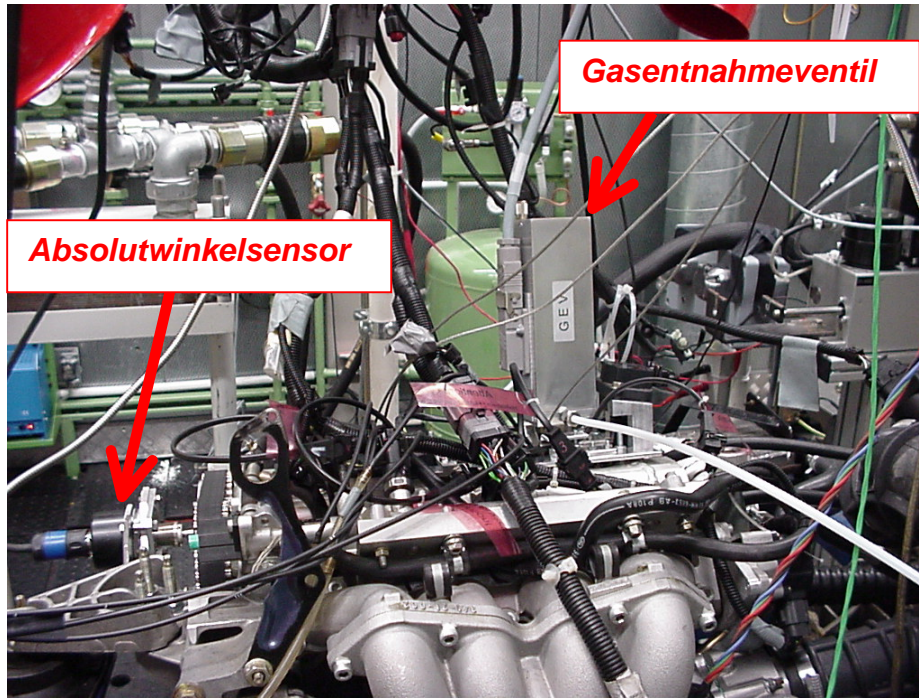


Bild 4.1.2.2-2: Versuchsmotor mit Gasentnahmeventil und Absolutwinkelsensor

Bild 4.1.2.2-2 zeigt den Versuchsmotor mit appliziertem Gasentnahmeventil, Bild 4.1.2.2-3 ein Bild des verwendeten, speziell für die Messungen angepaßten Gasentnahmeventils. Die im Vergleich zur bekannten Gasentnahmetechnik größere Spitze wird benötigt, um eine zur Gasanalyse hinreichend große Probenmenge von einem einzigen Zyklus entnehmen zu können.

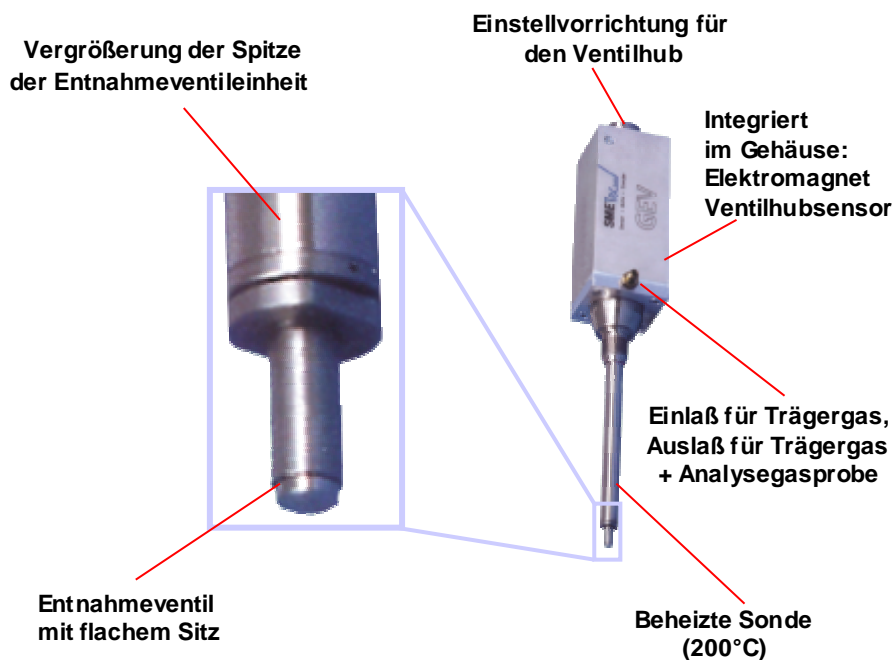


Bild 4.1.2.2-3: Gasentnahmeventil für O<sub>2</sub>-Konzentrationsmessung

Die Applikation des Gasentnahmeventils an den Zylinderkopf wird in Bild 4.1.2.2-4 gezeigt. Im rechten Teil des Bildes sieht man die Ventilbefestigung auf der Ventildeckelhaube mittels eines für diesen Anwendungsfall angefertigten Adapters. Da die Montagestelle des Ventils ursprünglich für die Zündkerzenstecker-Zündspulen-Einheit des 4. Zylinders vorgesehen war, muß die Zündspule verlegt werden. Der zur Zündspulenbefestigung erforderliche Adapter ist rechts neben dem Entnahmeventil zu erkennen.

Auf der linken Seite des Bildes ist der Brennraum von Zylinder 4 samt Bohrung zur Aufnahme des Entnahmeventils zu sehen. Diese Bohrung wird üblicherweise zur Aufnahme von wassergekühlten Quarzdruckaufnehmern zur Messung des Brennraumdrucks benötigt, wie es während der Messungen an den anderen 3 Zylindern geschieht. Da diese Bohrung an Zylinder 4 aufgrund der Ventilapplikation nicht mehr für die Druckmessung zur Verfügung steht, wird der Zylinderdruck hier mit einem in eine Indizierzündkerze integrierten Quarzdruckaufnehmer gemessen.

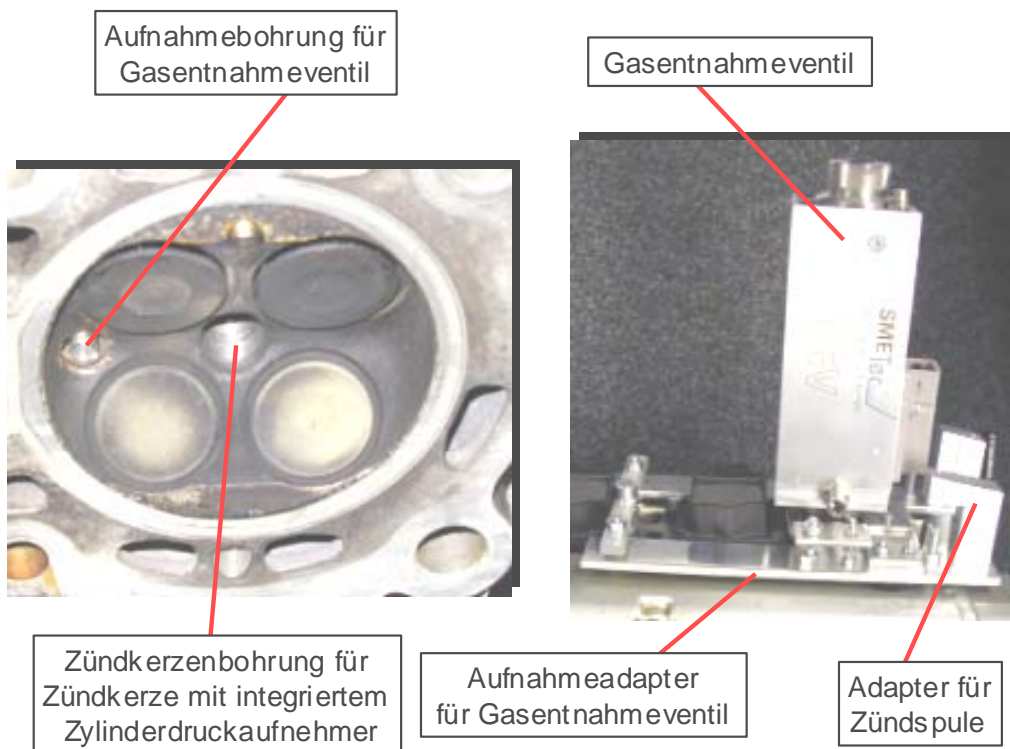


Bild 4.1.2.2-4: Applikation des Gasentnahmeventils an den Versuchsmotor

Der Meßaufbau ist im folgenden Bild (Bild 4.1.2.2-5) dargestellt. Vor Versuchsbeginn wird dem Sauerstoffkonzentrationsmeßgerät (Oximat) zur Kalibrierung zum einen das Kalibriergas  $N_2$  und zum anderen synthetische Luft mit 20 %  $O_2$ -Gehalt direkt zugeführt. Nach der Kalibrierung wird zu jeder Messung kontinuierlich  $N_2$  als Spülgas durch das Gasentnahmeventil (GEV) geleitet. Der Gasmassenstrom wird sowohl vor ( $\dot{m}_{\text{ein}}$ ) als auch nach ( $\dot{m}_{\text{aus}}$ ) dem GEV gemessen. Zur Vermeidung von Kondensatbildung wird das Spülgas im erwärmten Zustand zugeführt.

Nach dem Abschalten von Zündung und / oder Einspritzung läuft der Motor aus. Zeitaufgelöst aufgenommen werden: die Massenströme vor und nach der Gasentnahme, der Kurbelwellenwinkel, die Motordrehzahl, das Nockenwellentriggersignal, alle Brennraumdrücke, der Entnahmeventilhub und die Sauerstoffkonzentration. Bei Unterschreiten einer Drehzahlgrenze wird der Ventilöffnungsmechanismus (GEV Controller) in einen Wartemodus geschaltet. In diesem Wartemodus erfolgt die Ventilöffnung per Elektromagnet nach einem zuvor definierten Kurbelwinkelwert nach der ersten OT-Marke.

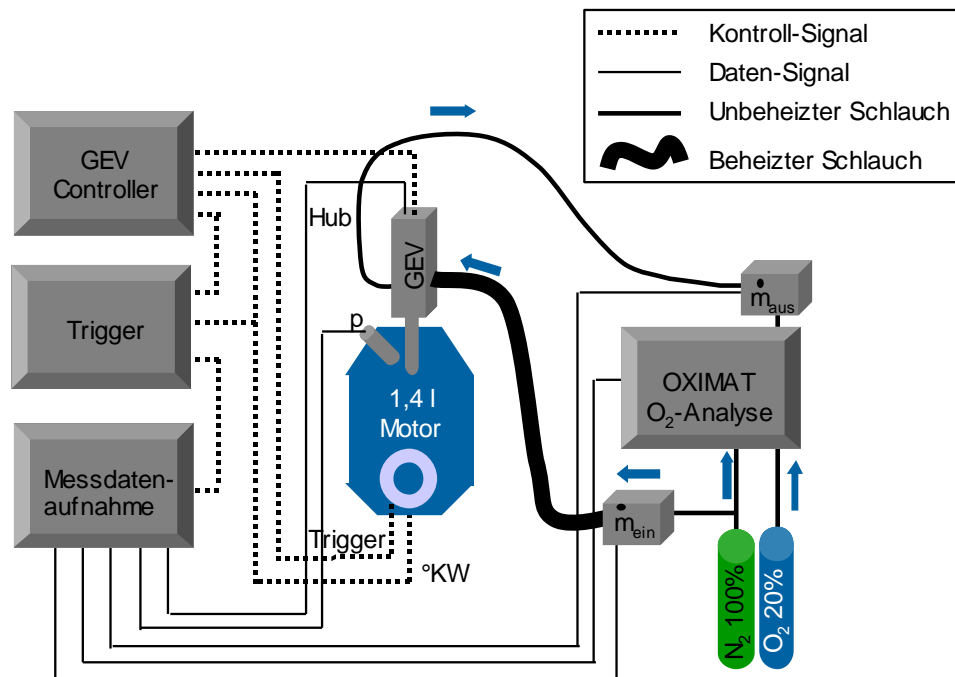


Bild 4.1.2.2-5: Versuchsaufbau zur Sauerstoffkonzentrationsmessung im Brennraum

Der Zeitpunkt der Gasentnahme wird genau so gewählt, daß im letzten oder vorletzten Verdichtungstakt von Zylinder 4 vor Motorstillstand Gas entnommen wird.

Sobald das GEV öffnet, strömt komprimiertes Probegas aus dem Brennraum in das Entnahmeventil und legt sich als „Pfropfen“ in die Spülgasströmung. Das Meßprinzip ist in Bild 4.1.2.2-6 dargestellt. Bevor das Druckgefälle sich umkehrt, wird das GEV wieder geschlossen. Der Probengaspfropfen wird dann vom Spülgas zum Sauerstoffanalysator transportiert, wo mit zeitlicher Verzögerung die Sauerstoffkonzentration im Zylinder bestimmt wird und zwar durch Auswertung der maximalen Sauerstoffkonzentration der Probe.

Wie in Bild 4.1.2.2-6 zu sehen, steigt die Sauerstoffkonzentration bei Eintritt der Probe in den Analysator kontinuierlich an. Der Anstieg beschreibt die Mischzone von Probegas und Spülgas. Danach bleibt die Sauerstoffkonzentration bei ihrem Maximalwert konstant. Der zeitlich konstante Anteil macht deutlich, daß es sich hier um den unverdünnten Probengaspfropfen handelt. Der maximale  $O_2$ -Wert, der sich während dieser Phase einstellt, stellt die  $O_2$ -Konzentration im Brennraum während der Entnahme dar. Anschließend folgt wieder eine Gemischzone, in der die Sauerstoffkonzentration auf Null (reiner Stickstoff) absinkt.

Durch die Aufnahme des Ventilöffnungshubes und der Zylinderdrücke kann die gemessene Sauerstoffkonzentration dem Entnahmezyklus zugeordnet werden.

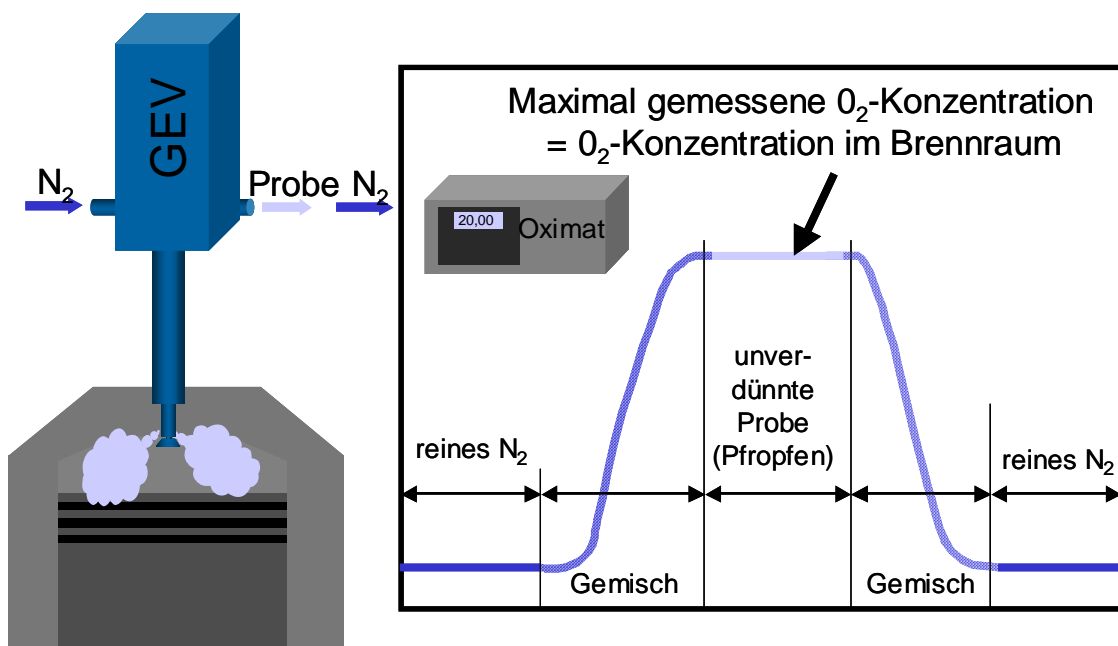


Bild 4.1.2.2-6: Meßprinzip der Sauerstoffkonzentrationsmessung

Die Meßmittelfähigkeit des Sauerstoffkonzentrationsmeßverfahrens wird mit dem in Bild 4.1.2.2-7 dargestellten Aufbau ermittelt. Nach Kalibrierung des Sauerstoffanalysators in zwei Punkten, mit reinem Stickstoff (0 % O<sub>2</sub>) und synthetischer Luft (20 % O<sub>2</sub>), wird eine Umgebungsluftprobe auf die drei dargestellten verschiedenen Arten gemessen:

1. Direktes Ansaugen der unverdünnten Umgebungsluft vom Meßgerät
2. Zufuhr von verdichteter, unvedünnter Umgebungsluft zum Meßgerät
3. Umgebungsluftprobe mit dem GEV aus einem Druckbehälter (5 bar) entnommen und eingebettet im Stickstoffträrgas als „Pfropfenströmung“ dem Meßgerät zugeführt; anschließende Auswertung des Sauerstoffmaximums

Ein Vergleich der Meßwerte von Verfahren 1 und Verfahren 2 gibt Aufschluß über die Abhängigkeit des Meßergebnisses vom Entnahmedruck und über den Einfluß des verwendeten Kompressors, ein Vergleich der Verfahren 1 und 3 zeigt dagegen die Abhängigkeit des Meßergebnisses vom ggf. auftretenden Verdünnungseffekt der Pfropfenströmung.

Alle mit den drei Verfahren gemessenen Sauerstoffkonzentrationswerte liegen zwischen 20,59 % und 20,70 %. Die maximale Abweichung der gemessenen Konzentrationen beträgt 0,11 % O<sub>2</sub>. Damit ist der Fehler aufgrund von Entnahmedruckschwankungen und Spülgasverdünnung < 0,54 % (bezogen auf den Minimalwert der Messungen). Relativ zu Meßwerten des Luftsauerstoffs aus der Literatur [82] [83] liegen die gemessenen Sauerstoffkonzentrationswerte der Umgebungsluft in ihrer Größenordnung innerhalb der in geschlossenen Gebäuden vorkommenden Werte (20,5 % - 20,95 %). Bezogen auf den Minimalwert der Außenluftmessung (20,59 %) ergibt sich dabei eine maximale Abweichung von 1,75 %. Der Meßfehler ist also unter allen Umständen  $\leq 1,75\%$ .

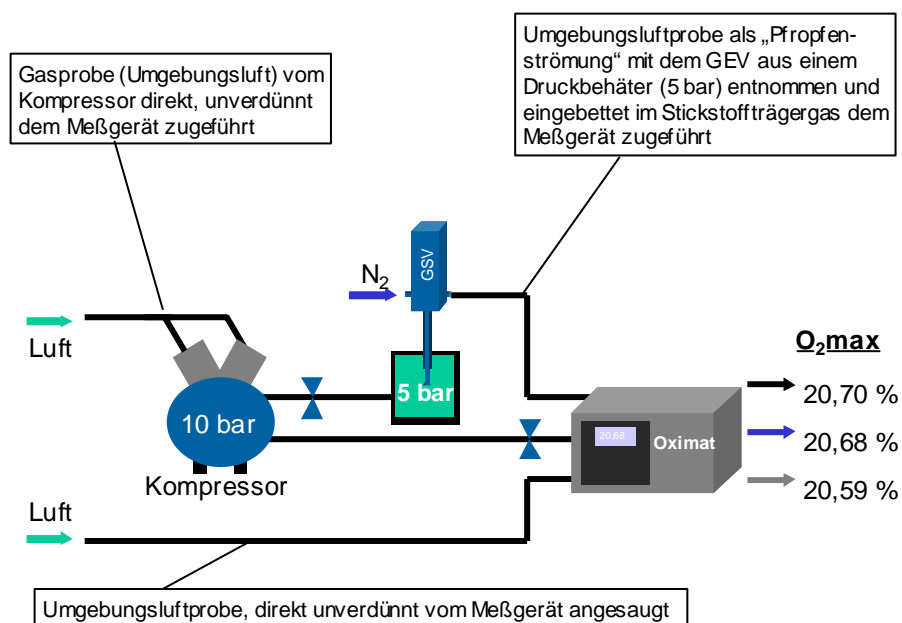


Bild 4.1.2.2-7: Nachweis der Meßmittelfähigkeit

### 4.1.2.3 Schwingungsmessung

Zur Schwingungsmessung werden triaxiale Beschleunigungsaufnehmer verwendet, die an den Motoraufhängungen angebracht werden und zwar am steuertriebseitigen und am hinteren Motorlager. Technische Daten der Sensoren können [84] entnommen werden. Die Signale der Beschleunigungssensoren werden verstärkt und an ein Datenerfassungssystem für Schwingungsmessungen [85] weitergeleitet, wo sie zusammen mit der Kurbelwellendrehzahl aufgezeichnet werden. Der Meßaufbau ist in Bild 4.1.2.3-1 dargestellt. Bild 4.1.2.3-2 zeigt ein Foto des Beschleunigungsaufnehmers am steuertriebseitigen Motorlager, Bild 4.1.2.3-3 eines des Beschleunigungsaufnehmers am hinteren Motorlager.

Um die Beschleunigungssignale zeitsynchron mit dem verwendeten Meß- und Steuersystem für Sonderfunktionen (beschrieben in Kapitel 4.1.2) aufzeichnen zu können, erhält das Schwingungs-Meßsystem ein Steuersignal zum Start der Messung.

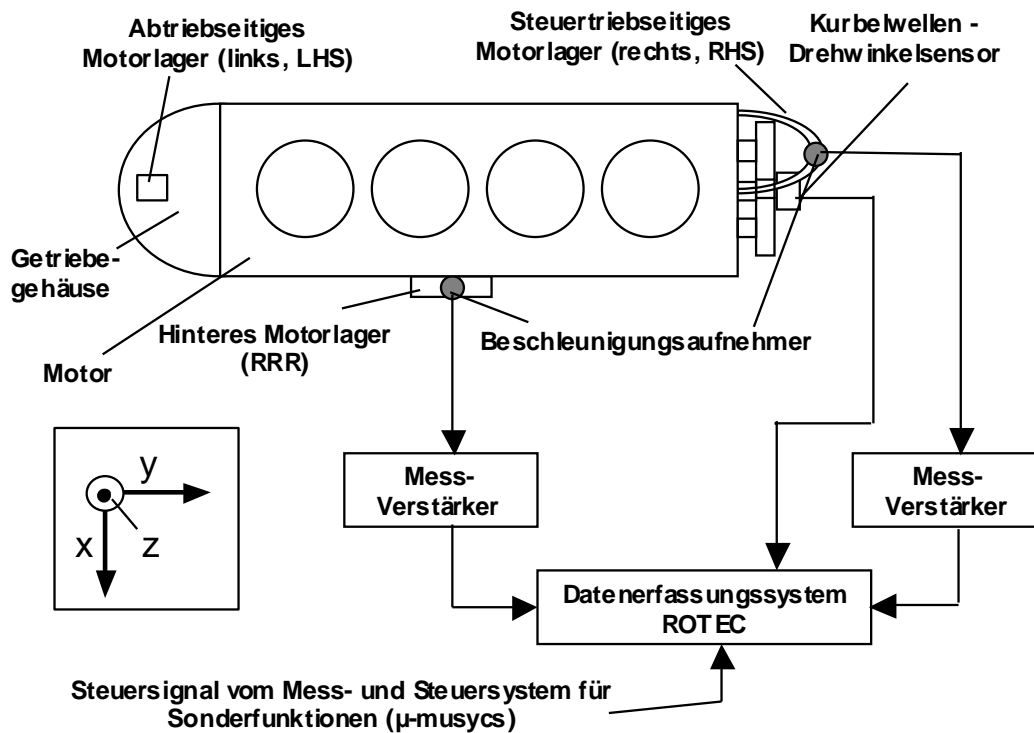


Bild 4.1.2.3-1: Meßaufbau Schwingungsmessung



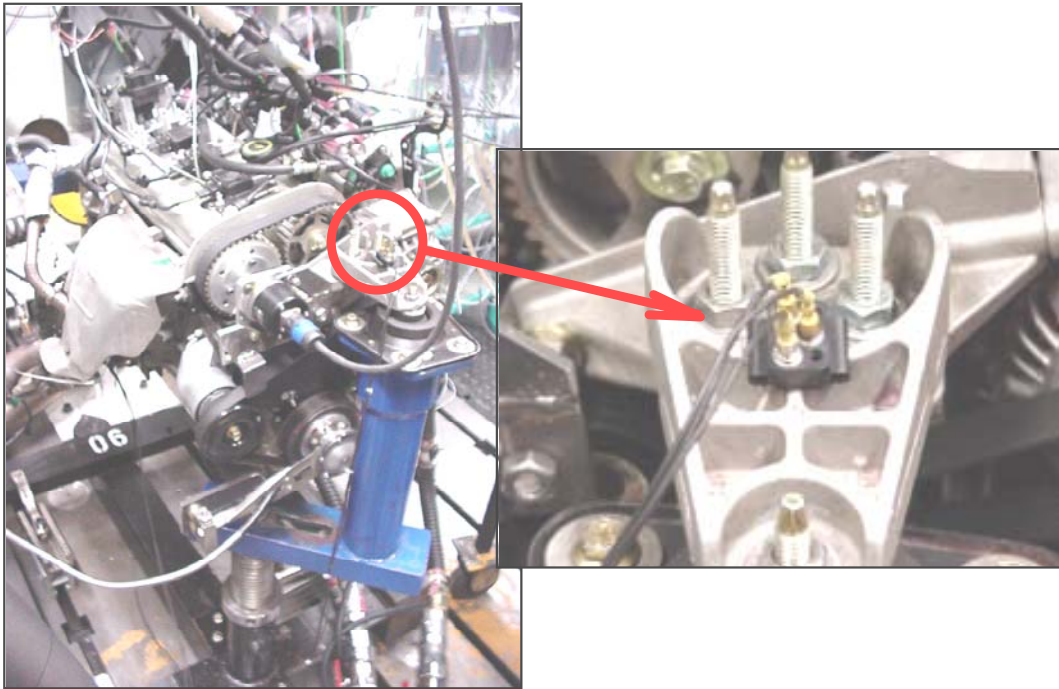


Bild 4.1.2.3-2: Anbringung des Beschleunigungssensors am steuertriebseitigen Motorlager

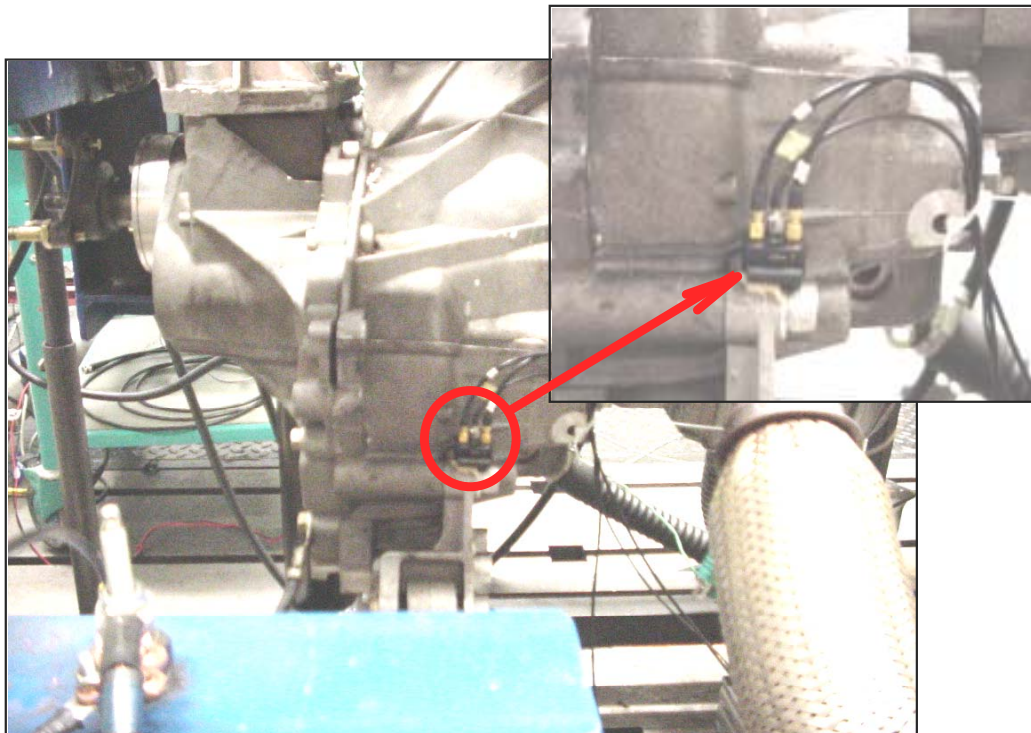


Bild 4.1.2.3-3: Anbringung des Beschleunigungssensors am hinteren Motorlager

### 4.1.3 Entwicklung von Drosselklappenstrategien für den Abstellvorgang

Ziel der Drosselklappensteuerung während des Abstellvorgangs ist die Konditionierung und Optimierung direktstartrelevanter Parameter für den erneuten Start des Motors bereits während des vorangehenden Motorauslaufs. Folgende direktstartrelevante Parameter sind zu optimieren:

1. Der Restgasgehalt im Brennraum (soll minimal werden).
2. Die Stopposition der Kurbelwelle, die als anschließende Startposition verwendet werden soll.
3. Das Komfortverhalten beim Abstellen des Motors.

Die Drosselklappe verbleibt während des Motorauslaufs im allgemeinen in ihrer (nahezu geschlossenen) Leerlaufposition oder wird vollständig geschlossen [86]. Da der Motorauslauf gewöhnlich aus Leerlaufbedingungen heraus stattfindet, herrscht zum Zeitpunkt des Abstellens Unterdruck im Saugrohr. Der Absolutdruck beträgt bei homogenem Leerlaufbetrieb etwa 0,3 bar. Wird die Drosselklappe während des Motorauslaufs ganz oder teilweise geschlossen, ist davon auszugehen, daß auch während des Motorauslaufs Unterdruck im Saugrohr herrscht. Der Unterdruck führt während der Ventilüberschneidungsphase zum Rücksaugen von Abgas in den Brennraum, so daß ein mit geschlossener Drosselklappe abgestellter Motor zum Zeitpunkt des Stillstands Restgas im Brennraum enthält. Damit steht nicht die maximal mögliche Sauerstoffmenge für den anschließenden Direktstart im Verbrennungsraum zur Verfügung.

Vollständiges oder teilweises Öffnen der Drosselklappe während des Abstellvorgangs führt zu einer Erhöhung des Saugrohrdrucks und muß daher auch zur Erhöhung der Sauerstoffkonzentration in den direktstartrelevanten Zylindern führen. Aus diesen Überlegungen kann abgeleitet werden, daß zur Maximierung des Sauerstoffgehaltes im Zylinder die Drosselklappe während des Abstellvorgangs geöffnet und der Saugrohrdruck maximal werden muß.

Mit dem Saugrohrdruck wird während des Auslaufvorgangs auch die Zylinderfüllung des Kompressions- und Expansionszylinders beim Motorstopp beeinflusst. Da die Zylinderfüllung entscheidend die Kolbenkraft während der Expansion und Kompression bestimmt, wird davon ausgegangen, daß die Auslaufposition durch Füllungssteuerung per Drosselklappe während des Abstellvorgangs beeinflussbar ist.

Ein für einen erfolgreichen Wiederstart anzustrebender Kurbelwinkelbereich für den Expansionszylinder beim Motorstopp ist etwa  $100^\circ - 120^\circ$  KW n. Z-OT [33] [34].

Nimmt man einen reibungsfreien Motor an, bei dem die Kurbelwelle zum Stillstand kommt, so dürfte sich beim 4-Zylinder-4-Takt-Reihenmotor mit  $90^\circ$ -Kurbelwellenkörpfung, bei gleicher Füllung von Kompressions- und Expansionszylinder, immer eine Abstellposition von  $90^\circ$  KW n. OT ergeben, da die beiden Gassäulen in den letztlich auspendelnden Zylindern bei gleichem Winkel die gleiche Gaskraft auf die Kolben ausüben. Durch in der Realität vorhandene Reibungseinflüsse und Füllungsunterschiede wird sich ein Streubereich um diesen Winkel herum ergeben. Je größer das Verhältnis der Gaskräfte zu den Reibungskräften ist, desto geringer werden die Streuungen um den Mittelwert  $90^\circ$  KW n. OT werden. Eine Erhöhung der Gaskräfte kann durch Öffnung der Drosselklappe während des Motorauslaufs und

das damit einhergehende Anheben des Saugrohrdrucks erzielt werden. Daher müßte ein möglichst frühes Öffnen der Drosselklappe während des Motorauslaufs zur statistischen Häufung der Abstellposition  $90^\circ$  KW nach OT führen.

Zum Erreichen einer startoptimalen, späteren Winkellage von ca.  $100^\circ - 120^\circ$  n. Z-OT [33] [34] ist es theoretisch erforderlich, daß der Kompressionszylinder nach dem Überstreichen des letzten OT vor Motorstillstand mit weniger Frischladung gefüllt ist als der Expansionszylinder. Da der Füllungszustand des jeweiligen Zylinders vorwiegend vom Saugrohrdruck während der Ansaugphase abhängt, muß ein solcher Zustand mit einer Variation des Saugrohrdruckes während der Füllvorgänge von Kompressions- und Expansionszylinder zu erzielen sein. Je niedriger das Saugrohrdruckniveau während des Ladungswechsels ist, desto geringer ist die Zylinderfüllung. Da bei dem betrachteten 4-Zylinder-4-Takt-Reihenmotor der Kompressionszylinder  $180^\circ$  KW später gefüllt wird als der Expansionszylinder, muß der Saugrohrdruck während der  $180^\circ$  KW Phasendifferenz beim Motorauslauf, die zwischen den letzten beiden Füllvorgängen liegen, gezielt abgesenkt werden. Das heißt, es muß ein über dem Kurbelwinkel negativer Saugrohrdruckgradient vorliegen.

Ein Absenken des Saugrohrdrucks läßt sich, ohne den Einsatz von Zusatzaggregaten, nur durch Schließen der Drosselklappe während eines hohen Saugrohrdruckniveaus erreichen. Da die Drosselklappe aber beim Motorauslauf im allgemeinen in ihrer nahezu geschlossenen Leerlaufbetriebsposition verbleibt, ist ein Schließen der Drosselklappe aus dieser Standardposition kaum noch möglich. Öffnet man die Drosselklappe direkt zu Beginn des Motorauslaufs, wird der Saugrohrdruck erhöht und ein Schließen der Drosselklappe spätestens während der letzten beiden Zylinderfüllvorgänge bewirkt einen negativen Saugrohrdruckgradienten.

Da ausgehend von den angeführten Überlegungen sowohl die Maximierung des Sauerstoffgehaltes im Startzylinder, als auch die Einstellung einer günstigen Motorstopposition nach einer zumindest teilweisen Öffnung der Drosselklappe während des Motorauslaufs und der damit einhergehenden Erhöhung des Saugrohrdruckes verlangen, ist eine Anhebung der Kompressionsdruckmaxima in den Zylindern beim Motorauslauf kaum zu vermeiden. Die größeren Kompressionskräfte aber bewirken eine stärkere Schwingungsanregung und damit eine Zunahme der dynamischen Kräfte in den Motorlagern, die sich in die Karosserie fortsetzen und so bis zum Fahrer übertragen werden können. Der Fahrer empfindet im allgemeinen die erhöhte Schwingungsanregung als unangenehm [87] [88]. Somit ist beim Öffnen der Drosselklappe während des Motorauslaufs eine Verschlechterung des Komfortverhaltens zu erwarten. Da im Stopp-Start-Betrieb Motorabstellvorgänge wesentlich häufiger vorkommen als bei konventionellem Betrieb, ist die Verschlechterung des Komfortverhaltens beim Motorabstellen als sehr kritisch einzustufen und daher bei der Auslegung einer Drosselklappenstrategie für den Motorauslauf unbedingt zu berücksichtigen.

Als besonders kritisch für das Komfortverhalten wird die Schwingungsanregung im Eigenfrequenzbereich des starren Antriebstrangs angesehen [87]. Dieser liegt für einen 4-Zylinder-Reihenmotor im allgemeinen bei  $10 - 15$  Hz [87]. Bei einem 4-Zylinder-4-Takt-Reihenmotor mit  $90^\circ$  Kurbelwellenkröpfung erfolgt die Anregung in der 2. Motorordnung. Daher wird der kritische Eigenfrequenzbereich bei Motordrehzahlen von  $300/\text{min}$  bis  $450/\text{min}$  angeregt. Um in diesem Drehzahlbereich

die Schwingungsanregung durch die Zylinderdrücke gering zu halten, sollte das Saugrohrdruckniveau in diesem Bereich möglichst niedrig sein.

Die drei unterschiedlichen Anforderungen an die Drosselklappenverstellung während des Motorauslaufs (Minimierung des Restgasgehaltes, Einstellung einer startgünstigen Stopposition, Komfortverhalten) sind konträr. Während die Restgasausspülung nach einer möglichst offenen Drosselklappe beim Motorauslauf verlangt, ist die Drosselklappe aus Komfortgründen möglichst zu schließen. Mit einer geöffneten Drosselklappe während des Abstellens wird sich zudem wahrscheinlich im statistischen Mittel eine Abstellposition von etwa  $90^\circ$  KW n. OT ergeben, die nicht startoptimal ist. Zum Erreichen einer startoptimalen Stopposition ist ein fallender Saugrohrdruck während der letzten beiden Zylinderfüllungen anzustreben. Um einen bestmöglichen Kompromiß zwischen diesen konträren Anforderungen zu finden, werden nachfolgend verschiedene Drosselklappenstrategien entworfen und diskutiert, deren Wirkungsweise anschließend am Versuchsmotor erprobt werden soll.

Bei den Auslaufversuchen werden als Führungsgröße für den Sollwert der Drosselklappenposition zwei verschiedene Größen herangezogen, und zwar die Motordrehzahl und der absolute, aufsummierte Nockenwinkel nach Einleitung des Motorauslaufs (durch Abschalten von Einspritzung und/oder Zündung). Der Winkel wird jeweils am Z-OT des 1. Zylinders, an dem die Abschaltung der Einspritzung und Zündung erfolgt, initialisiert.

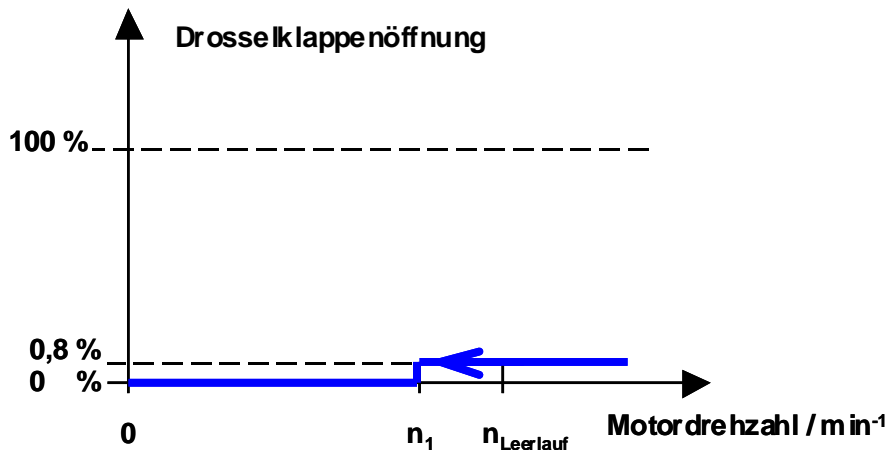


Bild 4.1.3-1: Drehzahlgeführte Drosselklappenstrategie: minimale Restgasausspülung, bester Abstellkomfort

Bild 4.1.3-1 zeigt exemplarisch eine drehzahlgeführte Kennlinie, die für besten Abstellkomfort sorgen soll. Dargestellt ist der Sollwert der Drosselklappenöffnung über der Motordrehzahl. Wenn nach Betrieb mit Leerlaufdrehzahl die Motordrehzahl während des Motorauslaufs sinkt, schließt die Drosselklappe vollständig, sobald die Motorzahl unter  $n_1$  fällt und bleibt dann bis zum Motorstillstand geschlossen. Mit dieser Kennlinie ist die schlechteste Restgasausspülung zu erwarten.

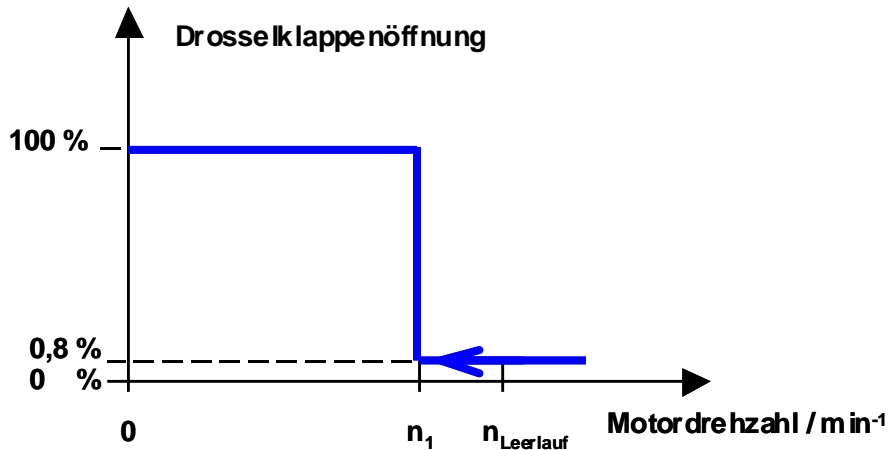


Bild 4.1.3-2: Drehzahlgeführte Drosselklappenstrategie: maximale Restgasausspülung, schlechtester Abstellkomfort

Bild 4.1.3-2 zeigt exemplarisch eine drehzahlgeführte Kennlinie, die für maximale Restgasausspülung sorgen soll. Dargestellt ist der Sollwert der Drosselklappenöffnung über der Motordrehzahl. Wenn die Motordrehzahl während des Motorauslaufs sinkt, öffnet die Drosselklappe vollständig, sobald die Motorzahl unter  $n_1$  fällt und bleibt dann bis zum Motorstillstand geöffnet. Diese Kennlinie läßt im statistischen Mittel eine Abstellposition von etwa 90 KW n. OT und das schlechtest mögliche Komfortverhalten erwarten.

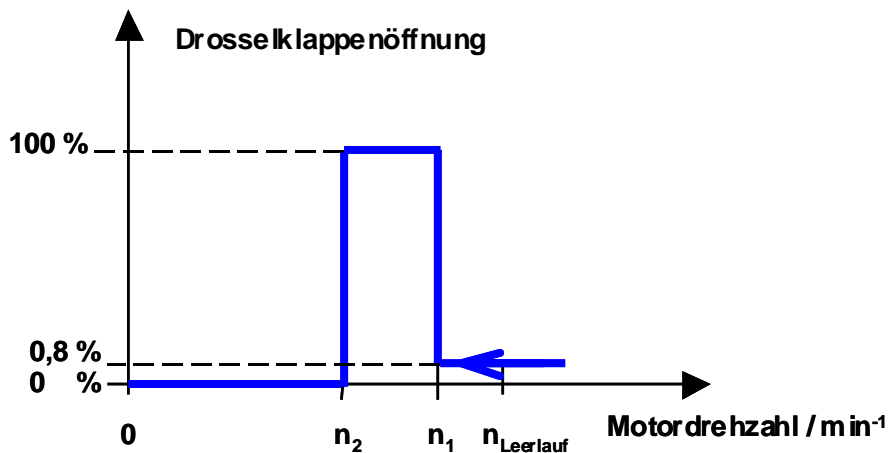


Bild 4.1.3-3: Drehzahlgeführte Drosselklappenstrategie: Spülvorgang zu Beginn des Motorauslaufs, fallender Saugrohrdruck

In Bild 4.1.3-3 ist eine weitere drehzahlgesteuerte Drosselklappenstrategie dargestellt. Sobald die Motordrehzahl während des Motorauslaufs unter  $n_1$  fällt, wird der Spülvorgang durch Öffnen der Drosselklappe eingeleitet. Der Saugrohrdruck steigt auf Umgebungsdruckniveau. Vor Erreichen des komfortkritischen Drehzahlbereiches wird die Drosselklappe bei  $n_2$  wieder geschlossen. Der auslaufende Motor beginnt das Saugrohr wieder zu evakuieren. Der Saugrohrdruck sinkt. Das Absinken des Saugrohrdrucks bewirkt zum einen eine Verringerung der Schwingungsanregung im Eigenfrequenzbereich und zum anderen einen zeitlichen Saugrohrdruckverlauf mit negativem Gradienten. Durch den negativen Gradienten wird eine größere Füllung des Expansionszylinders im Vergleich zum Kompressionszylinder erzielt. Die

unterschiedlichen Zylinderfüllungen sollen das statistische Mittel der Stopposition ausgehend von  $90^\circ\text{KW n. OT}$  in Richtung spät verschieben, um eine möglichst optimale Startposition einzustellen. Je früher die Drosselklappe wieder geschlossen wird, desto besseres Komfortverhalten und desto schlechtere Restgasausspülung werden erwartet. Die Drosselklappe bleibt bis zum Motorstillstand geschlossen.

Die in Bild 4.1.3-4 dargestellte Kennlinie verläuft anfänglich ähnlich der Kennlinie in Bild 4.1.3-3. Jedoch bleibt die Drosselklappe nach Durchlaufen des komfortkritischen Drehzahlbereiches nicht geschlossen, sondern wird vor Motorstillstand bei  $n_3$  wieder geöffnet. Dadurch wird das Saugrohrdruckniveau wieder angehoben, was zu einer verbesserten Restgasausspülung führen soll. Allerdings wird durch die Öffnung kurz vor Motorstillstand auch der negative Gradient des Saugrohrdruckverlaufes wieder aufgehoben, so daß sich mit dieser Kennlinie wieder eine mittlere Stopposition von etwa  $90^\circ\text{KW n. OT}$  ergeben dürfte.

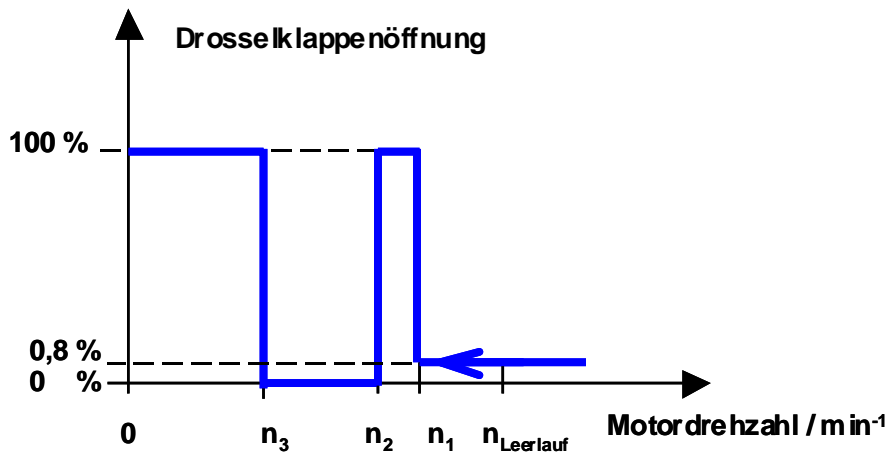


Bild 4.1.3-4: Drehzahlgeführte Drosselklappenstrategie  
Spülvorgang zu Beginn und zum Ende des Motorauslaufs

In Bild 4.1.3-5 ist exemplarisch eine absolutwinkelgeführte Kennlinie dargestellt. Ab dem Winkel „ $\alpha_{\text{offen}}$ “ wird der Spülvorgang durch Öffnen der Drosselklappe eingeleitet. Für den Fall  $\alpha_{\text{offen}} \rightarrow \infty$  wird die Drosselklappe während des Abstellvorgangs vollständig geschlossen und der Saugrohrdruck bleibt während des gesamten Abstellvorgangs auf niedrigst möglichem Niveau, womit das bestmögliche Komfortverhalten erreicht wird. Bei  $\alpha_{\text{offen}} = 0$  wird die Drosselklappe zusammen mit dem Abschalten der Einspritzung und Zündung vollständig geöffnet. Ähnlich wie bei der drehzahlgeführten Strategie in Bild 4.1.3-2 wird so maximale Restgasausspülung erreicht. Für  $\alpha_{\text{offen}} = 560 - 800^\circ \text{NW n. Z-OT1}$  bleibt der Saugrohrdruck beim Durchlaufen des komfortkritischen Frequenzbereiches auf niedrigst möglichem Niveau, da die Drosselklappe ab dem Abschalten der Zündung und Einspritzung vollständig geschlossen wird. Der Spülvorgang wird erst unterhalb des kritischen Frequenzbereiches durch vollständige Öffnung der Drosselklappe eingeleitet. Nachteilig dürfte sich bei dieser Strategie das ähnliche Druckniveau im Expansions- und Kompressionszylinder bei Kurbelwellenstillstand auswirken, welches zu einem nicht startoptimalen, statistischen Mittel der Stopposition von  $90^\circ \text{n. OT}$  führen dürfte.

Bei den absolutwinkelgeführten Drosselklappenkennlinien wird zur Verbesserung der Reproduzierbarkeit des Abstellverhaltens die Zündung und die Einspritzung gleichzeitig deaktiviert und zwar immer bei gleicher Winkelposition am Z-OT 1. Dabei erfolgt die Unterbrechung nur, wenn sich die Motordrehzahl in einem engen Bereich um ihren Sollwert bewegt ( $n_{\text{Soll}} \pm 10 / \text{min}$ ). Ab der Zünd-/Einspritzunterbrechung wird der Summenwinkel initialisiert und bis zum Motorstillstand aufaddiert. Die Unterbrechung der Zündung gleichzeitig mit der Einspritzung hat zur Folge, daß das zum Zeitpunkt der Unterbrechung bereits im Kompressionszylinder vorhandene Gemisch nicht mehr entflammt. Dadurch bedingt, erfolgt nach der Zünd-/Einspritzunterbrechung nur noch die Verbrennung, die bereits etwa  $10^\circ \text{KW v. OT}$  im Expansionszylinder gezündet wurde.

Bei den drehzahlgeführten Kennlinien wird am Z-OT 1 ausschließlich die Einspritzung unterbrochen. Die Zündung funktioniert bis zum Motorstillstand, wodurch bereits in den Brennräumen befindliches Gemisch noch entflammt wird.

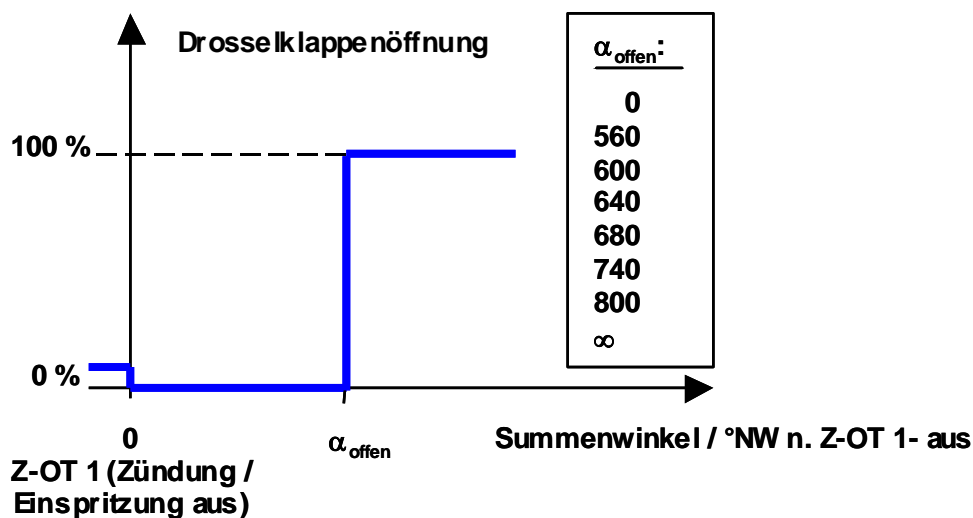


Bild 4.1.3-5: Absolutwinkelgeführte Drosselklappenstrategie (Fall:  $\alpha_{\text{offen}} \neq 0$ )  
 Maximale Restgasausspülung bei  $\alpha_{\text{offen}} = 0$ , bestes Komfortverhalten  
 bei  $\alpha_{\text{offen}} \rightarrow \infty$ , ab  $\alpha_{\text{offen}} = 560$  Spülvorgang am Ende des Motorauslaufs

Durch die gleichzeitige Unterbrechung von Zündung und Einspritzung findet mindestens ein Verbrennungszyklus weniger statt als bei der ausschließlichen Deaktivierung der Einspritzung. Da Verbrennungen immer zyklischen Schwankungen unterworfen sind, ist die Reduzierung der Verbrennungen nach Abschaltung vorteilhaft für die Reproduzierbarkeit des Auslaufvorgangs. Nachteilig gegenüber der allgemein üblichen Verbrennung aller abgesetzten Einspritzungen ist das Entlassen unverbrannten Kraftstoffs ins Abgassystem, was zu einer Zunahme der Kohlenwasserstoffrohmissionen führt. Zudem wird der beim Motorauslauf überstrichene Kurbelwinkel um mindestens etwa  $180^\circ$  verkürzt, was ggf. den Wegfall eines zusätzlichen Spülzyklus eines startrelevanten Zylinders zur Folge hat, wodurch die Restgasauspülung verschlechtert wird.

#### **4.1.4 Untersuchung des Sauerstoffgehaltes im Brennraum beim Abstellen des Motors**

Die Energie, die bei der ersten Verbrennung des Direkt-Starts freigesetzt wird, muß ausreichen, um die Kurbelwelle mit der notwendigen Drehzahl über den 1. OT hinweg zu drehen. Ansonsten ist ein Direkt-Start nicht erfolgreich [33].

Die Energiemenge, die für die erste Drehung der Kurbelwelle bis hin zum ersten OT zur Verfügung steht, ist begrenzt durch die Zylinderladung des Expansionszylinders. Je größer die absolute Sauerstoffmenge in diesem Zylinder ist, desto mehr Kraftstoff kann im ersten Zyklus verbrannt werden und desto größer ist die bereitgestellte Energie. Die absolute Sauerstoffmenge im Expansionszylinder ist maßgeblich abhängig von der Gesamtgasmenge im Expansionsraum und der Sauerstoffkonzentration der entsprechenden Zylinderladung.

Die Gesamtgasmenge wird zum einen bestimmt durch das Volumen des Expansionsraumes und damit von der Abstellposition. Zum anderen bestimmt die Dichte der Zylinderladung die Gesamtgasmenge. Die Dichte wiederum hängt ab vom Zylinderdruck und der Zylindertemperatur. Für den Zylinderdruck ist Umgebungsdruck anzusetzen, da direkt nach dem Motorstopp ein Druckausgleich zwischen Umgebung und Expansionsraum stattfindet (Bilder 4.1.4.2-1 bis 4.1.4.2-3). Die Temperatur der Zylinderladung wird bestimmt durch die Bauteiloberflächentemperaturen von Zylinder, Zylinderkopf und Kolben und der Verweilzeit des Gases im Zylinder. Sie liegt zwischen der Ansauglufttemperatur unmittelbar vor dem Ventil und der Zylinderwandtemperatur. Sie ist während des normalen Betriebs nur in sehr engen Grenzen beeinflussbar. Damit läßt sich die Gesamtgasmenge, mit Ausnahme der Motorstopposition, die auch anderen Optimierungskriterien unterworfen werden muß, kaum beeinflussen.

Zur Optimierung der absoluten Sauerstoffmenge im Expansionszylinder gilt es daher die Sauerstoffkonzentration im Expansionszylinder zu maximieren. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit der Einfluß relevanter Einflußgrößen auf die Sauerstoffkonzentration in den startrelevanten Zylindern untersucht. Die Ergebnisse wurden zum Teil bereits veröffentlicht [77].



Zur Messung der Sauerstoffkonzentration in einem startrelevanten Zylinder wird mit der in Kapitel 4.1.2.2 beschriebenen Analysetechnik Gas aus dem 4. Zylinder im letzten Zyklus vor dem Stillstand entnommen und die Sauerstoffkonzentration gemessen. Der 4. Zylinder ist allerdings aufgrund von Streuungen der Abstellposition nicht in allen Fällen bei Motorstillstand auch ein startrelevanter Kompressions- oder Expansionszylinder. Wie nachfolgend zu sehen, ist jedoch kein Einfluß der Abstellposition auf das Ergebnis der Sauerstoffkonzentrationsmessung festzustellen, so daß die Messung im 4. Zylinder repräsentativ auch für alle anderen Zylinder gilt, solange sie nach dem Abschalten der Einspritzung die gleiche Anzahl von Spülzyklen durchlaufen.

#### 4.1.4.1 Versuchsdurchführung

Folgende Einflußgrößen auf die Sauerstoffkonzentration im Zylinder 4 im letzten Zyklus vor dem Motorstillstand werden untersucht:

- Drosselklappenverstellstrategien während des Auslaufvorgangs
- Leerlaufdrehzahl
- Ventilsteuerzeiten
- Öltemperatur
- Einfluß der Kurbelgehäuseentlüftung (Leckageeinfluß)

In Kapitel 4.1.3 wurden verschiedene Drosselklappenstrategien, die allen Anforderungen an den Abstellvorgang gerecht werden sollen, vorgeschlagen und diskutiert. Zur Untersuchung der Auswirkungen auf die Sauerstoffkonzentration in den startrelevanten Zylindern werden die in Bild 4.1.4.1-1 detailliert beschriebenen Drosselklappenstrategien herangezogen. Dabei wird die Drosselklappe während der Messungen drehzahlabhängig angesteuert. Die untersuchten Leerlaufdrehzahlen (700 /min, 900 /min, 1100 /min) sind in der Tabelle aufgeführt. Die Leerlaufdrehzahl wird als relevant für die Sauerstoffkonzentration erachtet, da sich mit Anhebung der Leerlaufdrehzahl die Anzahl der Umdrehungen bis zum Motorstillstand und damit der Spülzyklen erhöht.

Nr.	Leerlaufdrehzahl min <sup>-1</sup>	Drosselklappenverstellstrategie*	n <sub>1</sub> min <sup>-1</sup>	n <sub>2</sub> min <sup>-1</sup>	n <sub>3</sub> min <sup>-1</sup>
1.	700	Bild 4.1.3-1	0	-	-
2.	700	Bild 4.1.3-1	675	-	-
3.	900	Bild 4.1.3-1	875	-	-
4.	1100	Bild 4.1.3-1	1075	-	-
5.	700	Bild 4.1.3-2	675	-	-
6.	900	Bild 4.1.3-2	875	-	-
7.	1100	Bild 4.1.3-2	1075	-	-
8.	700	Bild 4.1.3-3	675	500	-
9.	700	Bild 4.1.3-3	675	600	-
10.	700	Bild 4.1.3-3	675	625	-
11.	700	Bild 4.1.3-3	675	650	-
12.	700	Ähnlich Bild 4.1.3-3, aber Sollwert Drosselklappenöffnung nur 15 %	675	500	-
13.	700	Ähnlich Bild 4.1.3-3, aber Sollwert Drosselklappenöffnung nur 15 %	675	600	-
14.	700	Bild 4.1.3-4	675	625	380
15.	700	Bild 4.1.3-4	675	625	330
16.	700	Bild 4.1.3-4	675	625	280
17.	700	Bild 4.1.3-4	675	625	230
18.	700	Bild 4.1.3-4	675	625	180
19.	900	Bild 4.1.3-4	875	825	380
20.	1100	Bild 4.1.3-4	1075	1025	380
21.	1100	Bild 4.1.3-4	1075	975	380

\*Alle Drosselklappenverstellungen mit maximaler Verfahrensgeschwindigkeit, etwa 0,17 s für eine Verstellung von 0 % zu 100 % bzw. 100 % zu 0 % Öffnungswinkel

Bild 4.1.4.1-1: Drosselklappenverstellstrategien während des Motorauslaufs

Der Einfluß der Ventilsteuerzeiten wird in 2 Stufen untersucht. Zum einen mit den Basissteuerzeiten (12° Ventilüberschneidung), einer üblichen Einstellung für Motoren ohne variable Nockenwellenverstellung. Zum anderen mit einer für Motoren mit Einlaß- und Auslaßnockenwellenphasenverstellung vorteilhaften negativen Leerlauf-Ventilüberschneidung von -14° [89] [90]. Die detaillierte Angabe der Steuerzeiten kann Bild 4.1-1 entnommen werden. Die Ventilüberschneidung wird als relevant für die Sauerstoffkonzentration im Expansionszylinder erachtet, da sie bei stationärem Motorbetrieb entscheidenden Einfluß auf den Restgasgehalt hat [89] [90].

Die Öltemperatur wird als relevanter Einflußparameter betrachtet, da sie die Motorreibung und damit das Auslaufverhalten hinsichtlich der Anzahl der Spülzyklen beeinflussen kann [91]. Daher wird der Einfluß der Öltemperatur auf die Sauerstoffkonzentration mit einer Drosselklappenkennlinie und einer Steuerzeiteinstellung untersucht.

Die Kurbelgehäuseentlüftung ist im allgemeinen [49] [92], wie auch am Versuchsmotor, mit dem Saugrohr verbunden. Das Blow-By-Gas aus dem Kurbelgehäuse wird dabei stromabwärts der Drosselklappe ins Saugrohr geleitet. Dadurch entsteht nach der Drosselklappe eine Leckagestelle, der insbesondere bei geschlossener Drosselklappe Einfluß auf die Sauerstoffkonzentration im Expansionszylinder bei stehendem Motor zugeschrieben wird. Um den Einfluß dieser

Leckagestelle zu erfassen, wird die Kurbelgehäuseentlüftung bei einem Teil der Untersuchungen ins Freie geleitet und der Zugang im Saugrohr verschlossen.

#### 4.1.4.2 Auswertung und Ergebnisse

In Bild 4.1.4.2-1a sind exemplarisch die Motordrehzahl, die Drosselklappenposition, der Saugrohrdruck, alle 4 Zylinderdrücke und der Hub des Probenentnahmeventils für einen Motorauslauf ab einer Leerlaufdrehzahl von  $n = 700/\text{min}$  dargestellt. Zum Zeitpunkt „0 s“ wird die Kraftstoffeinspritzung aller Zylinder unterbrochen, um den Motor zu stoppen. Die Unterbrechung erfolgt getriggert durch das Zünd-OT-Signal des 1. Zylinders. Die Abschaltdrehzahl beträgt  $(700 \pm 10) /\text{min}$ .

Die Drosselklappe wird bei diesem Abstellvorgang bis zum Motorstillstand vollständig geschlossen. Nach Verbrennung der letzten abgesetzten Kraftstoffmasse, etwa 0,1 s nach Abschaltung der Kraftstoffzufuhr, fällt die Drehzahl. Nach ca. 0,75 s wird der letzte OT passiert, bevor die Kurbelwellenrotation nach etwa 0,95 s zum Stillstand kommt. Aufgrund der Drosselung liegt der Saugrohrdruck während des gesamten Abstellvorgangs auf niedrigem Niveau von etwa 0,25 bar – 0,4 bar. Bedingt durch den niedrigen Saugrohrdruck ist auch der Kompressionsspitzendruck im OT während des gesamten Abstellvorgangs moderat (etwa 5 bar).

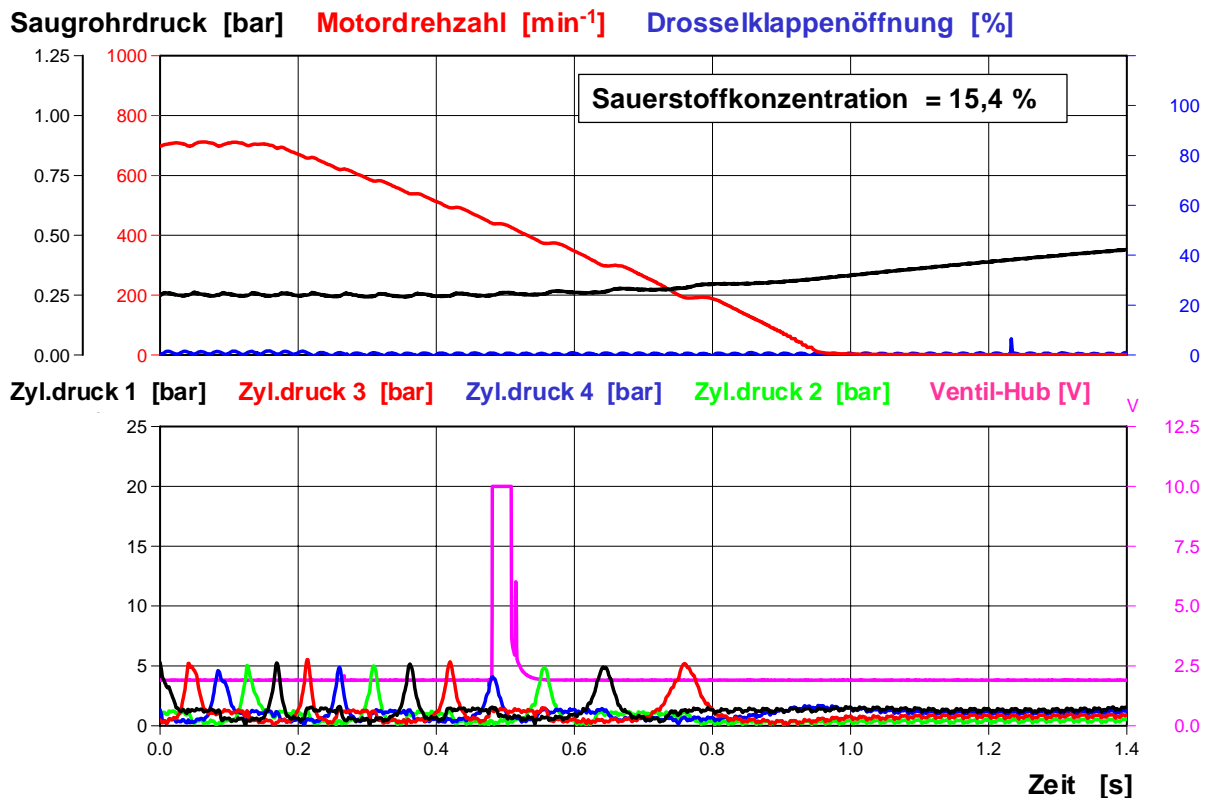


Bild 4.1.4.2-1a: Motorauslauf,  $n = 700/\text{min}$ , konstante Drosselklappenposition

Während des letzten Kompressionstaktes von Zylinder 4 vor Motorstillstand (3. Kompressionstakt nach dem Abstellen der Einspritzung), wird eine Gasprobe aus dem Brennraum des 4. Zylinders entnommen. Die Sauerstoffkonzentrationsmessung dieser Probe ist in Bild 4.1.4.2-1b dargestellt.

Etwa 15 s nach Abstellen der Einspritzung erreicht die unverdünnte Pfropfenströmung den Sauerstoffanalysator, wo zu diesem Zeitpunkt die Sauerstoffkonzentration ihren Maximalwert auf einem Plateau erreicht. Im letzten Kompressionszyklus von Zylinder 4 liegt demnach eine Sauerstoffkonzentration von 15,4 % vor.

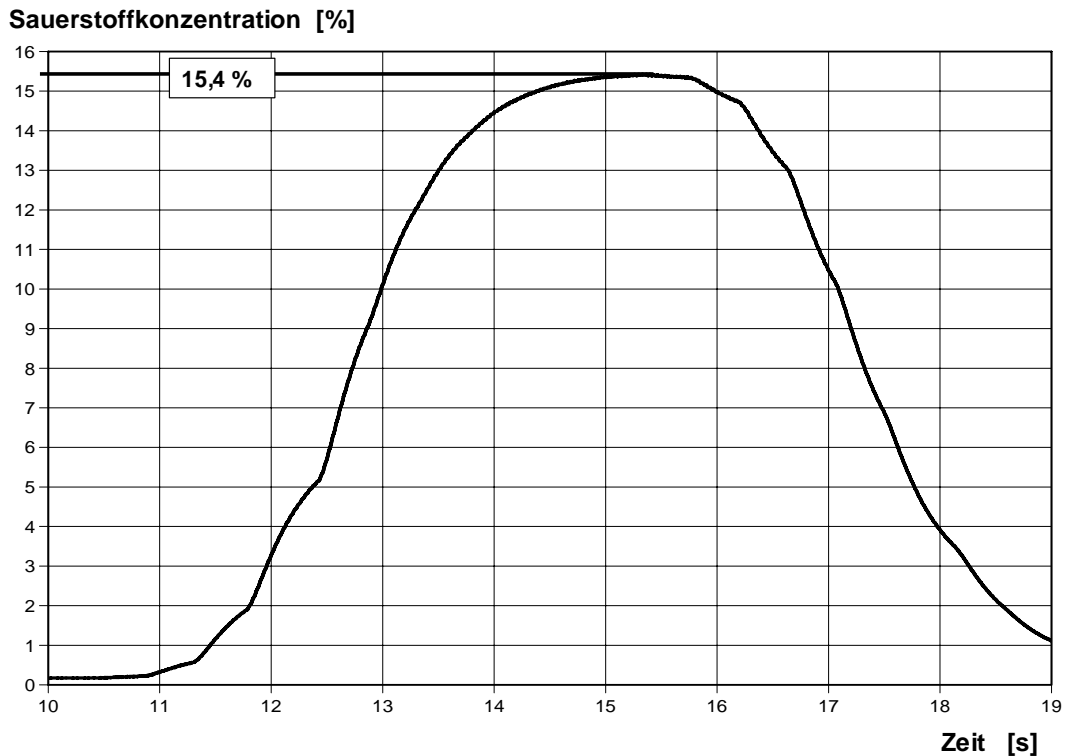


Bild 4.1.4.2-1b: O<sub>2</sub>-Messung, n = 700/min konstante Drosselklappenposition

Wie Bild 4.1.4.2-1a zeigt auch Bild 4.1.4.2-2a einen Motorauslauf ab einer Leerlaufdrehzahl von 700/min. Allerdings wird hier die Drosselklappe während des Motorauslaufs bis hin zum Motorstillstand vollständig geöffnet, sobald die Motordrehzahl 675 /min unterschreitet (Kennlinie Nr. 5 in Bild 4.1.4.1-1). Dadurch steigt der Saugrohrdruck im Zeitintervall zwischen 0,2 s und 0,3 s von 0,25 bar auf 1 bar an. Bedingt durch die Erhöhung des Saugrohrdrucks vervierfacht sich der Kompressionsdruck in den Zylindern, auf etwa 20 bar.

Nach Abstellen der Einspritzung folgen zuerst zwei Verdichtungen des 4. Zylinders mit etwa 5 bar Spitzendruck. Danach erfolgt dort die Probenentnahme im 3. Zyklus bei etwa 16 bar Zylinderdruck. Im Vergleich zu den 3 vorhergehenden und 1 nachfolgenden Kompressionsdrücken der anderen Zylinder von etwa 20 bar liegt der Druck im Entnahmezyklus um etwa 4 bar niedriger. Die Druckabsenkung im Entnahmezylinder kann durch die Verminderung der Ladungsmasse durch die Probenentnahme erklärt werden.

Die zugehörige Sauerstoffkonzentrationsmessung ist in Bild 4.1.4.2-2b zu sehen. Die Sauerstoffkonzentration beträgt 19,7 %.

Etwa 0,75 s nach Abschalten der Einspritzung fällt die Drehzahl zum ersten mal auf Null. Wie am Drucksignal von Zylinder 1 zu sehen, erreicht der Kolben des 1. Zylinders in seiner 3. Verdichtung nicht mehr seinen OT, die Kompression erreicht keine 20 bar Spitzendruck.

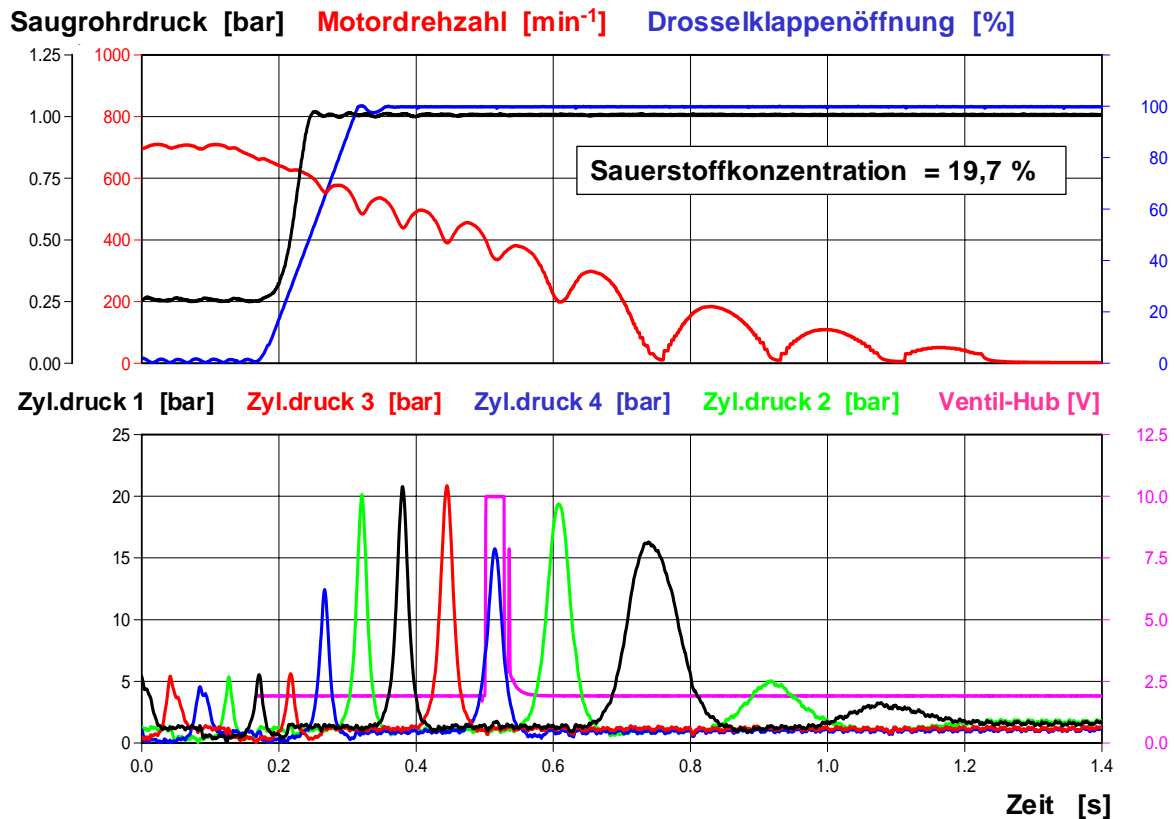


Bild 4.1.4.2-2a: Motorauslauf,  $n = 700/\text{min}$ , Drosselklappenkennlinie Nr. 5  
1 Hochdruckzyklus ( $>10 \text{ bar}$ ) bis zur  $\text{O}_2$ -Entnahme

Ab diesem Zeitpunkt dreht der Motor zurück, wobei der Druck in Zylinder 2 wieder erhöht wird. Nach etwa 0,9 s kehrt sich die Motordrehrichtung wieder um. Der Motor dreht wieder vorwärts bis zum Zeitpunkt 1,1 s. Dann kehrt sich die Drehrichtung nochmals um und der Motor dreht wieder rückwärts, bis er nach ca. 1,25 s endgültig zum Stillstand kommt. Da dieser Auspendelvorgang (0,75 s bis 1,25 s) weitgehend mit geschlossenen Ventilen stattfindet (siehe Kap. 4.1.4 Untersuchungen der Motorstopposition) ist während dessen nicht mit einem Gasaustausch der Brennraumladung und mit einer Änderung der Sauerstoffkonzentration zu rechnen.

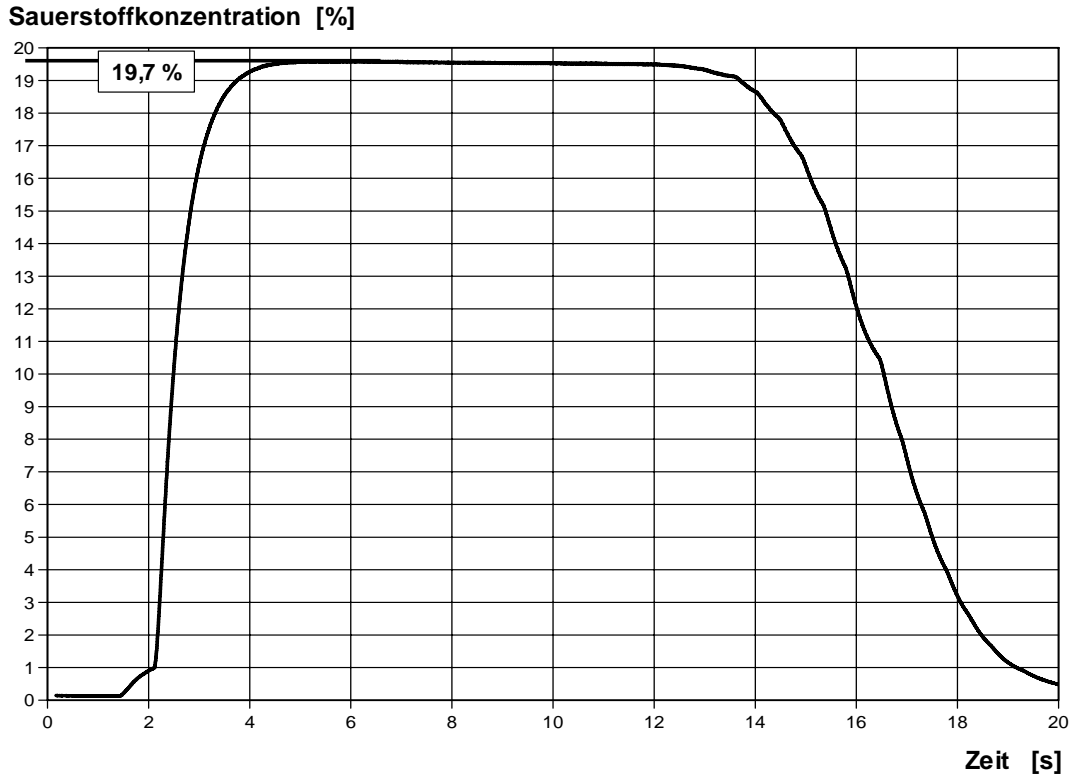


Bild 4.1.4.2-2b: O<sub>2</sub>-Messung, n = 700/min, Drosselklappenkennlinie Nr. 5

Bild 4.1.4.2-3 zeigt einen Abstellvorgang, bei dem die Drosselklappenkennlinie Nr. 15 (Bild 4.1.4.1-1) verwendet wird. Nach kurzer Drosselklappenöffnung bei einer Motordrehzahl von 675/min wird die Drosselklappe aus Komfortgründen wieder vollständig geschlossen und erst bei 330/min wieder geöffnet. Bei der ersten Öffnung der Drosselklappe schnellert der Saugrohrdruck sofort auf 1 bar (0,3 s nach dem Abstellen der Einspritzung). Beim nachfolgenden Schließen der Drosselklappe wird das Saugrohr vom auslaufenden Motor wieder evakuiert. Der Saugrohrdruck sinkt auf 0,75 bar bei 0,65 s und steigt bei der zweiten Öffnung der Drosselklappe wieder auf 1 bar an. Proportional zu dieser Ansaugdruckmodulation sinken und steigen die entsprechenden Zylinderdrücke. Durch das insgesamt niedrigere Druckniveau während der Auslaufphase verglichen mit der Situation bei vollständig geöffneter Drosselklappe, wird hier im Entnahmezyklus (3. Zyklus des 4. Zylinders nach Abstellen) auch eine niedrigere Sauerstoffkonzentration gemessen. In Anbetracht dieser Ergebnisse liegt es nahe, daß ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Sauerstoffkonzentration im „Abstellzylinder“, dem Zylinderdruck und dem Saugrohrdruck während des Motorauslaufs besteht.

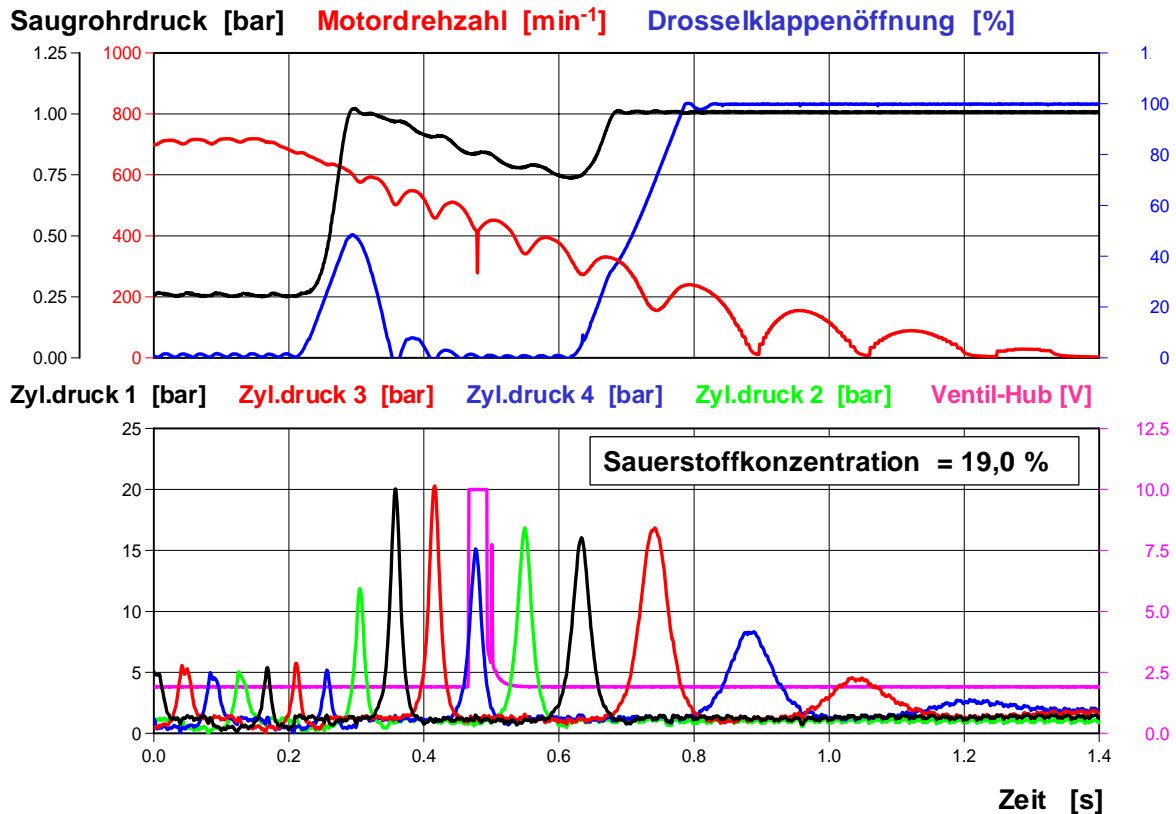


Bild 4.1.4.2-3: Motorauslauf,  $n = 700/\text{min}$ , Drosselklappenkennlinie Nr. 15  
1 Hochdruckzyklus ( $>10 \text{ bar}$ ) bis zur  $\text{O}_2$ -Entnahme

In Bild 4.1.4.2-4 sind mehrere Messungen der  $\text{O}_2$ -Konzentration im 3. Zyklus des 4. Zylinders als Funktion des mittleren Zylinderdruckes im OT während des Auslaufvorgangs dargestellt. Der „mittlere Zylinderdruck im OT“ ist dabei das arithmetische Mittel der 3 nach dem Abstellen der Einspritzung gemessenen Kompressionsspitzen drücke im OT des 4. Zylinders während des Motorauslaufs. Die Leerlaufdrehzahl vor dem Abstellen beträgt jeweils  $700 /\text{min}$ .

Deutlich ersichtlich ist der durch die Ausgleichskurve (Polynom 3. Grades) dargestellte, proportionale Zusammenhang zwischen dem mittleren Zylinderdruck im OT und der Sauerstoffkonzentration. Bei  $6 \text{ bar}$  mittlerem Zylinderdruck im OT (dies entspricht einem Abstellvorgang mit geschlossener Drosselklappe) beträgt die Sauerstoffkonzentration lediglich etwa  $15 \%$ . Mit  $13 \text{ bar}$  mittlerem Zylinderdruck im OT (dies entspricht einer weitgehend geöffneten Drosselklappe während des Abstellvorgangs) lassen sich bei gleicher Leerlaufdrehzahl ca.  $20 \%$  Sauerstoffgehalt erzielen. Die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung erreicht damit bei geöffneter Drosselklappe fast Frischluftniveau.

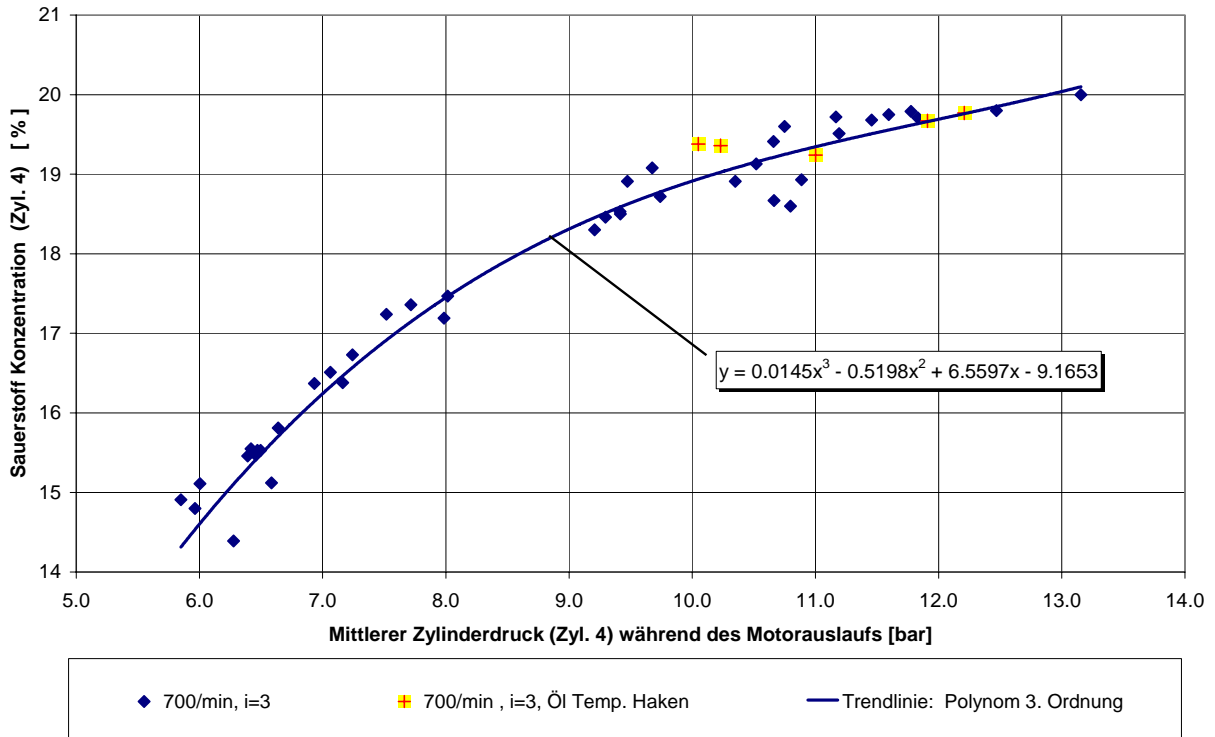


Bild 4.1.4.2-4: O<sub>2</sub>-Konzentration als Funktion des mittleren Zylinderdrucks im OT – Einfluß der Öltemperatur

Bezogen auf einen Abstellvorgang mit geschlossener Drosselklappe läßt sich durch die Öffnung der Drosselklappe der Sauerstoffgehalt im Zylinder also relativ um etwa 33 % erhöhen (absolut von ca. 15 % auf etwa 20 %). Eine weitere wichtige Erkenntnis ist, daß man mit Hilfe des mittleren Zylinderdrucks im OT und der in Bild 4.1.4.2-4 gezeigten Kennlinie die Sauerstoffkonzentration im Entnahmezylinder und damit im startrelevanten Zylinder voraussagen kann.

Weiterhin kann in Bild 4.1.4.2-4 der Einfluß der Öltemperatur abgelesen werden. Neben den Standardmeßpunkten sind Meßpunkte in das Diagramm eingetragen, die bei einer Öltemperaturvariation von 30°C bis 70°C gemessen wurden. Da sich diese Punkte unauffällig in die Struktur der anderen Meßergebnisse (alle erzeugt bei 80°C +/- 5°C Öltemperatur) einfügen, ist davon auszugehen, daß es keinen nachweislichen Einfluß der Öltemperatur auf die Sauerstoffkonzentration im Startzylinder gibt, solange sich die Gesamtzahl der Kurbelwellenumdrehungen bis zum Stillstand der Kurbelwelle nicht gravierend ändert.



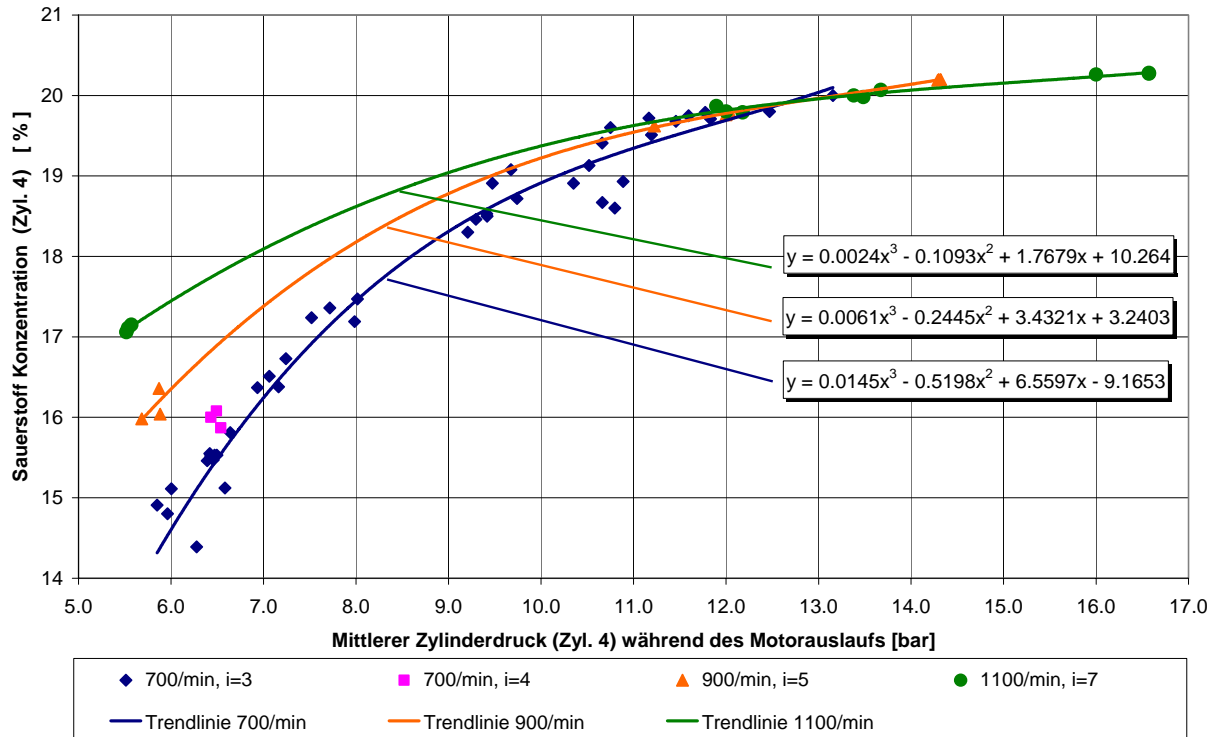


Bild 4.1.4.2-5: O<sub>2</sub>-Konzentration als Funktion des mittleren Zylinderdrucks im OT – Einfluß der Leerlaufdrehzahl und des Entnahmezklus

In Bild 4.1.4.2-5 ist die O<sub>2</sub>-Konzentration als Funktion des mittleren OT-Zylinderdrucks für den Auslaufvorgang mit 3 verschiedenen Leelaufdrehzahlen dargestellt und zwar für 700 /min, 900 /min und 1100 /min. Die Sauerstoffkonzentration wird jeweils im letzten Zyklus des 4. Zylinders vor dem Motorstopp gemessen. Bei den Messungen aus 700/min ist dies meist im 3. Zyklus, bedingt durch Streuungen des absolut überstrichenen Kurbelwinkels nach dem Abstellen, manchmal auch im 4. Zyklus der Fall. Bei einer Erhöhung der Leerlaufdrehzahl nimmt der überstrichene Kurbelwinkel nach dem Abstellen des Motors, aufgrund der größeren Rotationsenergie des Kurbeltriebs beim Abstellen, zu. So wird bei einer Leelaufdrehzahl von 900/min im 5. Zyklus entnommen, bei 1100/min erst im 7. Zyklus.

Bei vorwiegend geschlossener Drosselklappe während des Abstellvorgangs und somit bei niedrigem mittleren OT-Zylinderdruck während des Auslaufvorgangs läßt sich eine deutlich positive Auswirkung der Drehzahlsteigerung ablesen. Durch die mit der Leerlaufdrehzahl einhergehende Erhöhung der Anzahl von Spülzyklen wird eine vollständigere Ausspülung des Restgases mit Frischgas erreicht. Bei 6 bar mittlerem Zylinderdruck (dies entspricht einer geschlossenen Drosselklappe während des Abstellvorgangs) kann die Sauerstoffkonzentration im Stoppzylinder allein durch eine Drehzahlanhebung von 700/min auf 900/min von 14,6 % auf 16,3 % erhöht werden. Eine weitere Drehzahlanhebung auf 1100/min führt zu einer Erhöhung der Sauerstoffkonzentration auf etwa 17,5 %.

Wird die Drosselklappe allerdings während des Motorauslaufvorgangs zumindest teilweise geöffnet und damit der mittlere Zylinderdruck erhöht, gleichen sich die Sauerstoffkonzentrationen einander an. Ab einem mittleren Zylinderdruck von etwa 12 bar ist die Leerlaufdrehzahl für die Sauerstoffkonzentration im Startzylinder unerheblich.

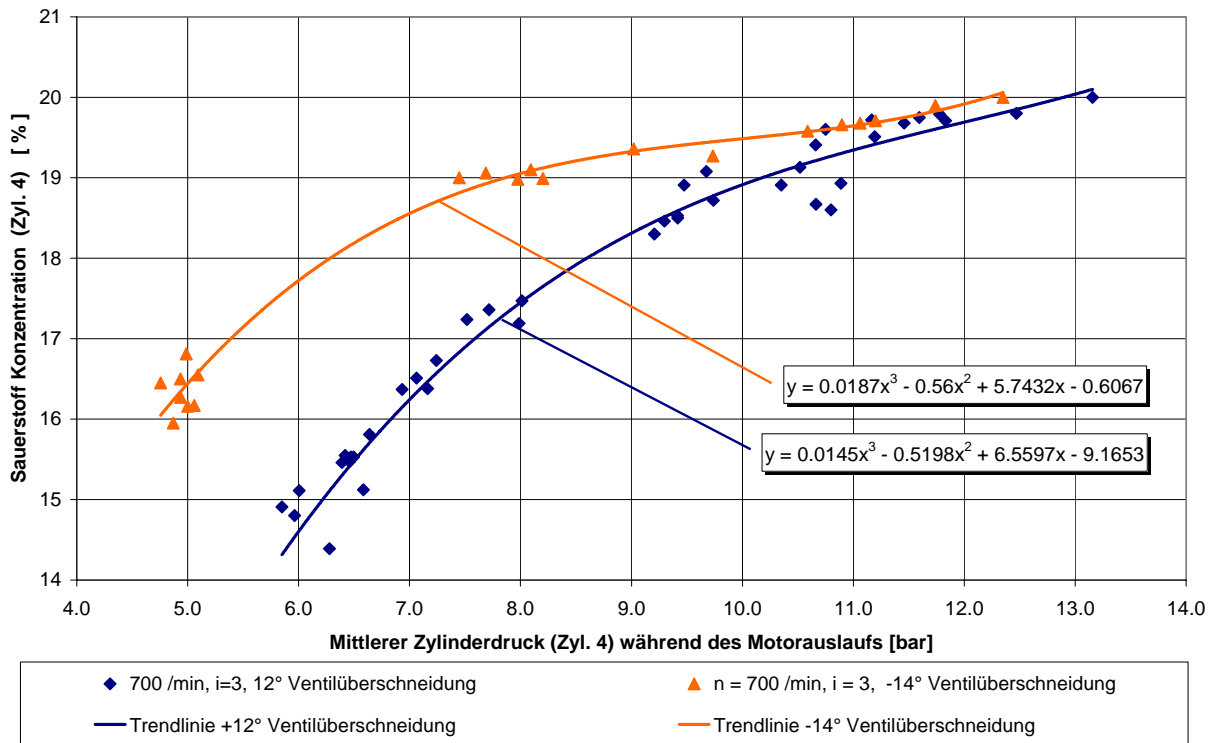


Bild 4.1.4.2-6: O<sub>2</sub>-Konzentration als Funktion des mittleren Zylinderdrucks im OT – Einfluß der Steuerzeiten (Ventilüberschneidung)

Die Abhängigkeit der Sauerstoffkonzentration vom mittleren Zylinderdruck ist in Bild 4.1.4.2-6 für 2 verschiedene Steuerzeiteinstellungen abzulesen, einer typischen Steuerzeiteinstellung eines Motors ohne variable Ventilsteuerung mit +12° Ventilüberschneidung und einer typischen Steuerzeiteinstellung eines Motors mit variabler Einlaß- und Auslaßnockenwellenphasenverstellung und negativer Ventilüberschneidung (-14°) [89] [90].

Aus Bild 4.1.4.2-6 wird ersichtlich, daß mit negativer Ventilüberschneidung bei niedrigem mittleren Zylinderdruck in OT (etwa 6 bar) eine deutliche Erhöhung der Sauerstoffkonzentration erzielt wird. Dieser Effekt kann einer mit negativer Ventilüberschneidung verbesserten Restgasausspülung zugeschrieben werden.

Bei 6 bar mittlerem Zylinderdruck im OT läßt sich die Sauerstoffkonzentration im Zylinder allein durch die Einstellung von Steuerzeiten mit negativer Ventilüberschneidung von 14,5 % auf etwa 17,5 % erhöhen. Dabei ist allerdings zu beachten, daß ein Motor mit negativer Ventilüberschneidung bei gleicher Drosselklappenposition einen niedrigeren Saugrohrdruck aufweist, als der gleiche Motor mit positiver Ventilüberschneidung, da die positive Ventilüberschneidung eine zusätzliche Saugrohrleckage darstellt. Mit dem Versuchsmotor werden bei negativer Ventilüberschneidung und vollkommen geschlossener Drosselklappe etwa 5 bar mittlerer Zylinderdruck im OT erreicht, während sich bei positiver Ventilüberschneidung etwa 6 bar einstellen. Bezogen auf eine konstante Drosselklappenposition kann die Sauerstoffkonzentration im Zylinder durch das Einstellen von Steuerzeiten mit negativer Ventilüberschneidung von 15 % (positive Überschneidung, 6 bar) auf etwa 16,5 % (negative Überschneidung, 5 bar) erhöht werden.

Wird der mittlere Zylinderdruck im OT während des Motorauslaufs durch Öffnung der Drosselklappe auf mindestens 13 bar erhöht, so erreicht man sowohl mit negativer als auch mit positiver Ventilüberschneidung 20 % Sauerstoffkonzentration und damit fast Umgebungsluftniveau. Ab diesem Druckniveau ist der Einfluß der Steuerzeiten auf die Sauerstoffkonzentration nicht mehr relevant.

In Bild 4.1.4.2-7 ist der Einfluß der Saugrohrleckage auf die O<sub>2</sub>-Konzentration dargestellt. Die Saugrohrleckage wird in 2 Stufen variiert. Neben dem Basiszustand wird bei einer Versuchsvariante die Kurbelgehäuseentlüftung, die stromabwärts der Drosselklappe in das Saugrohr eingeleitet wird, ins Freie geführt und das Saugrohr an der Einleitungsstelle mit einem Gummistopfen verschlossen. Die deaktivierte Kurbelgehäuseentlüftung führt zu einem dichteren Saugrohr.

Wie Bild 4.1.4.2-7 zu entnehmen, ist der Einfluß der Saugrohrleckage bei konstantem mittleren Zylinderdruck im OT von untergeordneter Bedeutung und verschwindet im Rauschen der Meßgenauigkeit. Allerdings stellt sich bei konstanter Drosselklappenposition ein anderer Druck im Saugrohr ein. Während bei vollkommener geschlossener Drosselklappe der mittlere Zylinderdruck im OT mit aktiver Kurbelgehäuseentlüftung etwa 5 bar beträgt, stellt sich bei inaktiver Kurbelgehäuseentlüftung ein Druck von etwa 4,5 bar ein.

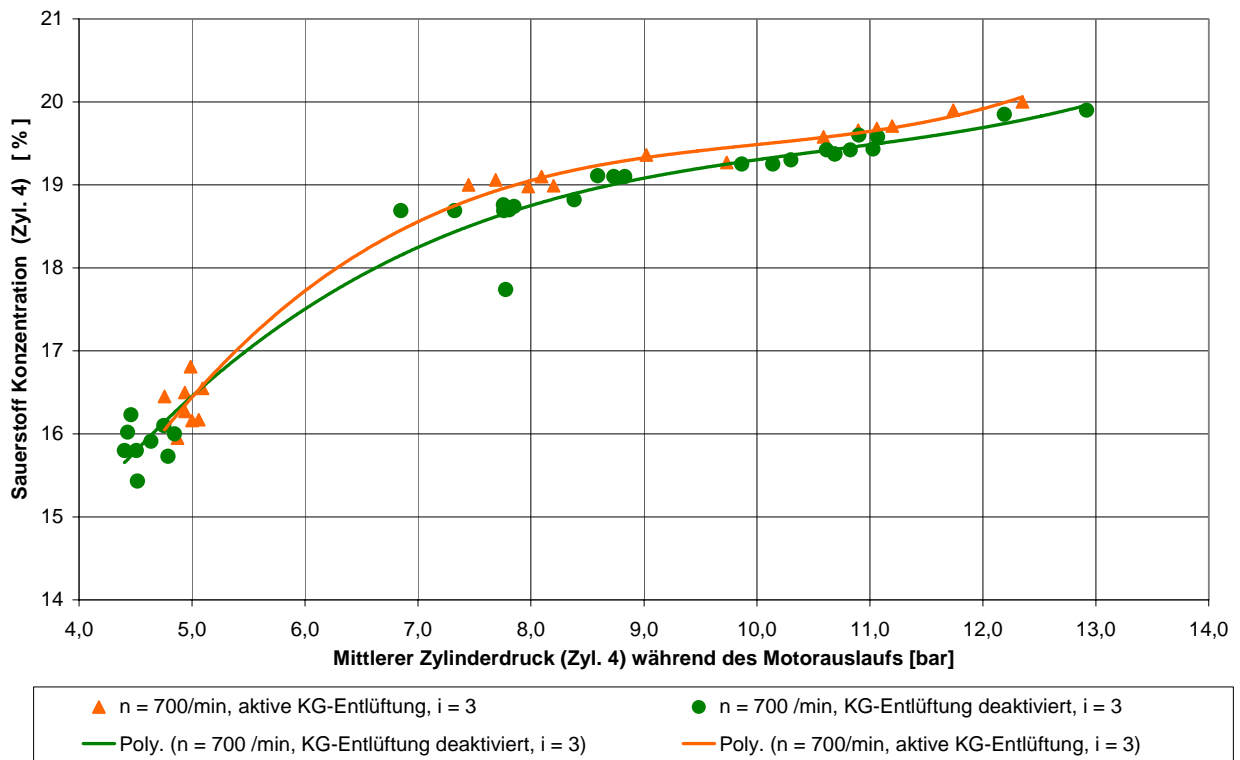


Bild 4.1.4.2-7: O<sub>2</sub>-Konzentration als Funktion des mittleren Zylinderdrucks im OT – Einfluß der Saugrohrleckage (Kurbelgehäuseentlüftung)

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die Sauerstoffkonzentration im Startzylinder proportional zum mittleren Zylinderdruck im OT während des Motorauslaufs ist. Daher kann die Sauerstoffkonzentration im startrelevanten Zylinder bei Kenntnis des Zylinderdruckverlaufes mit Hilfe einer Kennlinie vorausgesagt werden. Die Kennlinie ist unabhängig von der Öltemperatur, hängt

aber von den Ventilsteuerzeiten, der Leerlaufdrehzahl, sowie der Anzahl der Zyklen zwischen dem Abstellen der Einspritzung/Zündung und dem Motorstopp ab.

Heutigen Motorsteuerungen steht der Zylinderdruck als Eingangsgröße im allgemeinen nicht zur Verfügung, so daß für eine praktische Anwendung des gefundenen Zusammenhangs andere Eingangsgrößen geeigneter erscheinen.

Da beim Motorauslauf nach der letzten Verbrennung eine reine Luftverdichtung (ohne weitere Verbrennung) vorliegt, existiert ein einfacher Zusammenhang zwischen dem Kompressionsdruck im OT und dem Zylinderdruck bei Verdichtungsbeginn (dem Zeitpunkt „Einlaß schließt“).

Man kann annehmen, daß der Zylinderdruck bei „Einlaß schließt“ näherungsweise dem Saugrohrdruck im UT entspricht und hätte damit eine sehr einfache Kalibriermöglichkeit für die Sauerstoffkonzentration im Startzylinder gefunden.

Der Zusammenhang zwischen dem mittleren Zylinderdruck im OT und dem mittleren Saugrohrdruck im UT während des Motorauslaufs (Auswertung der Saugrohrdrucks analog zum mittleren Zylinderdruck, allerdings 180°KW früher) ist in Bild 4.1.4.2-8 für 3 verschiedene Leerlaufdrehzahlen dargestellt. Es ergibt sich ein linearer Zusammenhang.

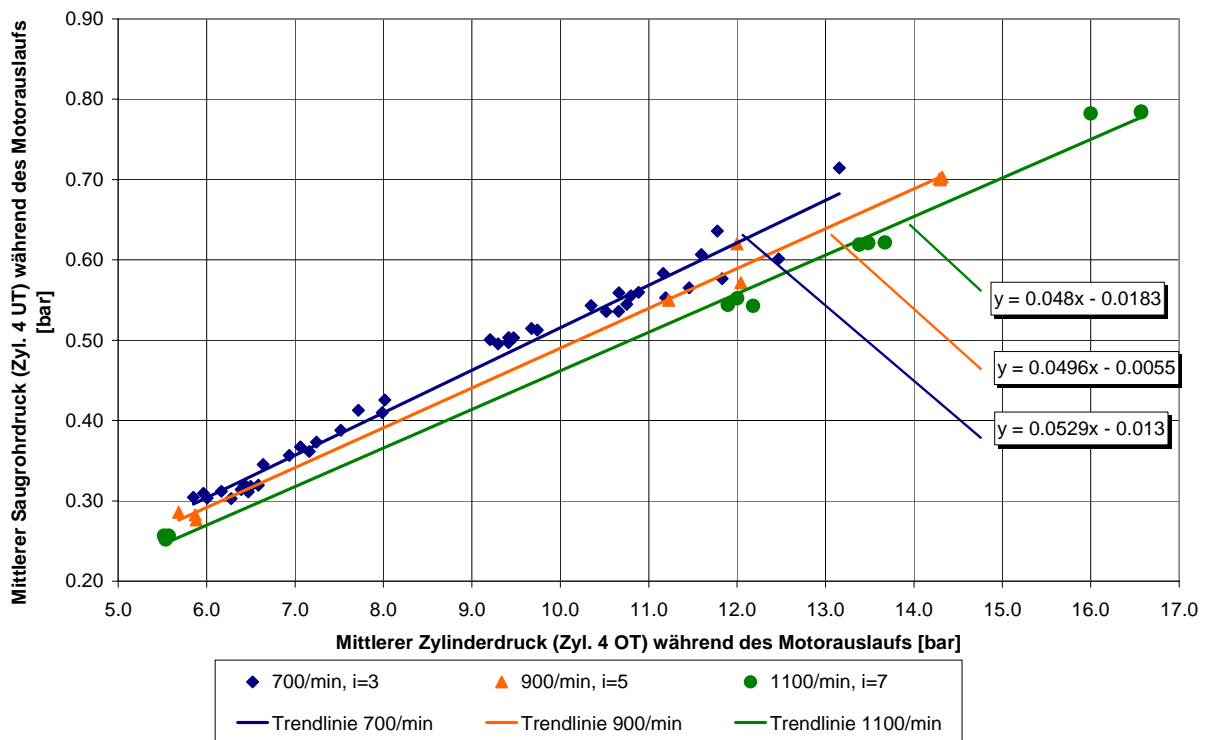


Bild 4.1.4.2-8: Mittlerer Saugrohrdruck im UT während des Motorauslaufs als Funktion des mittleren Zylinderdrucks im OT während des Motorauslaufs

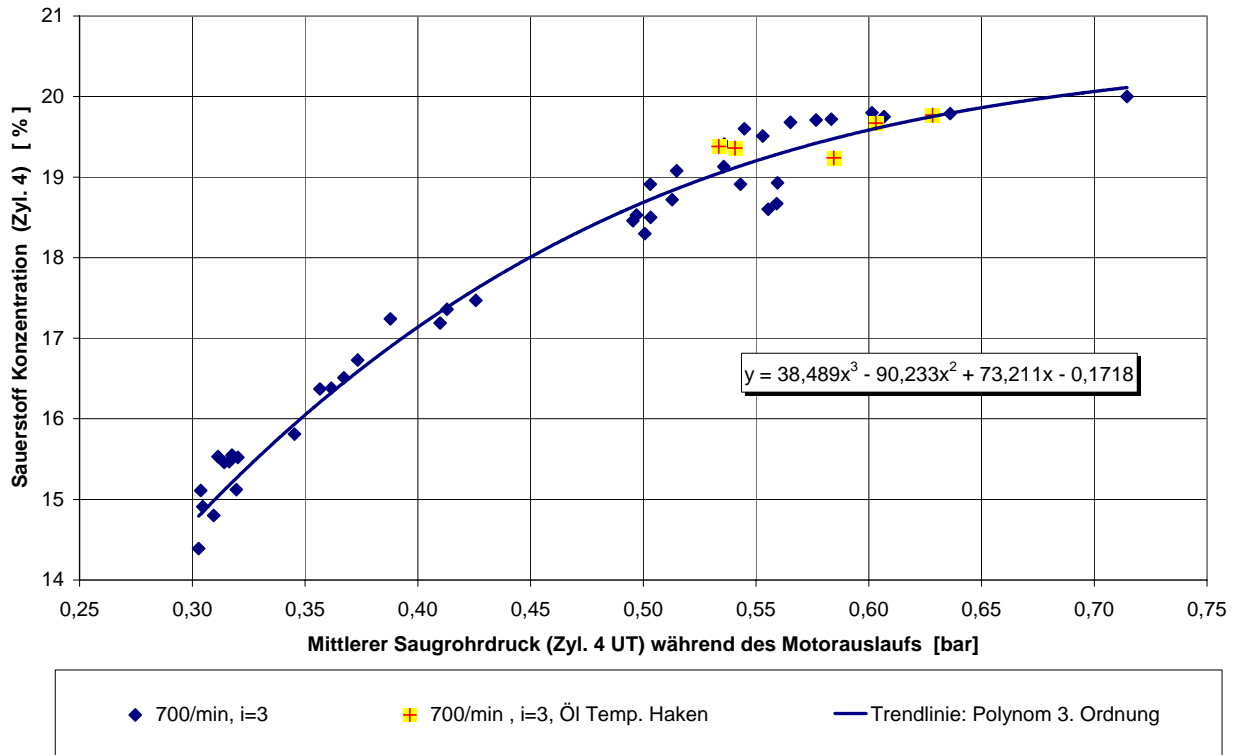


Bild 4.1.4.2-9: O<sub>2</sub>-Konzentration als Funktion des mittleren Saugrohrdrucks im UT – Einfluß der Öltemperatur

Sämtliche zuvor abhängig vom mittleren Zylinderdruck im OT gezeigten Zusammenhänge lassen sich somit auch abhängig vom mittleren Saugrohrdruck im UT darstellen.

Bild 4.1.4.2-9 zeigt die O<sub>2</sub>-Konzentration als Funktion des mittleren Saugrohrdrucks im UT und den Einfluß der Öltemperatur. Die Aussagen, die aus dieser Darstellung abgeleitet werden können, sind analog zu denen aus Bild 4.1.4.2-4. Eine Sauerstoffkonzentration von 20 % wird etwa ab einem mittleren Saugrohrdruck von 0,7 bar erreicht.

#### 4.1.5 Komfortverhalten beim Abstellvorgang

Da sowohl die Maximierung des Sauerstoffgehaltes im Startzylinder als auch die Einstellung einer günstigen Motorstopposition nach Öffnung der Drosselklappe während des Motorauslaufs verlangen, sind Verschlechterungen des Komfortverhaltens während des Motorabstellens zu erwarten. Mit einer „Verschlechterung des Komfortverhaltens“ ist dabei eine Vergrößerung der Schwingungsanregung in den Motorlagern gemeint, die sich über die Motorlager in die Karosserie fortsetzt und so bis zum Fahrer übertragen wird. Der Fahrer empfindet im allgemeinen eine erhöhte Schwingungsanregung als unangenehm [87] [88]. Da im Stopp-Start-Betrieb Motorabstellvorgänge wesentlich häufiger vorkommen als bei konventionellem Betrieb und nicht aktiv vom Fahrer ausgelöst werden, ist eine Verschlechterung des Komfortverhaltens beim Motorabstellen als besonders kritisch einzustufen.

In Kapitel 4.1.3 werden verschiedene Drosselklappenstrategien vorgeschlagen und diskutiert, die allen Anforderungen an den Abstellvorgang gerecht werden sollen. Die Auswirkungen der vorgeschlagenen Drosselklappenstrategien auf den Motorauslaufkomfort werden in nachfolgend beschriebenen Messungen untersucht.

#### 4.1.5.1 Versuchsdurchführung

Mit Hilfe der in Kapitel 4.1.2.3 beschriebenen Meßtechnik wird die Beschleunigung an den beiden Motorlagern in jeweils 3 Koordinatenrichtungen gemessen. Die Messungen werden unter anderem bei Anwendung nachfolgend aufgeführter Drosselklappenstrategien durchgeführt (Bild 4.1.5.1-1).

Nr.	Leerlaufdrehzahl min <sup>-1</sup>	Drosselklappenverstellstrategie*	n <sub>1</sub> min <sup>-1</sup>	n <sub>2</sub> min <sup>-1</sup>	n <sub>3</sub> min <sup>-1</sup>	α <sub>Offen</sub> °NW n. Z- OT 1-aus
1.	700	Bild 4.1.3-2	675	-	-	-
2.	700	Bild 4.1.3-4	675	625	330	-
3.	700	Bild 4.1.3-3	690	500	-	-
4.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	∞
5.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	0
6.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	800
7.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	740
8.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	680
9.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	640
10.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	600
11.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	560

\*Alle Drosselklappenverstellungen mit maximaler Verfahrensgeschwindigkeit, etwa 0,17 s für eine Verstellung von 0 % zu 100 % bzw. 100 % zu 0 % Öffnungswinkel

Bild 4.1.5.1-1: Drosselklappenverstellstrategien für die Untersuchung des Komfortverhaltens während des Motorauslaufs

Von Kennlinie Nr. 5 und Nr. 1 (vollständiges Öffnen der Drosselklappe bei 0°NW bzw. 675/min) wird das schlechteste Komfortverhalten erwartet, von Kennlinie Nr. 4 (vollständiges Schließen der Drosselklappe bei 0°) das beste. Alle anderen untersuchten Kennlinien stellen einen Kompromiß von Komfortverhalten und Sauerstoffkonzentration in den Startzylindern dar, den es jeweils zu quantifizieren gilt.

Bei Strategie Nr. 3 wird die Drosselklappe bei 690 min geöffnet, um den Motor mit Luft zu spülen. Nach dem Spülvorgang wird die Drosselklappe wieder vollständig geschlossen, um bis zum Motorstillstand den Saugrohrdruck durch Leerpumpen des Saugrohrs abzusenken und damit das Komfortverhalten zu verbessern, sowie die Abstellposition durch den negativen Saugrohrdruckgradienten günstig zu beeinflussen.

Die Eigenfrequenz des starren Antriebstrangs liegt erfahrungsgemäß bei etwa 10 – 15 Hz. Damit ergibt sich am 4-Zylinder-4-Takt-Reihenmotor (Anregung in 2. Motorordnung) ein kritisches Drehzahlband von 300 /min bis 450 /min, in dem möglichst keine Schwingungsanregung stattfinden sollte. Aus Komfortgründen sollte daher hoher Verdichtungsdruck möglichst nur außerhalb dieses Drehzahlbandes

aufgebaut werden. Daher wird bei den Strategien Nr. 6 – 11 (Bild 4.1.3-5) die Drosselklappe nach Unterbrechung von Zündung und Einspritzung solange geschlossen gehalten, bis die Anregungsfrequenz der Verdichtungshübe den kritischen Frequenzbereich (10 – 15 Hz) mit minimalem Saugrohrdruckniveau durchlaufen hat. Dann erst wird die Drosselklappe vollständig geöffnet, um den Motor bis zum Motorstillstand mit Frischluft zu spülen. Im Versuch wird der Öffnungszeitpunkt der Drosselklappe in einem Fenster von 800°NW bis 540°NW nach „Zündung/Einspritzung aus“ variiert.

Neben der Wirkung der Drosselklappenstrategie auf das Komfortverhalten, wird zudem, mit Hilfe der in Kapitel 4.1.4 gewonnen Erkenntnisse, der Sauerstoffgehalt im Kompressions- und Expansionszylinder berechnet. Die Berechnung erfolgt auf Basis der Saugrohrdruckverläufe während des Auslaufvorgangs.

#### **4.1.5.2 Auswertung und Ergebnisse**

In Bild 4.1.5.2-1 sind die Frequenzspektren der an den beiden Motorlagern (Bild 4.1.2.3-1) ermittelten Geschwindigkeiten für die drei Koordinatenrichtungen bei Verwendung von Drosselklappenstrategie Nr. 1 dargestellt. Da es sich bei den gemessenen Beschleunigungssignalen um hochfrequente Schwingungen mit kleinen Wegamplituden handelt, das interessierende Frequenzband aber niederfrequent ist (10 – 15 Hz), werden zur besseren Beurteilbarkeit der Signalverläufe die Vektorsummen der Beschleunigungssignale aller drei gemessenen Richtungen über die Zeit integriert. Man erhält die Anregungsgeschwindigkeiten in den Motorlagern. Bei einer diskreten Frequenz ist die Geschwindigkeit proportional zur Beschleunigung und damit zur Kraft in den Motorlagern [93].

Auf den Abszissen ist die Meßzeit ab Deaktivierung der Zündung und Einspritzung ( $t = 0$  s am OT des 1. Zylinders) aufgetragen, auf den Ordinaten die Frequenz der gemessenen Schwingung. Die Höhe der Geschwindigkeiten in den Lagern wird durch die Farbcodierung wiedergegeben. In den oberen drei Diagrammen sind die Spektren der drei Koordinatenrichtungen für das steuertriebseitige Motorlager (RHS) dargestellt. Die unteren drei Bilder zeigen die des hinteren Motorlagers (RRR).

Bei dem betrachteten Motorauslauf ist die Drosselklappe geöffnet und läßt somit eine maximale Schwingungsanregung erwarten.

Interessant ist die Tatsache, daß die Schwingung in den Motorlagern nach dem Stillstand der Kurbelwellenbewegung (nach etwa 1,3 s, gekennzeichnet durch die strichpunktierte Linie) noch nicht abgeklungen ist. Der Motor schwingt etwa erst 2 s nach Kurbelwellenstillstand aus. Weiterhin ist der Eigenfrequenzbereich des vermessenen Antriebstrangs erkennbar. Er liegt etwa bei etwa 11 Hz, was gut mit aus der Literatur bekannten Größenordnungen [87] [94] übereinstimmt. Die Hauptanregung tritt am hinteren Motorlager (RRR) in z-Richtung auf. Ursache ist eine Drehbewegung des Motors um die y-Achse (Bild 4.1.2.3-1), deren induziertes Moment im hinteren Motorlager abgestützt wird.

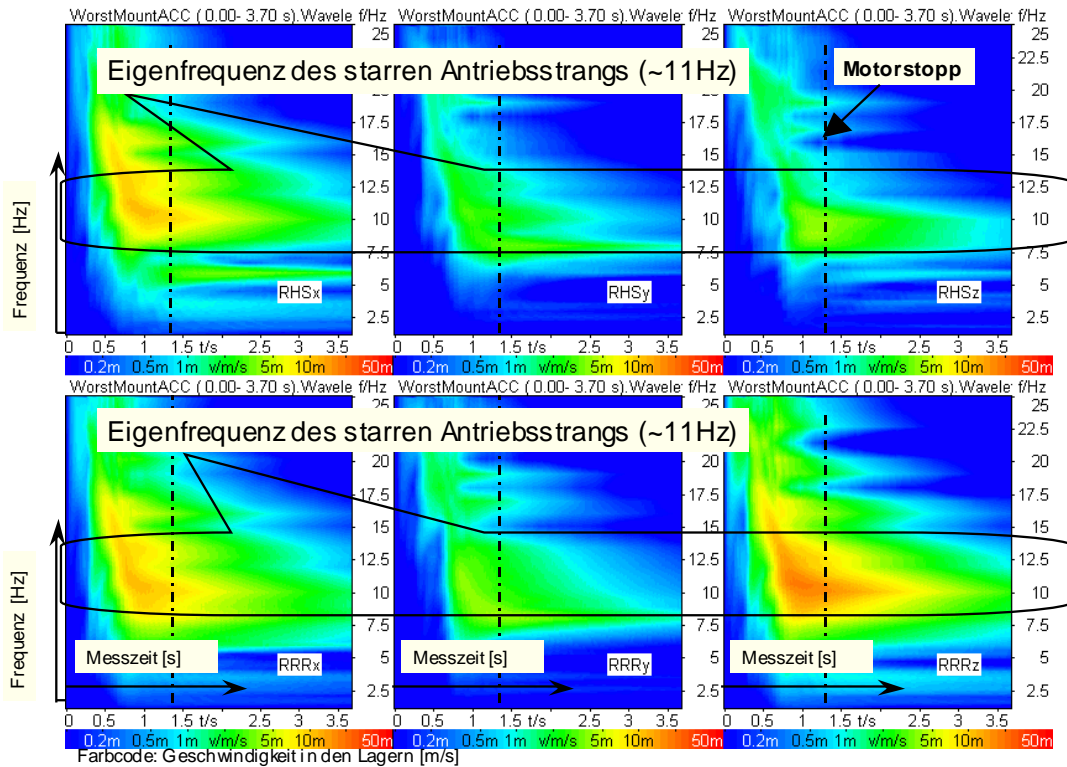


Bild 4.1.5.2-1: Frequenzspektr – Vergleich der Richtungen und Motorlager  
 Kennlinie 1 (DK geöffnet): Geschwindigkeit an den Lagern  
 oben: Motorlager vorne (RHS)  
 unten: Motorlager hinten (RRR)

Zum Vergleich der Drosselklappenstrategien werden die Beschleunigungen der drei Koordinatenrichtungen des hinteren Motorlagers gemittelt und anschließend integriert. Die Spektren der gemittelten Anregungsgeschwindigkeiten von drei verschiedenen Drosselklappenstrategien (Nr. 1, 2, 4) sind in [Bild 4.1.5.2-2](#) gegenübergestellt. Auch hier ist deutlich der Eigenfrequenzbereich des Antriebstrangs (etwa 11 Hz) und das Nachschwingen zu erkennen.

Das mittlere Spektrum stammt von einem Motorauslauf mit geschlossener Drosselklappe (Nr. 4). Man erkennt die deutlich niedrigere Schwingungsanregung dieser Strategie gegenüber den Strategien mit Drosselklappenöffnungen während des Motorabstellens (Nr. 1 unten und Nr. 2 oben).



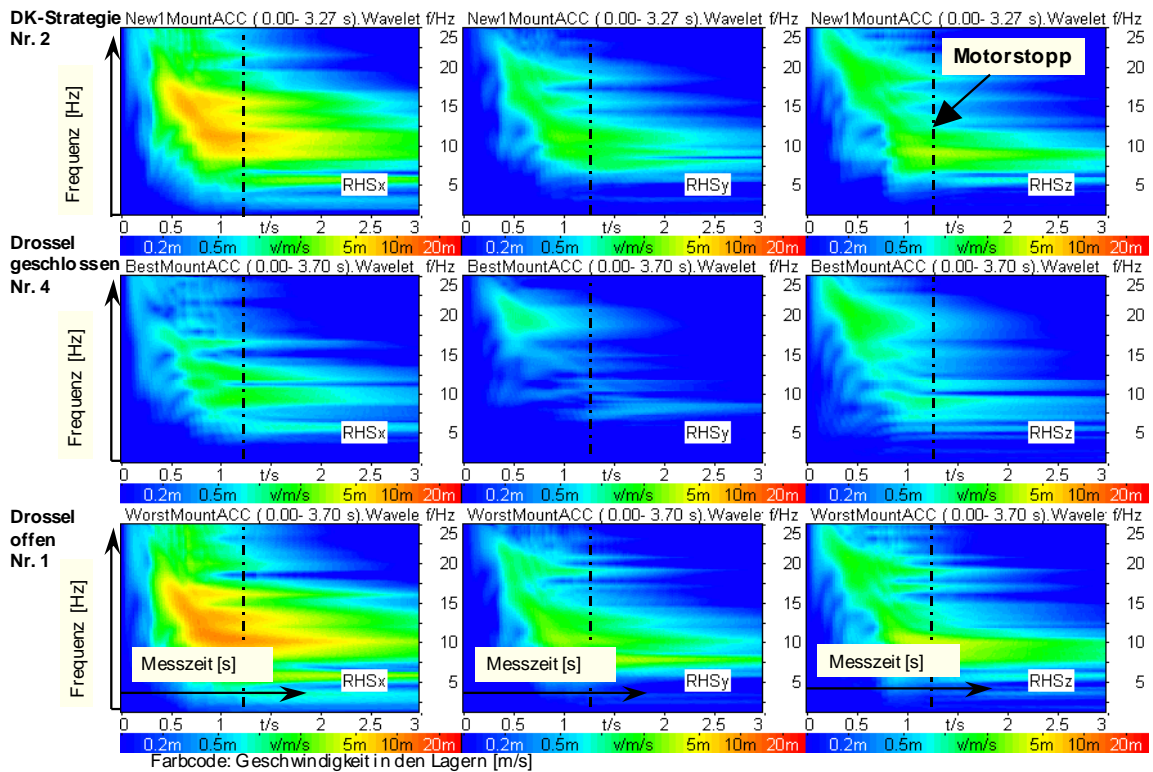


Bild 4.1.5.2-2: Frequenzspektren des Hinteren Motorlagers - Gemittelte (x, y, z) Anregungsgeschwindigkeiten verschiedener Drosselklappenstrategien (Nr. 2, 4, 1)

Zur Erzeugung eines Vergleichswertes aus den gemittelten Anregungen werden die gemittelten Geschwindigkeitssignale in 2 Frequenzbändern, die im Bereich der Eigenfrequenz des Antriebsstrangs liegen (16 Hz und 8 Hz Oktave), gefiltert und über der Zeit aufgetragen. Der größere der beiden Maximalwerte der gefilterten Geschwindigkeiten eignet sich als Maß für das Komfortverhalten. In Bild 4.1.5.2-3 ist dieser Zusammenhang dargestellt. Wie unten rechts zu sehen ist, übersteigt im Anwendungsfall der Maximalwert der 8 Hz Oktave den der 16 Hz Oktave leicht. Daher wird zur weiteren Beurteilung des Komfortverhaltens der Maximalwert der 8 Hz Oktave herangezogen.

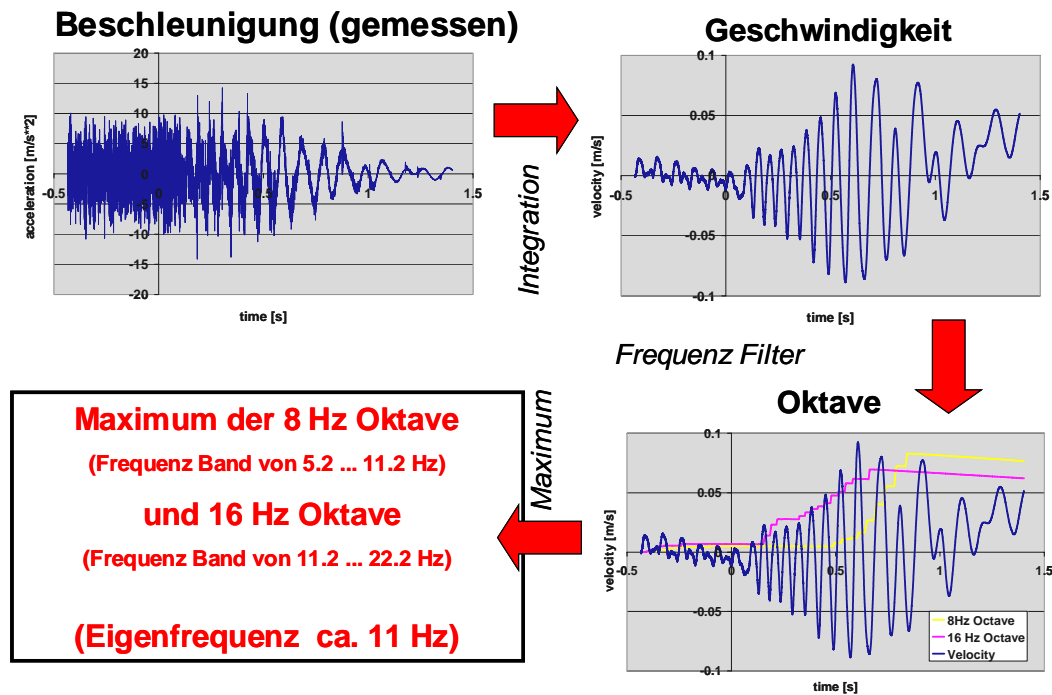


Bild 4.1.5.2-3: Auswerteverfahren zur Bewertung des Komfortverhaltens während des Motorauslaufs

In Bild 4.1.5.2-4 ist der Maximalwert der 8 Hz Oktave des hinteren Motorlagers aller in Bild 4.1.5.1-1 aufgeführten Drosselklappenstrategien zusammen mit der Sauerstoffkonzentration im Expansions- und Kompressionszylinder aufgetragen. Die Konzentrationen werden mit Hilfe der in Kapitel 4.1.4 ermittelten Sauerstoffkonzentrationskennlinien berechnet.

Deutlich erkennbar ist, daß mit weit geöffneter Drosselklappe (Kennlinien Nr. 1, 3, 5) das Geschwindigkeitsniveau des Anlasserstarts überschritten wird. Dies ist insbesondere deshalb als kritisch einzustufen, weil die Dauer eines Abstellvorgangs (ca. 1,3 s) länger ist als die eines Startvorgangs (max. 1s), die Einwirkdauer aber bei gleicher Anregungsintensität die Wahrnehmung der Schwingung erhöht und somit das Komfortverhalten verschlechtert [93].

Bemerkenswert ist, daß auch mit Strategie Nr. 3, bei der die Drosselklappe unterhalb von 500 /min geschlossen wird, um den Eigenfrequenzbereich mit wenig Anregung zu durchlaufen, die Anregung in den Motorlagern deutlich ausfällt. Eine Erklärung für dieses Verhalten liefert Bild 4.1.4.2-3. Hier wird zwar die Drosselklappe bereits bei 625 /min geschlossen, die Abläufe sind aber die gleichen. Nach dem Schließen der Drosselklappe sinkt der Saugrohrdruck nicht schlagartig ab, sondern wird durch die Ansaugvorgänge des auslaufenden Motors nur so langsam abgesenkt, daß das Leerlaufdruckniveau (etwa 0,3 bar), welches bei geschlossener Drosselklappe während des Motorauslaufs gehalten wird, nicht mehr erreicht wird. Selbst bei einer Schließdrehzahl von 625 /min wird ein Saugrohrdruck von 0,75 bar nicht mehr unterschritten.

Daher ist es mit Drosselklappenstrategien nach Bild 4.1.3-2, Bild 4.1.3-3 und Bild 4.1.3-4 (Kennlinien 1, 2, 3, 5), die vor dem Durchlaufen des komfortkritischen Bereiches den Spülvorgang einleiten, wesentlich schwieriger gutes Komfortverhalten

zu erzielen, als mit Drosselklappenstrategien, die erst nach dem Durchlaufen des komfortkritischen Bereiches den Spülvorgang einleiten (Bild 4.1.3-5, Kennlinien 4 und 6 - 11).

Beim Vergleich der Sauerstoffkonzentrationen der spät öffnenden Drosselklappenstrategien (Verhalten wie in Bild 4.1.3-5, Kennlinien Nr. 4, 6 – 11) fällt auf, daß mit späterer Öffnung der Drosselklappe die Sauerstoffkonzentration zuerst im Expansionszylinder und dann erst im Kompressionszylinder abnimmt. Grund für dieses Verhalten ist die um 180°KW spätere Phasenlage des Kompressionszylinders relativ zum Expansionszylinder. Der Expansionszylinder wird 180°KW eher befüllt. Für den erweiterten Direktstart ist eine hohe Sauerstoffkonzentration aber in beiden Zylindern erforderlich [33] [34] [35].

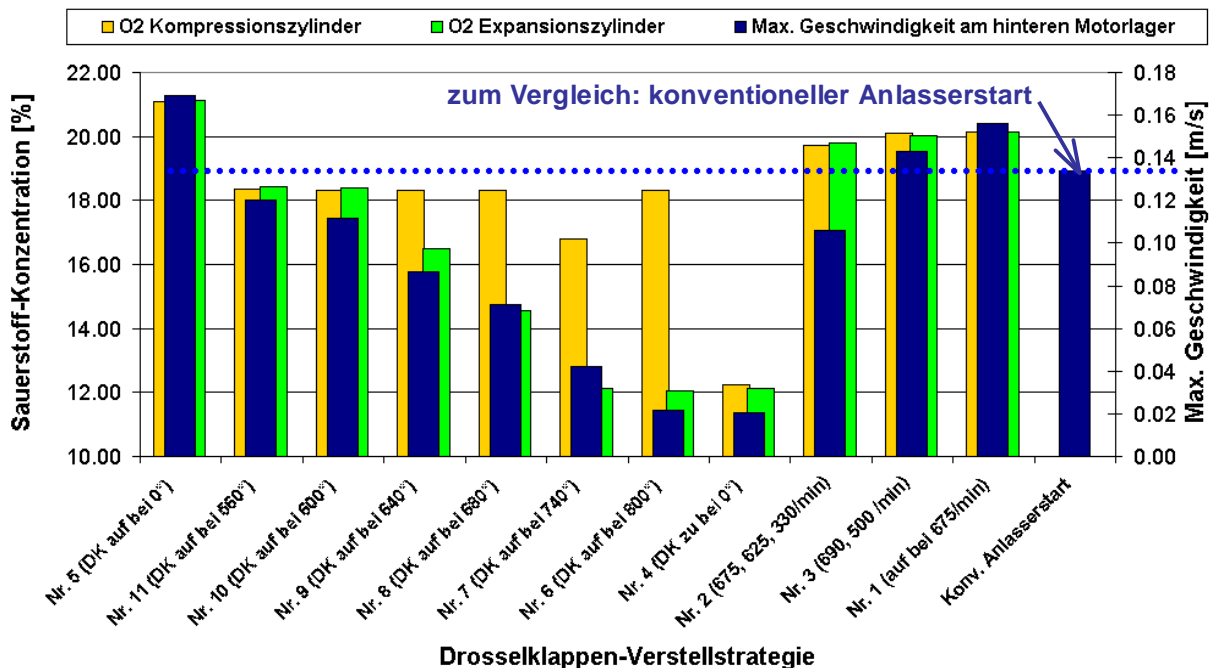


Bild 4.1.5.2-4: Geschwindigkeitsmaxima am hinteren Motorlager und O<sub>2</sub>-Konzentrationen bei verschiedenen Drosselklappenstrategien

Die maximale Sauerstoffkonzentration (ca. 21 %) geht einher mit dem schlechtesten Komfortverhalten und wird erwartungsgemäß mit sofortiger Öffnung der Drosselklappe (Kennlinien Nr. 5 und Nr. 1) erreicht. Mit Kennlinie Nr. 4 (vollkommen geschlossene Drosselklappe) erzielt man neben dem besten Komfortverhalten erwartungsgemäß auch die geringste Restgasauspülung.

Die Drosselklappenstrategie Nr. 3 (Bild 4.1.3-3) berücksichtigt die Verschiebung der Stopposition zu späteren Kurbelwinkelstellungen, die gut für den Direktstart geeignet sind. Die Sauerstoffkonzentration liegt mit etwa 19,5 % auf relativ hohem Niveau. Allerdings ist das Komfortverhalten mit dieser Strategie etwas schlechter als beim konventionellen Motorstart.

Einen guten Kompromiß zwischen Komfortverhalten und Sauerstoffgehalt stellen die spät öffnenden, absolutwinkelgeführten Kennlinien Nr. 10 und 11 dar (Bild 4.1.3-5). Die Drosselklappenöffnung erfolgt bei 560° - 600°NW n. Z-OT 1-aus. Noch besser

hinsichtlich Restgasausspülung und Komfortverhalten funktioniert Strategie Nr. 2 (Bild 4.1.3-4), bei der zu Anfang und zum Ende des Motorauslaufs durch kurze Öffnung der Drosselklappe eine Spülphase eingeleitet wird. Allerdings bewirken all diese Strategien keinen negativen Saugrohrdruckgradienten bei Befüllung der direktstartrelevanten Zylinder, so daß mit einem (nicht startoptimalen) Mittelwert der Stopposition von etwa  $90^\circ$  n. OT zu rechnen ist. Bei Verwendung dieser Strategien muß daher dafür Sorge getragen werden, daß entweder das direktstartrelevante Kurbelwinkelfenster groß genug wird, oder, daß die Kurbelwelle durch zusätzliche Maßnahmen startoptimal positioniert wird.

Sollte es die Positionierung der Kurbelwelle beim Motorstopp zwingend erfordern, eine Kennlinie ähnlich wie Nr. 3 benutzen zu müssen, kann über Maßnahmen nachgedacht werden, mit denen das Komfortverhalten im Fahrzeug, trotz erhöhter Schwingungsanregung an den Motorlagern, auf akzeptablem Niveau gehalten werden kann. Eine Möglichkeit dies zu erreichen, ist die schwingungstechnische Entkopplung von Antriebsstrang und Karosserie während des Abstellvorgangs durch den Einsatz von adaptiven oder aktiven Motorlagern [94]. Eine solche Abstimmung erfordert weitergehende, umfangreiche Untersuchungen am Zielfahrzeug, bei denen das Schwingungsverhalten der Motorlager und der Karosserie mit berücksichtigt werden muß. Der Einsatz adaptiver oder aktiver Motorlager wäre zudem aufwendig und teuer, insbesondere dadurch, daß Motorlager speziell für ein Fahrzeug ausgelegt werden müßten und nicht, wie üblich, in großen Stückzahlen als Gleichteil für eine komplette Fahrzeugplattform Verwendung fänden. Somit werden adaptive oder aktive Motorlager im Technologiepaket für den Direktstart bis auf weiteres nicht berücksichtigt.

#### **4.1.6 Untersuchung der Motorstopposition**

In Kapitel 4.1.3 werden verschiedene Drosselklappenstrategien vorgeschlagen und diskutiert, die allen Anforderungen an den Abstellvorgang gerecht werden sollen. Die Auswirkungen der vorgeschlagenen Drosselklappenstrategien auf die Kurbelwinkelposition, die gegen Ende des Motorauslaufs eingenommen wird (Stopposition oder Auslaufposition), werden nachfolgend untersucht. Dabei wird unter anderem die Häufigkeitsverteilung der Stoppositionen unter Anwendung verschiedener Drosselklappenstrategien statistisch erfaßt und versucht, sowohl die Stopposition (in  $^\circ$ KW nach dem letzten OT) als auch den Abstellzylinder mit Hilfe der Anfangsbedingungen für den Motorauslauf vorherzusagen und einzustellen.

##### **4.1.6.1 Versuchsdurchführung**

Mit der in Kapitel 4.1.2 beschriebenen Meß- und Steuertechnik wird die Drosselklappe während des Motorauslaufs verstellt. Als Eingangsgröße für die Steuerung dient je nach Drosselklappenkennlinie entweder die Kurbelwellendrehzahl oder der absolute Nockenwinkel, dessen Initialisierung im Z-OT des 1. Zylinders beim Abschalten der Zündung und Einspritzung erfolgt.

Analog zu Kapitel 4.1.5 werden mindestens jeweils 60 Messungen unter anderem bei Anwendung nachfolgend aufgeführter Drosselklappenstrategien durchgeführt (Bild 4.1.6.1-1).

Nr.	Leerlaufdrehzahl min <sup>-1</sup>	Drosselklappenverstellstrategie*	n <sub>1</sub> min <sup>-1</sup>	n <sub>2</sub> min <sup>-1</sup>	n <sub>3</sub> min <sup>-1</sup>	α <sub>Soll</sub> °NW n. Z- OT 1-aus
1.	700	Bild 4.1.3-2	675	-	-	-
2.	700	Bild 4.1.3-3	690	500	-	-
3.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	∞
4.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	0
5.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	800
6.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	740
7.	700	Bild 4.1.3-5	-	-	-	680

\*Alle Drosselklappenverstellungen mit maximaler Verfahrgeschwindigkeit, etwa 0,17 s für eine Verstellung von 0 % zu 100 % bzw. 100 % zu 0 % Öffnungswinkel

Bild 4.1.6.1-1: Drosselklappenverstellstrategien zur Beeinflussung der Motorstopposition

Vor der Unterbrechung von Zündung bzw. Einspritzung werden die Betriebsbedingungen des Motors konditioniert (Initialisierungsphase). Dazu wird der Motor jeweils mit der angegebenen Leerlaufdrehzahl betrieben, die möglichst genau eingestellt wird. Um den Abschaltvorgang möglichst reproduzierbar stattfinden zu lassen, werden weitere Abschaltbedingungen definiert. Zum einen wird der Abschaltvorgang nur eingeleitet, wenn sich ein gemittelter Drehzahlwert zum Zünd-OT des 1. Zylinders (Z-OT-1) in einem vordefinierten Drehzahlfenster befindet. Zum anderen erfolgt die Unterbrechung der Einspritzung immer bei der gleichen Kurbelwinkelposition, am Z-OT-1. Bei den absolutwinkelgeführten und teilweise auch bei den drehzahlgeführten Drosselklappenstrategien wird zu diesem Zeitpunkt zusätzlich die Zündung unterbrochen. Die zusätzliche Zündungsunterbrechung hat den Vorteil, daß nach dem Abschaltzeitpunkt, bei dem sich die Motordrehzahl im Sollfenster befindet, nur noch eine bereits eingeleitete Verbrennung stattfindet, die aufgrund zyklischer Verbrennungsschwankungen einen nicht genau reproduzierbaren Einfluß darstellt. Bei ausschließlicher Abschaltung der Einspritzung finden nach der Initialisierung am Z-OT-1 mindestens noch 2 Verbrennungen statt, die beide einen nicht reproduzierbaren Einfluß darstellen und somit zu größeren Streuungen im Motorauslaufverhalten führen dürften. Allerdings wird bei gleichzeitiger Abschaltung von Zündung und Einspritzung die zuletzt abgesetzte Einspritzmenge nicht mehr gezündet und entweicht unverbrannt ins Abgassystem, was zu einer Erhöhung der Kohlenwasserstoffemissionen während des Abschaltvorgangs führen dürfte. Zudem wird die Motorauslaufphase um 180°kW verkürzt, was ggf. die Sauerstoffkonzentration im Startzylinder negativ beeinflussen kann (vgl. Kapitel 4.1.2.2).

Um die Abschaltvorgänge möglichst reproduzierbar zu gestalten, finden alle Messungen unter Anwendung der oben beschriebenen Abschaltkonditionierung statt. Zudem werden sowohl die Öl- als auch die Kühlwassertemperatur in Fenstern von etwa ± 5°C gehalten. Unter Anwendung von Kennlinie Nr. 6 und Nr. 1 wird zusätzlich eine Öltemperaturvariation durchgeführt.

#### 4.1.6.2 Auswertung und Ergebnisse

Nach einer exemplarischen Darstellung und Diskussion eines typischen Motorauslaufvorgangs wird im folgenden die Häufigkeitsverteilung der Stopposition (bezogen auf die Position des Expansionszylinders beim Motorstillstand, in °KW nach dem letzten OT) ausgewertet. Anschließend werden einzelne Messungen detailliert analysiert und es wird versucht, anhand verschiedener charakteristischer Merkmale eines Motorauslaufs, die Stopposition sowie den Abstellzylinder (der Zylinder, der sich gegen Ende des Motorauslaufs im Expansionstakt befindet) vorherzusagen. Abschließend wird diskutiert, ob die Drosselklappe allein als Aktuator ausreicht, um die Kurbelwelle beim Motorauslauf so zu positionieren, daß sie eine für den Direktstart geeignete Position einnimmt.

##### 4.1.6.2.1 Analyse des Motorauslaufs

In Bild 4.1.6.2.1-1 ist ein typischer Drehzahlverlauf während des Motorauslaufs dargestellt. Der Motorauslauf läßt sich in 3 Phasen unterteilen, die Initialisierungsphase, die Ausdrehphase und die Auspendelphase [34].

Die Initialisierungsphase ist der Bereich vor dem Abschalten von Zündung und Einspritzung. Hier können Einstellparameter geändert werden, mit denen man Einfluß auf den Betriebszustand des Motors nehmen kann, wie beispielsweise Motordrehzahl, Zündzeitpunkt, Luftverhältnis und Saugrohrdruck.

Die Ausdrehphase beginnt nach dem Abstellen von Einspritzung und Zündung. Sie endet am letzten OT vor Motorstopp. Während dieser Phase kann der Betriebszustand des Versuchsträgers nur noch mit der Drosselklappenstellung beeinflusst werden.

Die Auspendelphase beginnt am letzten OT und dauert bis zum vollständigen Stillstand des Motors an. Während dieser Phase ist im allgemeinen keine kontrollierte Beeinflussung des Motorauslaufs durch üblicherweise vorhandene Aktuatorik mehr möglich.

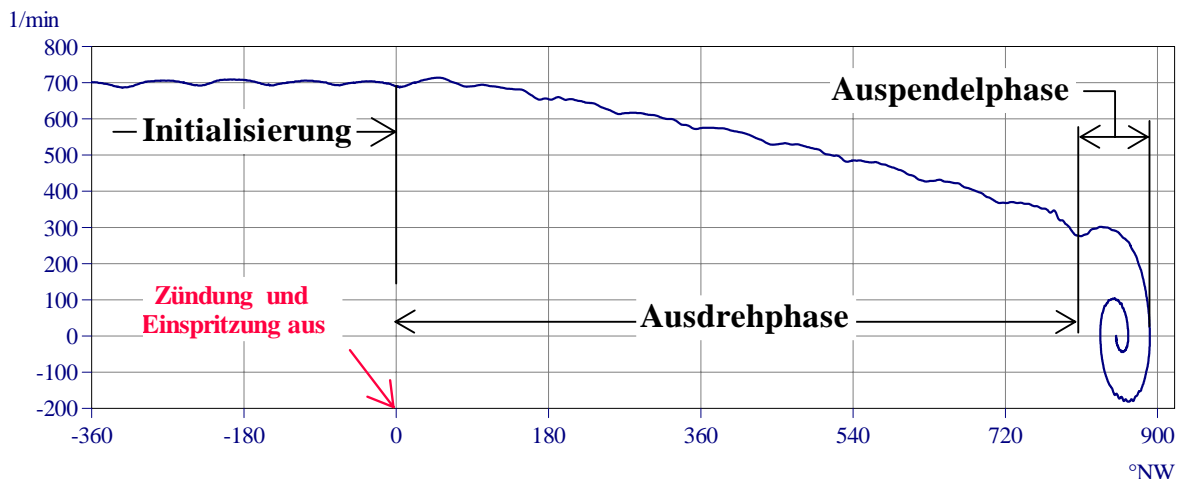


Bild 4.1.6.2.1-1: Drehzahlverlauf während des Motorauslaufs

Bild 4.1.6.2.1-2 zeigt exemplarisch das Diagramm einer ausgeprägten Auspendelphase. Die Kurbelwelle ändert ihre Drehrichtung in dieser Zeit mehrfach. Ursache für die Pendelbewegung sind die als Luffedern wirkenden, alternierend komprimierten Luftvolumina von Expansions- und Kompressionszylinder.

Nach dem Eintritt in die Auspendelphase, die am letzten OT beginnt, steigt in diesem exemplarischen Drehzahlverlauf die Drehzahl auf den nachfolgenden 30°NW (60°KW) um etwa 60 /min auf 250 /min an, bevor die Vorwärtsdrehung etwa bei 77°NW n. OT (154°KW n. OT) zum Stillstand kommt und die 1. Rückwärtsdrehung beginnt. Bei der 1. Rückwärtsdrehung wird eine maximale Drehzahl von ca. 160 /min erreicht und ein Winkel von 50°NW (100°KW) überstrichen. Diese Differenz zwischen maximalem und minimalem Winkel, die während der Auspendelphase nach der 1. Drehrichtungsumkehr auftreten, wird als Pendelweite definiert.

Nach der 1. Rückdrehung kehrt die Drehrichtung wieder um (2. Vorwärtsdrehung). Die Kurbelwelle pendelt um knapp 30°NW (60°KW) vorwärts und erreicht dabei eine maximale Drehzahl von 80 /min. Anschließend erfolgt eine 2. Rückdrehbewegung um etwa 10°NW (20°KW) mit maximal 25 /min, nach der die Kurbelwelle bei einer Winkelposition von 45°NW n. OT (90°KW n. OT) zum Stillstand kommt.

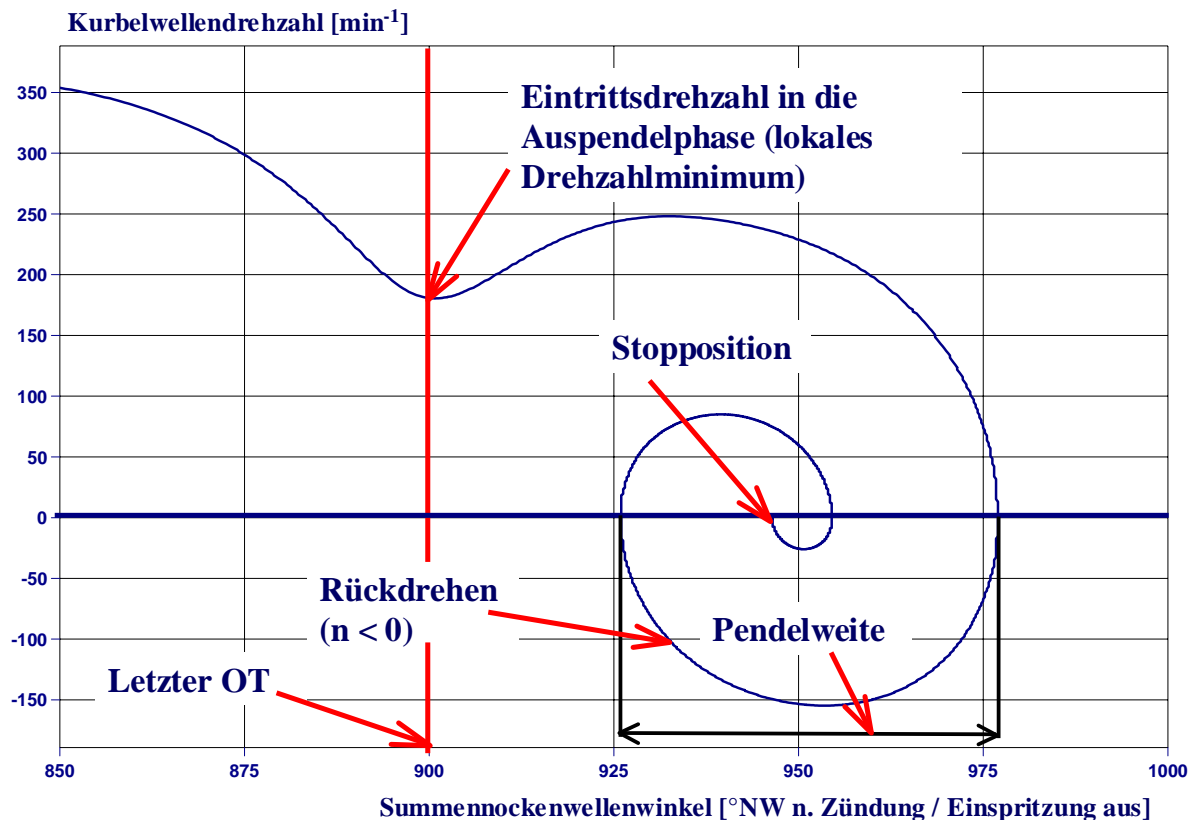


Bild 4.1.6.2.1-2: Auspendelphase eines Motorauslaufs

In Bild 4.1.6.2.1-3 sind sowohl der Drehzahl-, Winkel- und Drosselklappenverlauf als auch der Saugrohrdruckverlauf und die Zylinderdruckverläufe eines exemplarischen Motorauslaufs unter Anwendung der DK-Kennlinie Nr. 3 über der Zeit dargestellt (vollkommen geschlossene Drosselklappe).

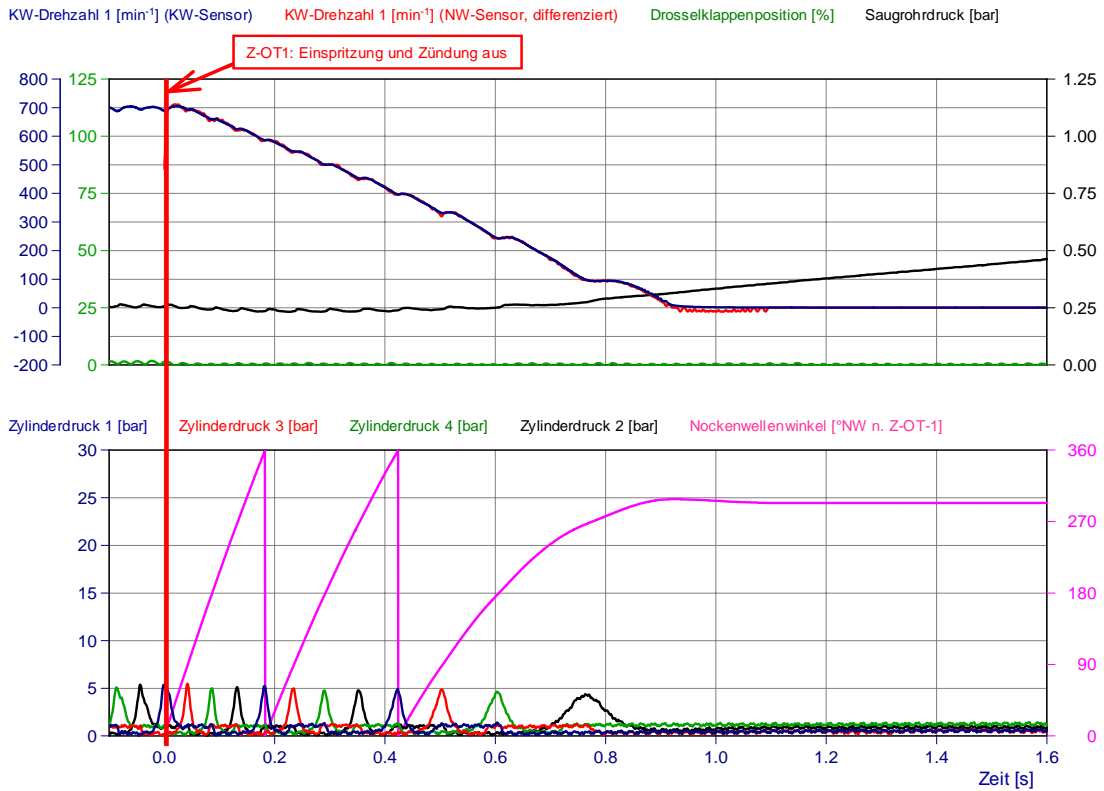


Bild 4.1.6.2.1-3:    Motorauslauf unter Anwendung von DK-Kennlinie Nr. 3 (geschlossene Drosselklappe) -Darstellung über der Zeit

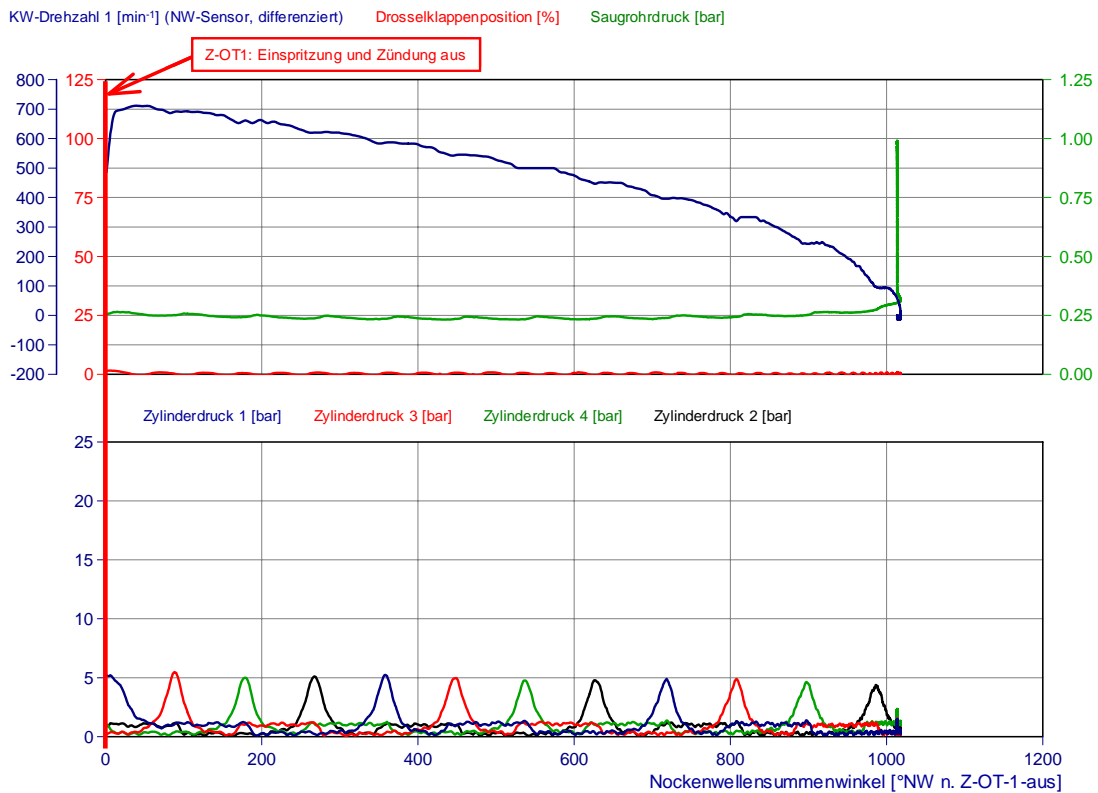


Bild 4.1.6.2.1-4:    Motorauslauf unter Anwendung von DK-Kennlinie Nr. 3 (geschlossene Drosselklappe) - Darstellung über dem Nockenwellensummenwinkel



Bild 4.1.6.2.1-4 zeigt den gleichen Auslaufvorgang über dem aufsummierten Nockenwinkel ab Z-OT-1. Zum Zeitpunkt „0 s“ werden im Z-OT-1 die Zündung wie auch die Kraftstoffzufuhr unterbrochen, die Auslaufphase beginnt und der Nockenwellensummenwinkel (Absolutwinkel) wird initialisiert. In der zeitbezogenen Darstellung (Bild 4.1.6.2.1-3) befinden sich zwei Kurbelwellendrehzahlverläufe. Die blaue Kurve entspricht dem direkt an der Kurbelwelle gemessenen Verlauf, der allerdings lediglich den Drehzahlbetrag wiedergibt, da der verwendete Sensor nicht in der Lage ist, die Drehrichtung zu erkennen. Die rote Kurve entstammt dem an der Nockenwelle gemessenen Absolutwinkelverlauf. Durch die zeitliche Ableitung dieses Signals und Multiplikation mit 2 ergibt sich der Kurbelwellendrehzahlverlauf.

Nach etwa 0,93 s erfolgt der erste Nulldurchgang der Drehzahl. Dort kehrt die Drehrichtung um, die Kurbelwelle dreht sehr langsam (ca. 10/min) um etwa 5°NW (10°KW) zurück und kommt dann bei 52°KW n. OT (296°NW n. Z-OT-1) zum Stillstand. Bis zum Motorstillstand vergehen etwa 1,1 s. Die relativ geringe Neigung zum Auspendeln kann mit dem geringen Zylinderdruckniveau während des Motorauslaufs (maximaler Zylinderdruck 5 bar) erklärt werden, bei dem offensichtlich die Reibungskräfte schnell über die Druckkräfte dominieren und ein ausgeprägtes Auspendeln verhindern. Dadurch ist auch der Drehzahlverlauf während des Motorauslaufs kaum Drehzahlschwankungen unterworfen. Das niedrige Zylinderdruckniveau ist auf den niedrigen Saugrohrdruck zurückzuführen, der fast während der gesamten Auslaufphase konstant auf dem Niveau des Leerlaufbetriebs (0,26 bar) verbleibt. Erst nach Füllung des letzten Zylinders (bei etwa 900°NW n. Z-OT-1-aus; 0,6 s) beginnt der Saugrohrdruck merkbar zu steigen und erreicht nach etwa 6 s (nicht abgebildet) Umgebungsdruckniveau. An diesem Verhalten erkennt man das sehr hohe Dichtheitsniveau des Drosselklappensystems, welches zum Zeitpunkt der Messung nicht an die Kurbelgehäuseentlüftung angeschlossen ist. Im allgemeinen muß mit undichteren Systemen gerechnet werden.

In Bild 4.1.6.2.1-5 und Bild 4.1.6.2.1-6 ist in gleicher Weise ein exemplarischer Motorauslauf unter Anwendung der DK-Kennlinie Nr. 4 über der Zeit und über dem Nockenwellensummenwinkel dargestellt (vollkommen geöffnete Drosselklappe).

Nach etwa 0,86 s erfolgt der erste Nulldurchgang der Drehzahl. Die Auspendelbewegung ist ausgeprägt. Die Pendelweite beträgt etwa 50°NW (100°KW). Bis zum Motorstillstand vergehen etwas mehr als 1,3 s. Das sind 0,2 s mehr als mit geschlossener Drosselklappe. Die längere Zeit zum Abbau der gleichen Bewegungsenergie kann auf die geringere Ladungswechselerarbeit zurückgeführt werden, die bei Betrieb mit offener Drosselklappe während des Auslaufs geleistet wird.

Der Drehzahlverlauf während des Motorauslaufs ist signifikanten Drehzahlschwankungen unterworfen, deren Ursache das gegenüber dem Motorauslauf mit geschlossener Drosselklappe mehr als vier mal so hohe Zylinderdruckniveau ist (maximaler Zylinderdruck ca. 21 bar). Bei annähernd gleichen Reibkräften werden dadurch die Druckkräfte dominant, womit auch die hohe Auspendelneigung zu erklären ist. Das hohe Zylinderdruckniveau ist auf den hohen Saugrohrdruck zurückzuführen, der bereits nach 0,08 s Umgebungsdruckniveau erreicht.

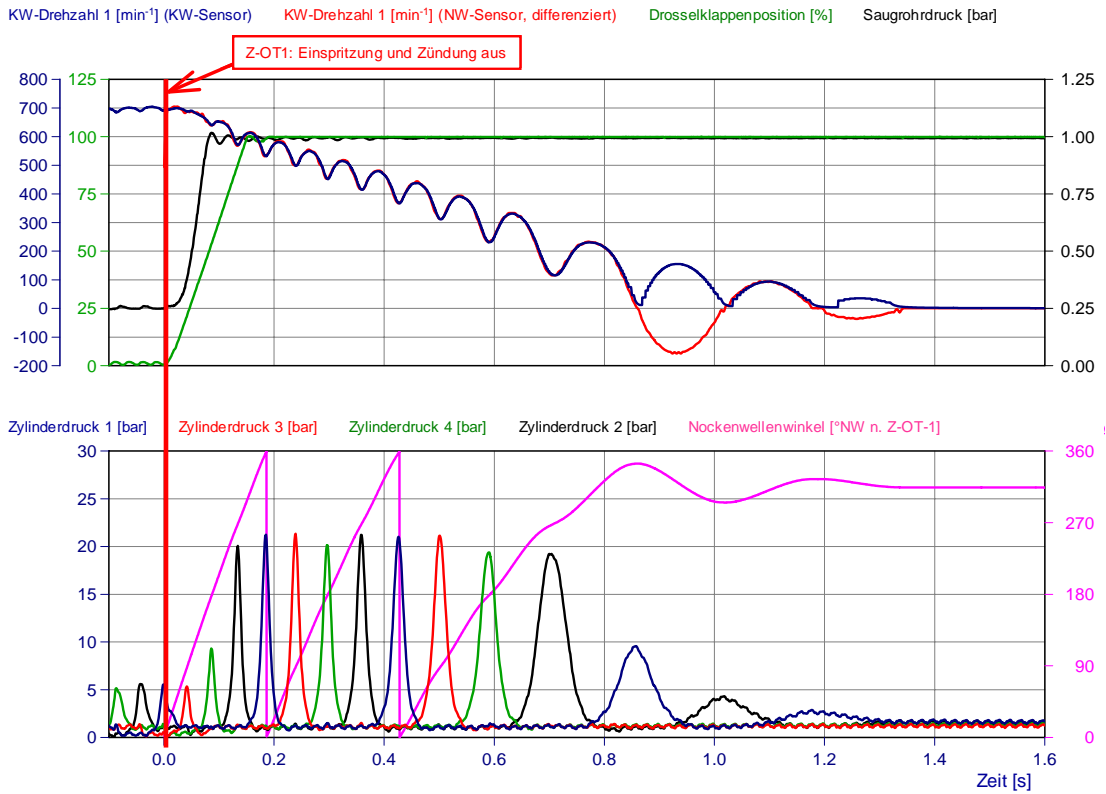


Bild 4.1.6.2.1-5:    Motorauslauf unter Anwendung von DK-Kennlinie Nr. 4 (geöffnete Drosselklappe) -Darstellung über der Zeit

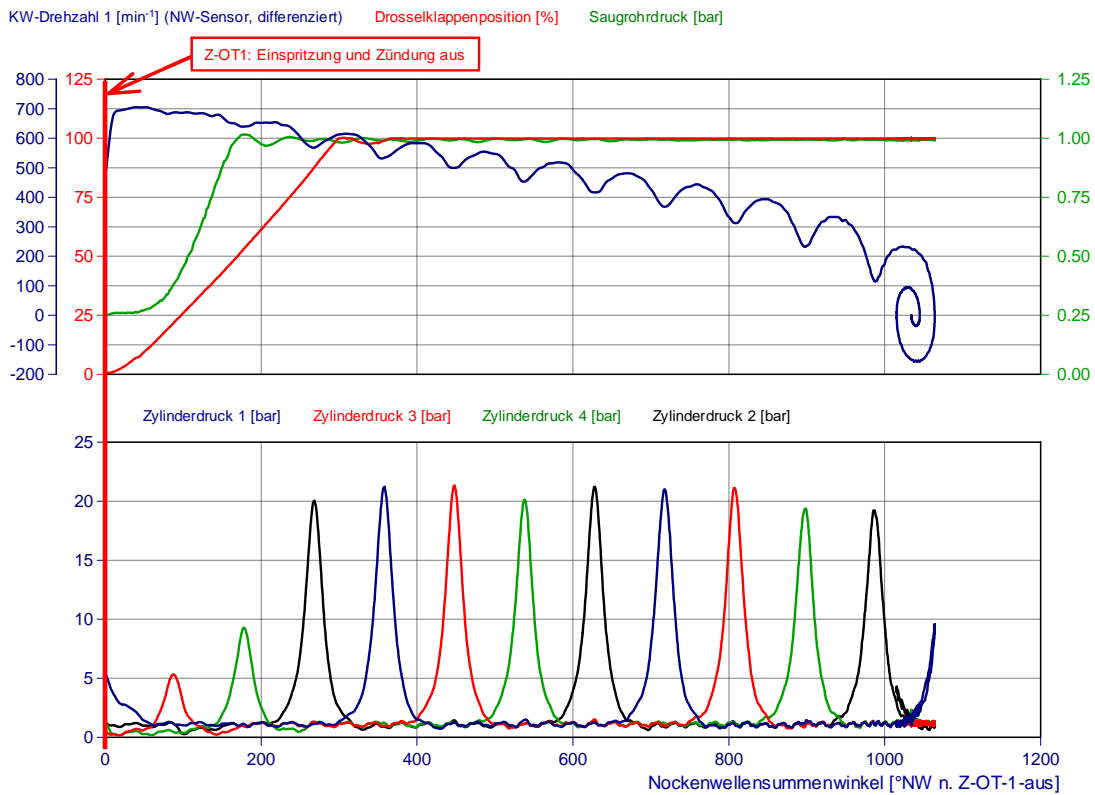


Bild 4.1.6.2.1-6:    Motorauslauf unter Anwendung von DK-Kennlinie Nr. 4 (geöffnete Drosselklappe) - Darstellung über dem Nockenwellensummenwinkel

Bei beiden Auslaufvorgängen, mit geschlossener und geöffneter Drosselklappe, erkennt man am näherungsweise gleichbleibenden Zylinderdruckniveau, daß die Füllung der einzelnen Zylinder untereinander weitgehend gleich ist. Der mit sinkender Drehzahl abnehmende Zylinderspitzenwert dürfte auf den zunehmenden Leckageeinfluß bei kleinen Drehzahlen zurückzuführen sein.

In Bild 4.1.6.2.1-7 und Bild 4.1.6.2.1-8 ist ein exemplarischer Motorauslauf unter Anwendung der DK-Kennlinie Nr. 7 dargestellt (Öffnung der Drosselklappe bei 680°NW n. Z-OT-1-aus). Es handelt sich hierbei um eine der komfortorientierten Drosselklappenstrategien, bei der der Saugrohrdruck erst gegen Ende des Motorauslaufs erhöht wird.

Nach etwa 0,78 s erfolgt der erste Nulldurchgang der Drehzahl. Die Auspendelbewegung ist ausgeprägt. Die Pendelweite beträgt etwa 42°NW (84°KW). Bis zum Motorstillstand vergehen etwas mehr als 1,2 s.

Signifikante Drehzahlschwankungen im Drehzahlverlauf treten erst gegen Ende des Motorauslaufs, nach Drosselklappenöffnung, auf. Der Expansionszylinder bei Motorstillstand (Zylinder 4) weist bei seiner letzten OT-Überquerung einen Spitzendruck von 16 bar auf und ist damit schon deutlich stärker gefüllt als dies mit gänzlich geschlossener Drosselklappe der Fall wäre. Der Saugrohrdruckverlauf im Zeitintervall der Befüllung des startrelevanten Kompressions- und Expansionszylinders weist einen positiven Gradienten auf, so daß nach den vorausgegangenen theoretischen Überlegungen (Kapitel 4.1.3) der Mittelwert der Stopposition eigentlich bei Winkeln kleiner als 90°KW n. OT liegen müßte.

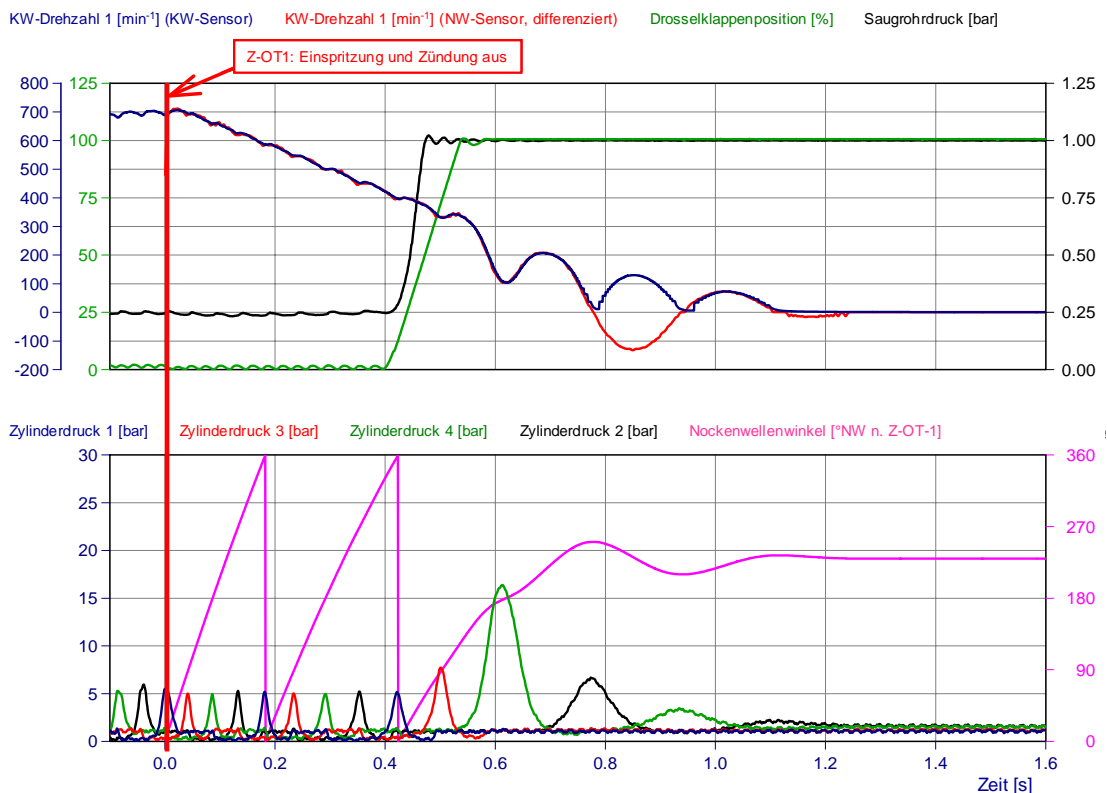


Bild 4.1.6.2.1-7: Motorauslauf unter Anwendung von DK-Kennlinie Nr. 7 - Darstellung über der Zeit

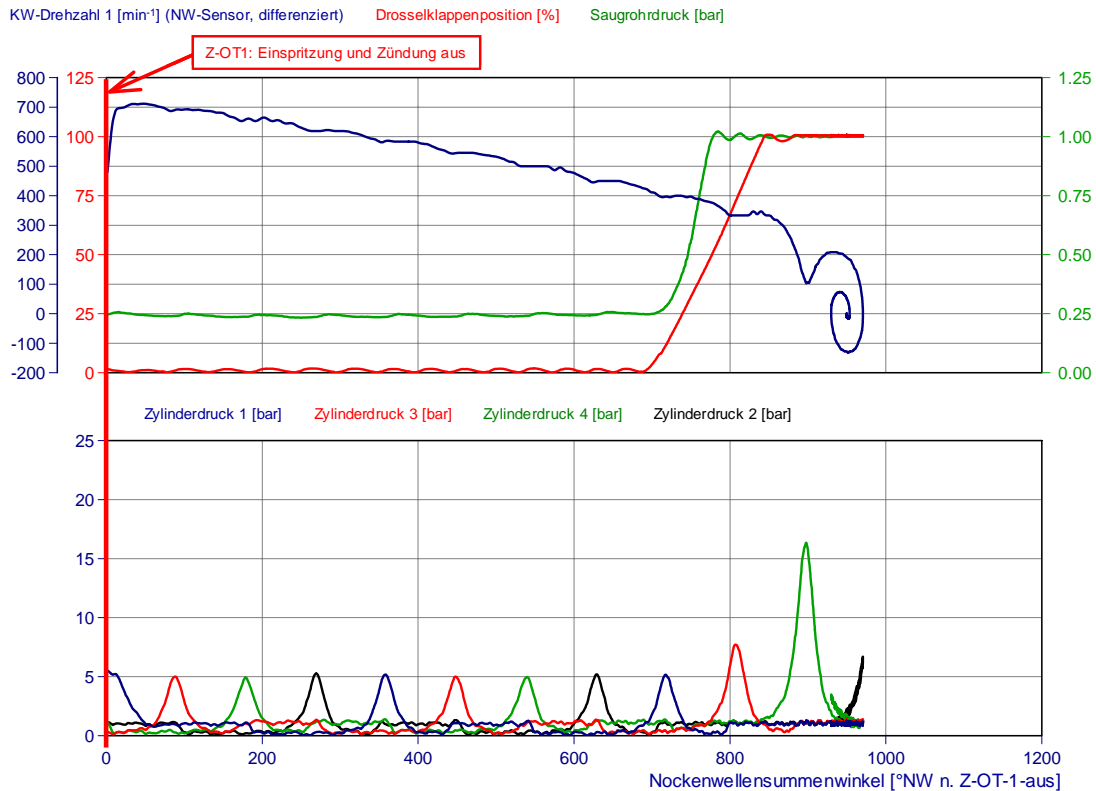


Bild 4.1.6.2.1-8: Motorauslauf unter Anwendung von DK-Kennlinie Nr. 7 - Darstellung über dem Nockenwellensummenwinkel

In [Bild 4.1.6.2.1-9](#) und [Bild 4.1.6.2.1-10](#) ist ein exemplarischer Motorauslauf unter Anwendung der DK-Kennlinie Nr. 2 dargestellt (Öffnung der Drosselklappe bei 690 /min und Schließen der Drosselklappe bei 500 /min). Es handelt sich hierbei um eine Drosselklappenstrategie, die einen negativen Saugrohrdruckgradienten während des Motorauslaufs hervorrufen soll, um damit die Stopposition zu Winkeln größer als 90°KW n. OT hin zu verschieben.

Durch frühzeitige Öffnung der Drosselklappe (Öffnungsbeginn nach 0,01 s) erreicht der Saugrohrdruck bereits nach 0,12 s Umgebungsdruckniveau. Nach 0,4 s (bei 450 /min) ist die Drosselklappe wieder vollständig geschlossen. Die Saugrohrevakuierung beginnt. Nach etwa 0,89 s erfolgt der erste Drehzahlnulldurchgang. Bis zum Motorstillstand vergehen 1,3 s. Bei Befüllung des Expansionszylinders (900°NW n. Z-OT-1-aus; 0,6 s) beträgt der Saugrohrdruck 0,86 bar, bei Befüllung des Kompressionszylinders 0,81 bar (990°NW n. Z-OT-1-aus; 0,73 s) Trotz frühzeitig begonnener Evakuierung und sehr dichtem Drosselklappensystem (deaktivierte Kurbelgehäuseentlüftung) bleibt der Saugrohrdruck permanent oberhalb von 0,79 bar und kommt somit bei weitem nicht mehr an das Leerlaufniveau (0,26 bar) heran. Bedingt durch den abgesenkten Saugrohrdruck ist die Auspendelbewegung weniger ausgeprägt als mit vollständig geöffneter Drosselklappe. Die Pendelweite beträgt etwa 20°NW (40°KW).

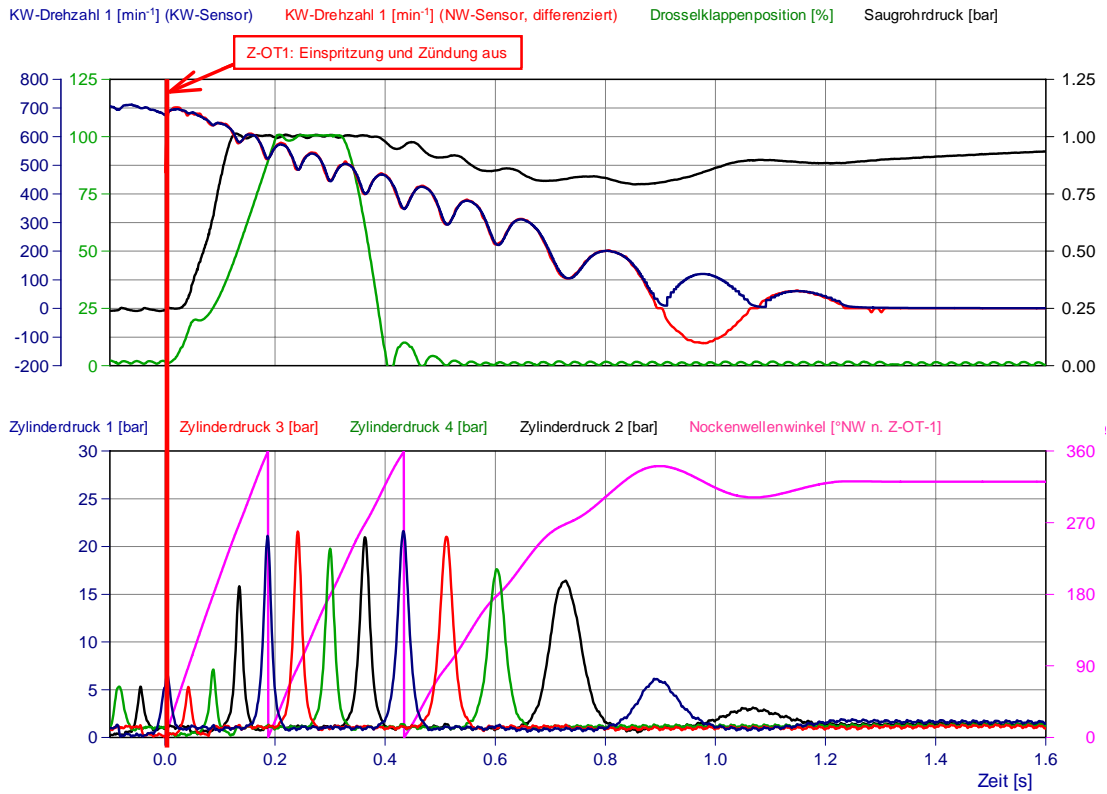


Bild 4.1.6.2.1-9: Motorauslauf unter Anwendung von DK-Kennlinie Nr. 2 - Darstellung über der Zeit

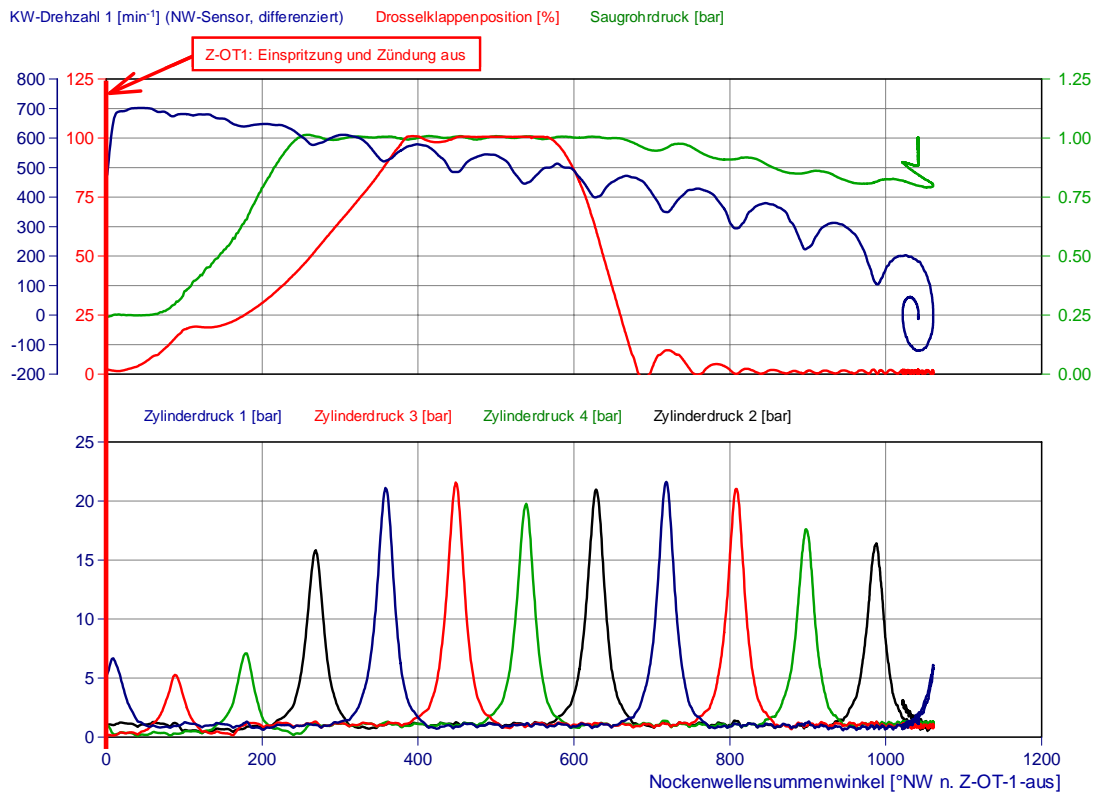


Bild 4.1.6.2.1-10: Motorauslauf unter Anwendung von DK-Kennlinie Nr. 2 - Darstellung über dem Nockenwellensummenwinkel

#### 4.1.6.2.2 Häufigkeitsverteilung der Stopposition

In Bild 4.1.6.2.2-1 ist die Häufigkeitsverteilung der Stopposition dargestellt, mit der die Kurbelwelle unter Anwendung der absolutwinkelgeführten Drosselklappenstrategie Nr. 3 (vgl. Bild 4.1.6.1-1) zum Stillstand kommt (Drosselklappe geschlossen während des Motorauslaufs).

Die Kurbelwelle kommt im gesamten Winkelbereich nach OT zum Stillstand. Etwa 60 % der Stoppositionen kommen im Winkelbereich 46°KW n. OT - 55°KW n. OT vor. Auffallend ist, daß keine einzige Stopposition im Bereich 56°-125°KW n. OT und somit auch nicht im direktstartrelevanten Bereich (101°-120°KW n. OT) [33] [34] liegt. Das Zylinderdruckgleichgewicht, welches sich bei gleicher Zylinderfüllung bei 90°KW n. OT einstellt, wird nicht erreicht. Grund hierfür dürfte die Dominanz der Reibungskräfte über die Druckkräfte sein (Kapitel 4.1.6.2.1).

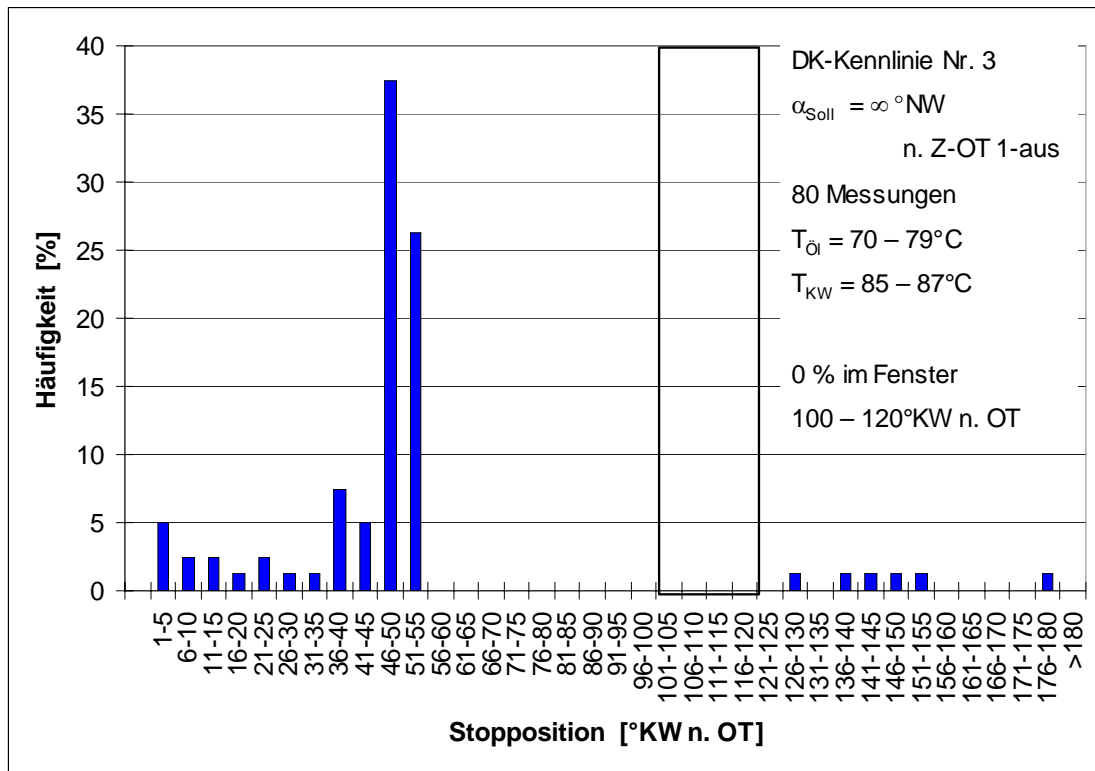


Bild 4.1.6.2.2-1: Häufigkeitsverteilung Stopposition, DK-Strategie Nr. 3

In Bild 4.1.6.2.2-2 ist die Häufigkeitsverteilung der Stopposition unter Anwendung der Drosselklappenstrategie Nr. 4 (vgl. Bild 4.1.6.1-1) dargestellt (Drosselklappe vollständig geöffnet während des gesamten Motorauslaufs).

Sämtliche der 80 Versuche ergeben eine Stopposition im Bereich 81°-105°n. OT. Der Mittelwert der Stopposition beträgt 89°n. OT und liegt damit sehr nah beim Kurbelwinkel des Zylinderdruckgleichgewichts, welches sich bei gleicher Zylinderfüllung einstellt (90 n. OT). Im Gegensatz zu den Versuchen mit geschlossener Drosselklappe (Bild 4.1.6.2.2-1) scheinen hier die mehr als vier mal so hohen Zylinderdruckkräfte (vgl. Kapitel 4.1.6.2.1) die Reibungskräfte so zu dominieren, daß sich das Zylinderdruckgleichgewicht einstellen kann. Nur 3 % der Stoppositionen liegen im Zielfenster für den Direktstart.

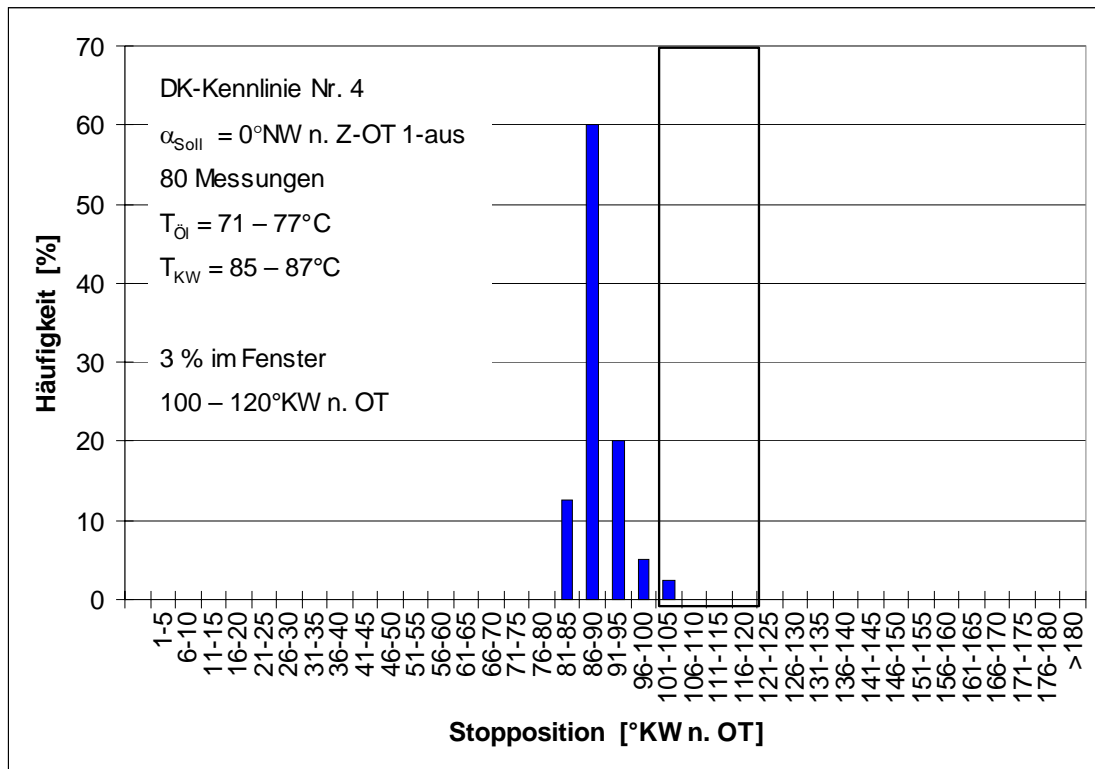


Bild 4.1.6.2.2-2: Häufigkeitsverteilung Stopposition, DK-Strategie Nr. 4

In Bild 4.1.6.2.2-3 ist die Häufigkeitsverteilung der Stopposition unter Anwendung der Drosselklappenstrategie Nr. 7 (vgl. Bild 4.1.6.1-1) dargestellt (Drosselklappenöffnung bei 680°NW n. Z-OT-1-aus).

Bei den 159 Messungen bleibt die Kurbelwelle immer im Bereich 66° - 115°KW n. OT stehen. Trotz des positiven Saugrohrdruckgradienten liegt auch hier der Mittelwert der Stopposition (97°KW n. OT) nicht vor, sondern deutlich nach dem Zylinderdruckgleichgewicht bei gleicher Zylinderfüllung. 50 % der Stoppositionen liegen im direktstartrelevanten Bereich von 100° - 120°n. OT.

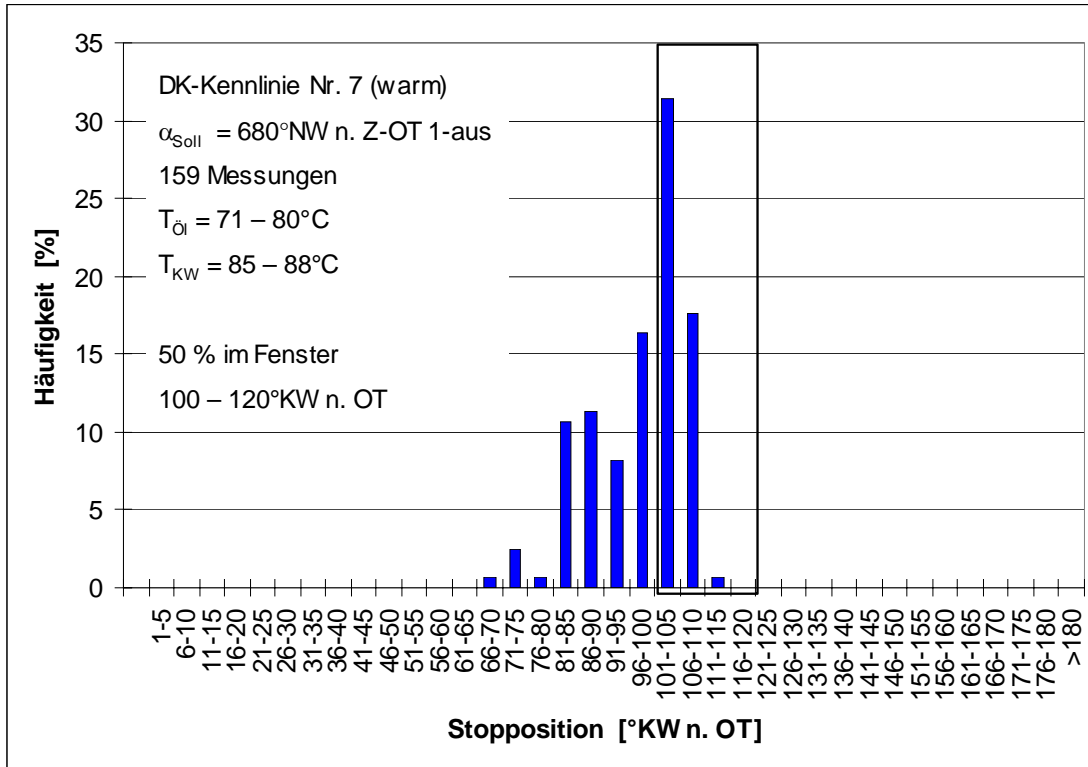


Bild 4.1.6.2.2-3: Häufigkeitsverteilung Stopposition, DK-Strategie Nr. 7 ( $T_{\text{Öl}} = 71^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}$ )

Bild 4.1.6.2.2-4 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Stopposition unter Anwendung von Drosselklappenstrategie Nr. 7 (Drosselklappenöffnung bei  $680^\circ\text{NW n. Z-OT-1-aus}$ ) bei einem Warmlaufvorgang. Die Öltemperatur liegt nicht in einem engen Bereich von  $71^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}$ , sondern zwischen  $43^\circ\text{C}$  und  $70^\circ\text{C}$ .

Der Bereich, in dem die Kurbelwelle bei den 65 Messungen stehen bleibt ( $61^\circ - 125^\circ\text{n. OT}$ ) ist deutlich größer als der Bereich, in dem die Kurbelwelle mit gleicher Drosselklappenkennlinie, aber warmem Öl zum Stehen kommt ( $66^\circ - 115^\circ\text{n. OT}$  bei 159 Messungen). Nur 22 % statt 50 % der Stoppositionen liegen im direktstartrelevanten Bereich von  $100^\circ - 120^\circ\text{n. OT}$ . Die größere Streuung der Stopposition bei Unterschreitung des schmalen, vorgegebenen Öltemperaturfensters dürfte auf die Zunahme der Motorreibung mit sinkender Öltemperatur zurückzuführen sein.



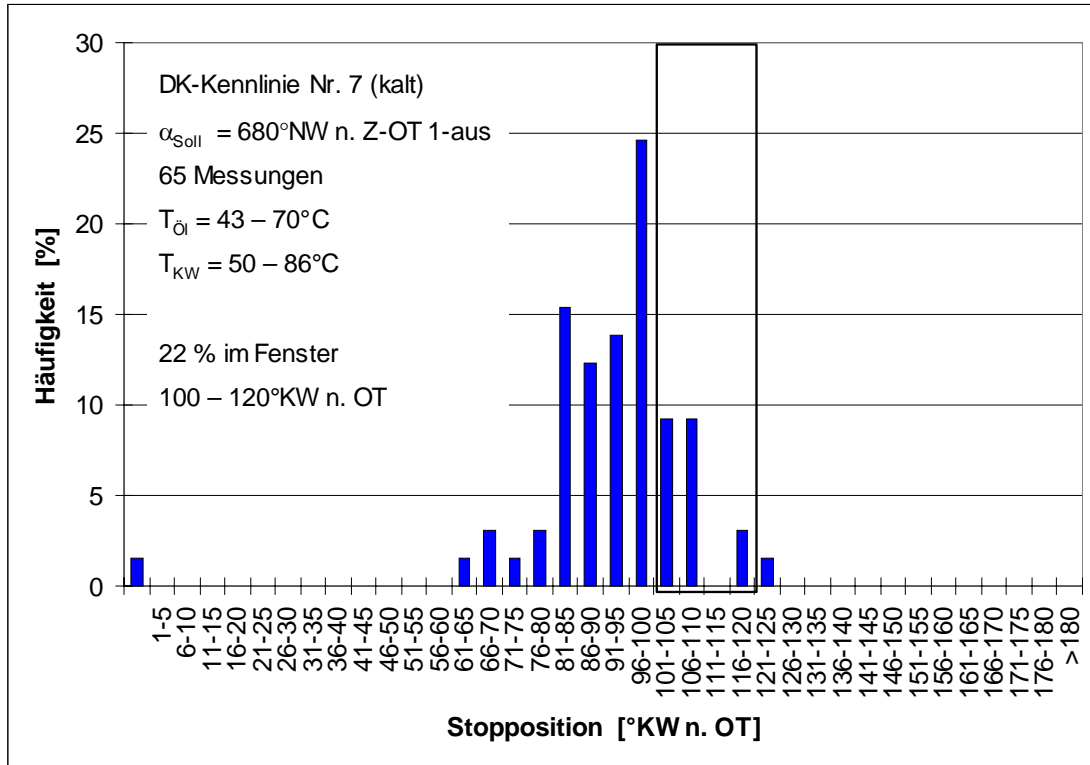


Bild 4.1.6.2.2-4: Häufigkeitsverteilung Stopposition, DK-Strategie Nr. 7 ( $T_{\text{Öl}} = 43^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}$ , Motorwarmlauf)

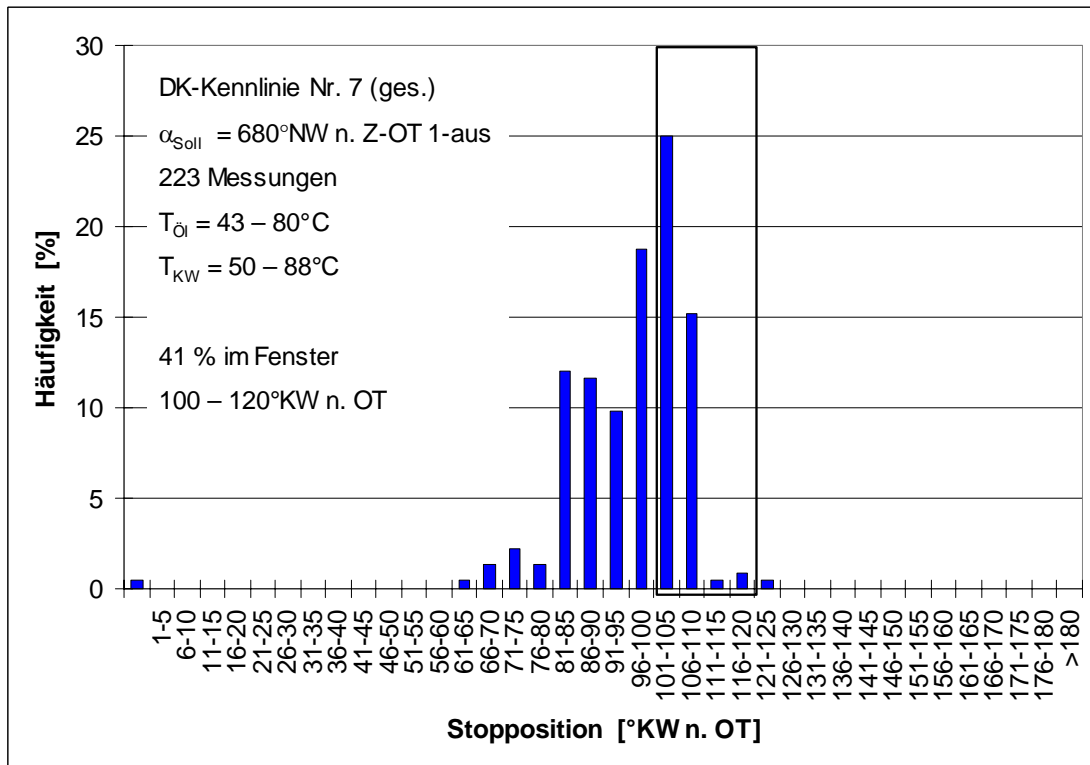


Bild 4.1.6.2.2-5: Häufigkeitsverteilung Stopposition, DK-Strategie Nr. 7 ( $T_{\text{Öl}} = 43^\circ\text{C} - 80^\circ\text{C}$ )

Die Häufigkeitsverteilung der gesamten Messungen mit Kennlinie Nr. 7 (223 Messungen) sind in Bild 4.1.6.2.2-5 dargestellt. Der Öltemperaturbereich erstreckt sich von 43°C – 80°C. 11 % der Stoppositionen liegen im Zielfenster für den Direktstart (100° - 120° n. OT).

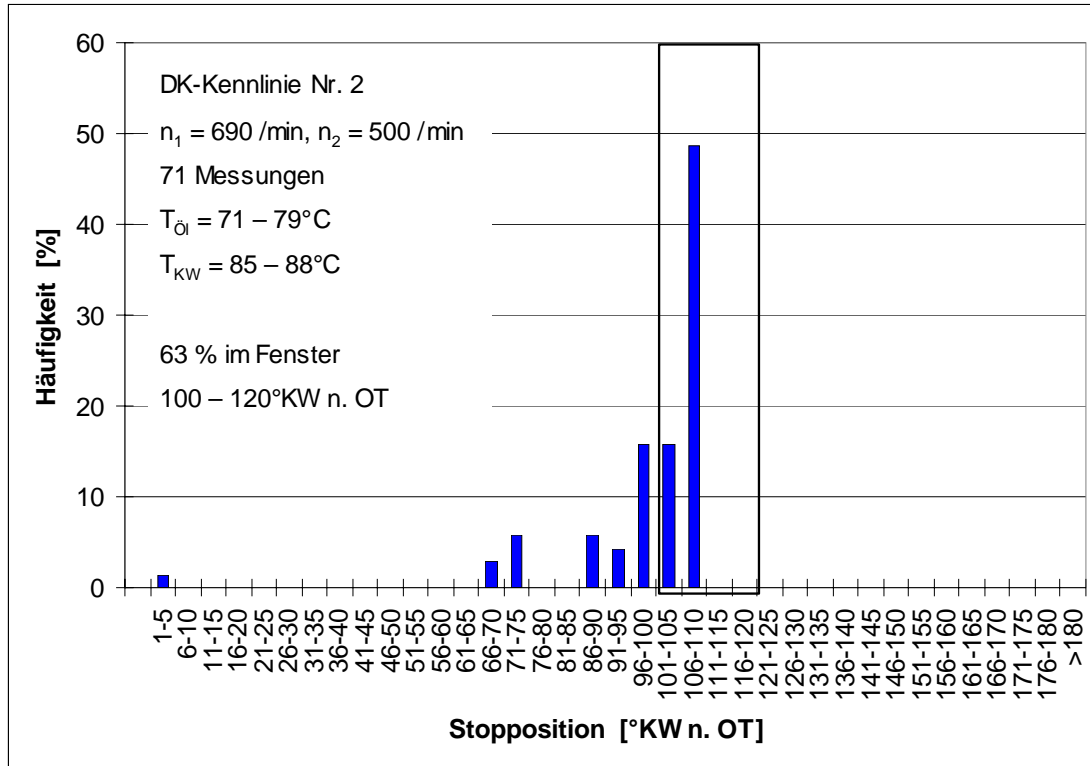


Bild 4.1.6.2.2-6: Häufigkeitsverteilung Stopposition, DK-Strategie Nr. 2

Bild 4.1.6.2.2-6 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Stopposition auch unter Anwendung von Drosselklappenstrategie Nr. 2 (Drosselklappenöffnung bei 690 /min, Schließen der Drosselklappe bei 500 /min).

Die Kurbelwelle kommt bei den 71 Messungen bis auf ein Mal immer in einem Bereich von 66° - 110°KW n. OT zum Stehen (1x zwischen 1° und 5° n. OT). Der Mittelwert der Messungen, der aufgrund des negativen Saugrohrdruckgradienten später als 90°KW n. OT erwartet wird, liegt bei 99°KW n. OT und ist damit nicht wesentlich größer als der Mittelwert, der zum Teil mit Strategien erreicht wird, die einen positiven Saugrohrdruckgradienten generieren.

Allerdings liegen 63 % der Stoppositionen im direktstartrelevanten Bereich von 100° - 120°KW n. OT, was im Vergleich zu den anderen untersuchten Drosselklappenkennlinien ein Maximum darstellt.

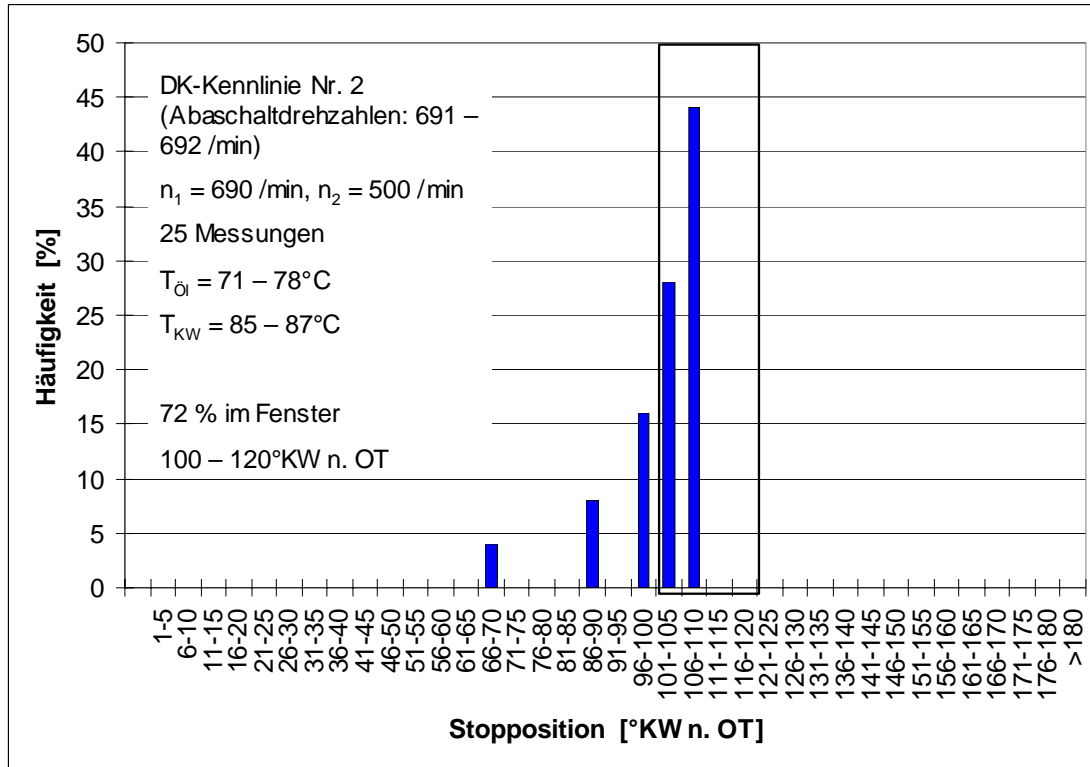


Bild 4.1.6.2.2-7: Häufigkeitsverteilung Stopposition, DK-Strategie Nr. 2 (nur Messungen mit Abschaltdrehzahlen 691 – 692 /min)

Trotz größter Bemühungen eine konstante Abschaltdrehzahl (Drehzahl, bei der im Z-OT-1 die Zündung und die Kraftstoffzufuhr unterbrochen werden) einzuhalten, streut diese von Test zu Test deutlich (Bild 4.1.6.2.2-8). Es kann vermutet werden, daß die Streuung der Abstellpositionen durch die Streuung der Abschaltdrehzahlen hervorgerufen wird. Zur Untersuchung dieses Effekts macht es Sinn, die Stoppositionen, die mit einer Drosselklappenstrategie erreicht werden, nach Abschaltdrehzahlen zu ordnen und nur die Häufigkeitsverteilung der selektierten Bereiche darzustellen. Eine solche Darstellung unter Anwendung von Drosselklappenstrategie Nr. 2 (Drosselklappenöffnung bei 690 /min, Schließen der Drosselklappe bei 500 /min) ist in Bild 4.1.6.2.2-7 zu sehen. Die Abschaltdrehzahlen liegen dabei in einem Fenster von 1 /min (691 /min – 692 /min). Bei allen 25 Messungen kommt die Kurbelwelle im Winkelbereich  $66^\circ - 110^\circ$ n. OT zum stehen. Der Mittelwert der Stopposition liegt bei  $102^\circ$ KW n. OT. 72 % der Stoppositionen liegen im direktstartrelevanten Bereich von  $100^\circ - 120^\circ$ n. OT, was die beste Quote der gesamten Untersuchungen darstellt. Dabei ist allerdings zu berücksichtigen, daß es kaum möglich sein dürfte, die Abschaltdrehzahl auf 1 /min genau zu regeln.

Trotz der geringen Anzahl von nur 25 Messungen und der genau eingehaltenen Abschaltdrehzahl zeigen sich deutliche Streuungen der Stopposition. Somit können die Streuungen der Abschaltdrehzahl allein nicht Ursache der Stoppositionsstreuungen sein.

In der Tabelle in [Bild 4.1.6.2.2-8](#) sind die Randbedingungen und Ergebnisse der statistisch Untersuchungen zusammengefaßt.

Nr.	Drosselklappenstrategie*	Abschalt-drehzahl min <sup>-1</sup>	T <sub>KW</sub> °C	T <sub>öi</sub> °C	Stopposition				Anzahl der Tests
					°KW n. Z-OT				
					Mittelwert	Min.	Max.	Be-reich	
1.	Bild 4.1.3-2 (675 /min)	689 – 713	45 – 88	50 – 88	92	82	104	22	60
2.	Bild 4.1.3-3 (690 /min, 500 /min)	675 – 716 691 – 692	85 – 88 85 – 87	71 – 79 71 – 78	99 102	2 70	110 110	108 40	70 25
3.	Bild 4.1.3-5 (∞ °NW)	677 – 723	85 – 87	71 – 79	51	2	178	176	80
4.	Bild 4.1.3-5 (0°NW)	681 – 731	85 – 87	71 – 77	89	104	84	20	80
5.	Bild 4.1.3-5 (800°NW)	634 – 720	84 – 88	70 – 84	93	12	136	124	155
6.	Bild 4.1.3-5 (740°NW)	673 – 723	85 – 88	75 – 82	97	66	116	50	95
7.	Bild 4.1.3-5 (680°NW) kalt warm + kalt	670 – 727 685 – 716 670 – 727	85 – 88 50 – 86 50 – 88	71 – 80 43 – 70 43 – 80	97 92 96	66 0 0	112 122 122	46 122 122	159 65 223

Bild 4.1.6.2.2-8: Häufigkeitsverteilung der Stopposition mit verschiedenen Drosselklappenstrategien (Zusammenfassung)

### 4.1.6.2.3 Vorhersagbarkeit des Abstellzylinders

Um gezielt auf den Motorauslauf einwirken zu können, ist es erforderlich, den Verlauf des Auslaufvorgangs anhand der gemessenen Betriebsparameter zu einem möglichst frühen Zeitpunkt vorhersagen zu können. Dabei ist zunächst der Abstellzylinder (Zylinder, der bei Stillstand des Motors im Expansionstakt verharrt) vorherzusagen.

Es liegt nahe zu vermuten, daß die Auslaufbewegung des Motors vom kinetischen Energiezustand zu Beginn der Auslaufphase abhängt. Da die Drehzahl ein Maß für den kinetischen Energiezustand des Kurbeltriebs ist, müßte - bei Gültigkeit dieser Annahme - der Abstellzylinder mit Hilfe der Auswertung des Drehzahlsignals während des Auslaufvorgangs vorausgesagt werden können.

In [Bild 4.1.6.2.3-1](#) ist die Stopposition in Abhängigkeit von der Drehzahl im OT des Zylinders 1 unmittelbar bei Einleitung des Abstellvorgangs (durch die Unterbrechung von Zünd- und Einspritzsignal) für die Kennlinie nach [Bild 4.1.3-5](#) (Drosselklappenöffnung bei 680°NW) dargestellt und zwar für Messungen mit warmem Öl und relativ konstanter Öltemperatur (159 Stopps bei  $(75 \pm 5)^\circ\text{C}$ , rote Markierungen) und Messungen mit kälterem Öl (65 Stopps bei  $40^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}$ , grüne Markierungen). Dabei ist auf der Ordinate die Nockenwellenwinkelsumme ab Abschalten der Zündung und Einspritzung im Zünd-OT des 1. Zylinders dargestellt. Diskutiert wird im folgenden nur der Stoppositionsbereich zwischen 810°NW und 990°NW, da in den anderen Bereichen nur sehr wenig Daten vorliegen.

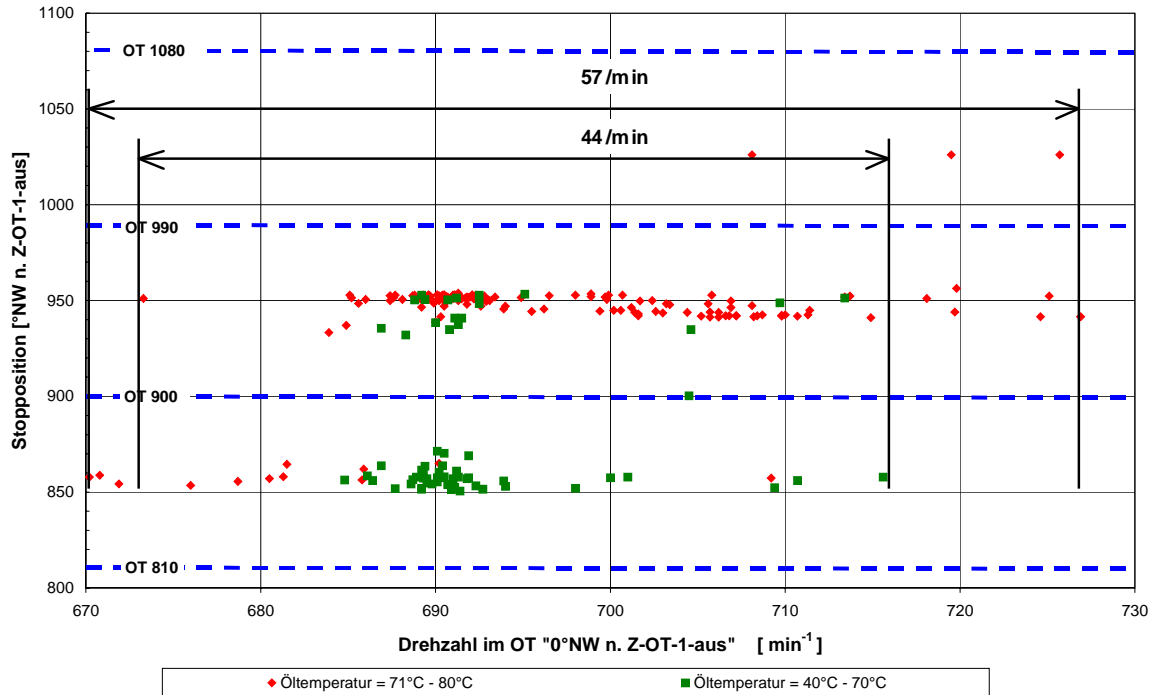


Bild 4.1.6.2.3-1: Absolute Stopposition in Abhängigkeit von der Abstelldrehzahl Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

Der Streubereich der Drehzahl (kleinstmöglicher Drehzahlbereich, in dem sich alle gemessenen Drehzahlen zum betrachteten Zeitpunkt befinden) beträgt bei 0°NW 57 /min und reicht von 670 /min bis 727 /min. Es ist kaum eine Abhängigkeit des Abstellzylinders von der Drehzahl beim Eintritt in die Auslaufphase festzustellen. Der Unschärfbereich (Bereich in dem der Abstellzylinder nicht eindeutig einer Drehzahl zugeordnet werden kann) beträgt 44 /min und ist damit fast so groß wie der Streubereich, so daß eine Vorhersage der Abstellposition mit Hilfe der Auslaufdrehzahl zum betrachteten Zeitpunkt (0°NW) unmöglich ist. Wahrscheinlich bewirken die unvermeidbaren Schwankungen der letzten eingeleiteten Verbrennung, die zum Zeitpunkt der Initialisierung gerade abläuft, dieses ungeordnete Bild.

Einen kompletten Zyklus später (360°NW) ist der Verbrennungseinfluß verschwunden und es existieren, wie in Bild 4.1.6.2.3-2 zu sehen, Drehzahlbereiche, in denen der Abstellzylinder mit Hilfe der Motordrehzahl bei 360°NW eindeutig vorausgesagt werden kann. Der Streubereich der Drehzahl bei 360°NW beträgt 70 /min, der Unschärfbereich nur noch 8 /min.

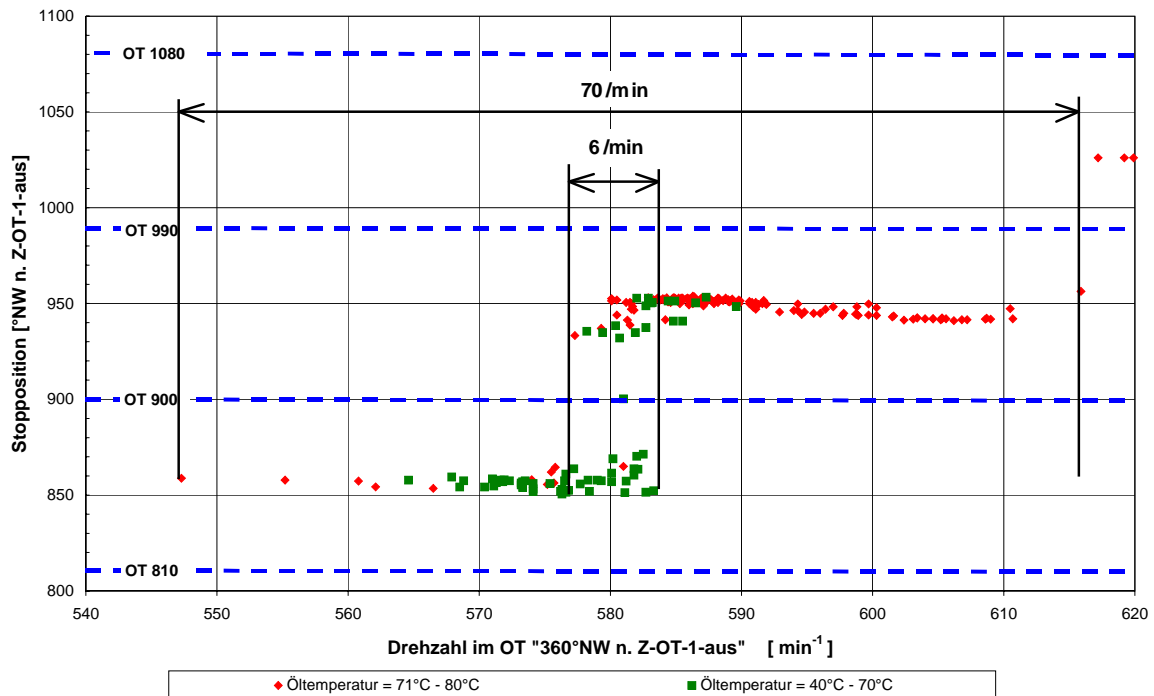


Bild 4.1.6.2.3-2: Absolute Stopposition in Abhängigkeit von der Drehzahl 360°NW nach dem Abschalten von Einspritzung und Zündung Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

Weitere 360°NW später, bei 720°NW n. Z-OT-1-aus, beträgt der Unschärfbereich noch 6 /min, der Streubereich 110 /min (Bild 4.1.6.2.3-3). Seit dem Ausschalten des Motors ist der Streubereich wesentlich angewachsen (von 57 /min auf 110 /min) während der Unschärfbereich deutlich kleiner geworden ist (statt 44 /min nun 6 /min).

Eine Verkleinerung des Unschärfbereichs ist mit fortschreitendem Nockenwinkel nicht mehr zu beobachten. Bei einem absoluten Nockenwinkel von 810°NW, welcher bei vielen Stoppvorgängen schon den letzten OT darstellt, beträgt der Unschärfbereich 8 /min (Bild 4.1.6.2.3-4) und ist damit sogar tendenziell größer als bei 720°NW. Der Streubereich allerdings nimmt nochmals beträchtlich zu und zwar von 110 /min bei 720°NW auf 178 /min bei 810°NW.

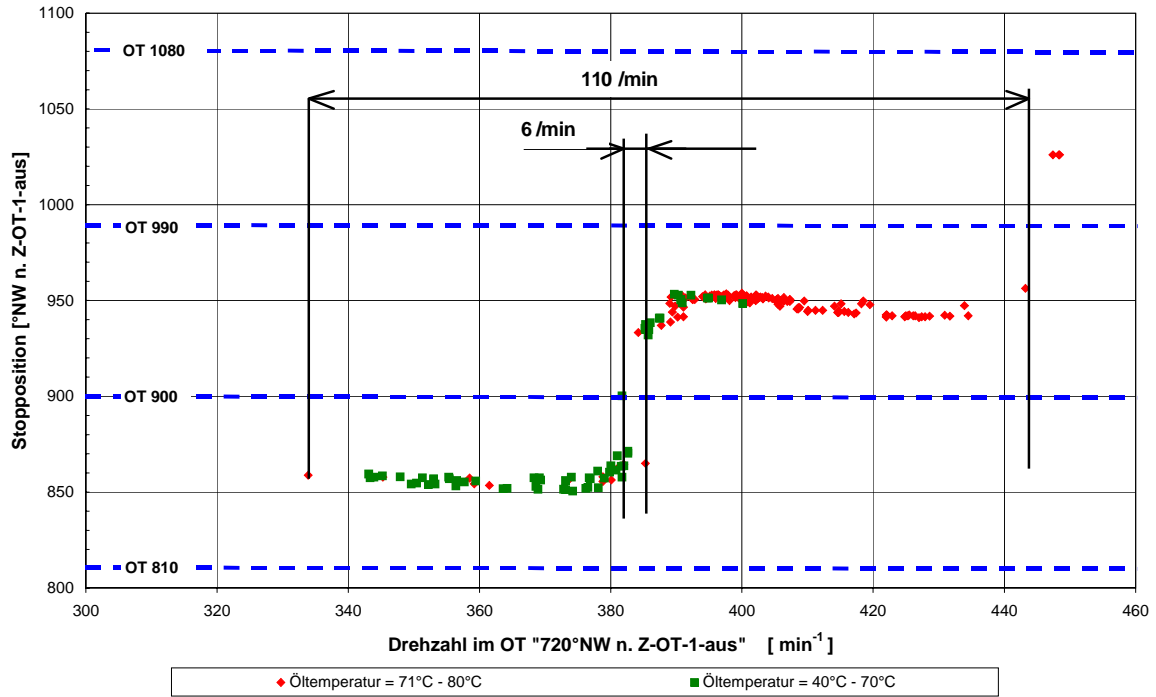


Bild 4.1.6.2.3-3: Absolute Stopposition in Abhängigkeit von der Drehzahl 720°NW nach dem Abschalten von Einspritzung und Zündung Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

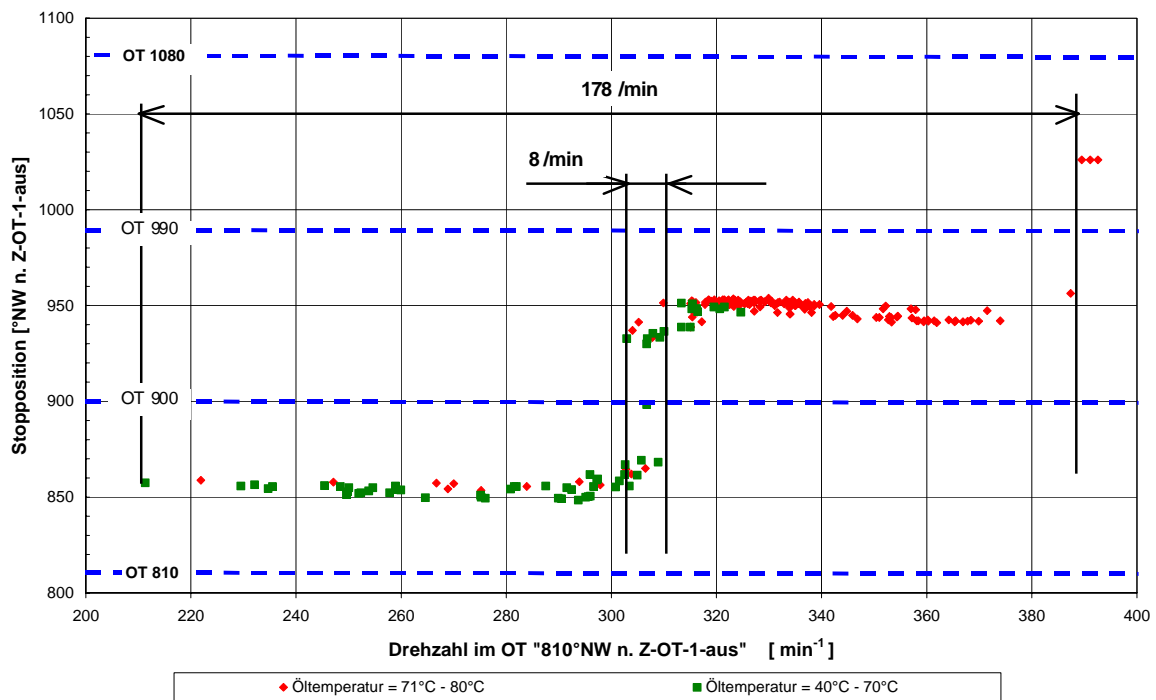


Bild 4.1.6.2.3-4: Absolute Stopposition in Abhängigkeit von der Drehzahl 810°NW nach dem Abschalten von Einspritzung und Zündung Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

Zumindest für die Anwendung der oben genannten Drosselklappenstrategie läßt sich somit der Abstellzylinder mit Hilfe einer einfachen Auswertung der OT-Drehzahlen beim Motorauslauf in weiten Bereichen voraussagen. Mit zunehmendem Kurbelwinkelfortschritt wird die Voraussage genauer. Es existieren allerdings auch kurz vor Motorstillstand noch Unschärfbereiche, in denen eine eindeutige Voraussage des Abstellzylinders mit Hilfe der Drehzahlauswertung nicht möglich ist.

Die Existenz von Unschärfbereichen auch kurz vor Motorstillstand und auch die starke Zunahme des Streubereiches mit fallender Drehzahl könnten durch Variabilitäten bei der Zylinderfüllung bedingt sein, die die Drehzahlauswertung an den jeweiligen OT verfälschen würden.

Zur Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit des Abstellzylinders wird daher zusätzlich zum Drehzahlverlauf auch der Einfluß der Zylinderfüllung berücksichtigt und in jedem OT der Energiezustand (Summe aus kinetischer und potentieller Energie) wie folgt berechnet.

$$E_{GesOT} = E_{KinOT} + E_{PotOT} \quad (\text{Gl. 4.1.6-1})$$

$$E_{KinOT} = \frac{1}{2} \cdot J_{red} \cdot \omega^2 \quad (\text{Gl. 4.1.6-2})$$

$$\omega_{OT} = 2 \cdot \pi \cdot n_{OT} \quad (\text{Gl. 4.1.6-3})$$

$$E_{PotOT} = p_{OT} \cdot V_c \quad (\text{Gl. 4.1.6-4})$$

mit:

$E_{Ges\_OT}$  : Gesamtenergie im OT

$E_{Pot\_OT}$  : Potentielle Energie im OT

$E_{Kin\_OT}$  : Kinetische Energie im OT

$J_{red}$  : gesamtes auf die Kurbelwelle reduziertes Massenträgheitsmoment

$n_{OT}$  : Motordrehzahl im OT

$\omega_{OT}$  : Winkelgeschwindigkeit im OT

$p_{OT}$  : Zylinderdruck im OT

$V_C$  : Kompressionsvolumen

Die folgenden vier Graphiken (Bild 4.1.6.2.3-5 bis Bild 4.1.6.2.3-8) zeigen die Stopposition in Abhängigkeit von der Gesamtenergie im OT analog zu den zuvor diskutierten drehzahlabhängigen Darstellungen (Bild 4.1.6.2.3-1 bis Bild 4.1.6.2.3-4).

Es zeigt sich ein sehr ähnliches Verhalten zur Drehzahlauswertung. Zum Abschaltzeitpunkt (0°NW) ist noch keine Abhängigkeit des Abstellzylinders von der Gesamtenergie zu erkennen. Der Streubereich beträgt 58 J, der Unschärfbereich 46 J.



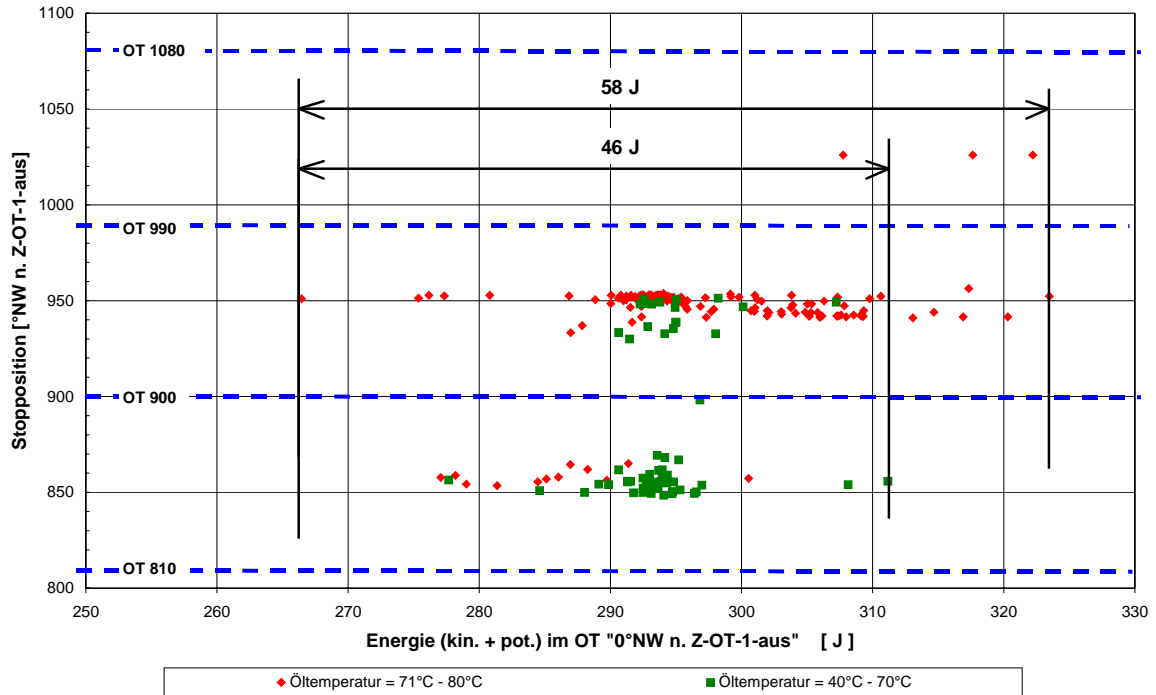


Bild 4.1.6.2.3-5: Absolute Stopposition in Abhängigkeit des Energiezustands beim Abschalten von Einspritzung und Zündung Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

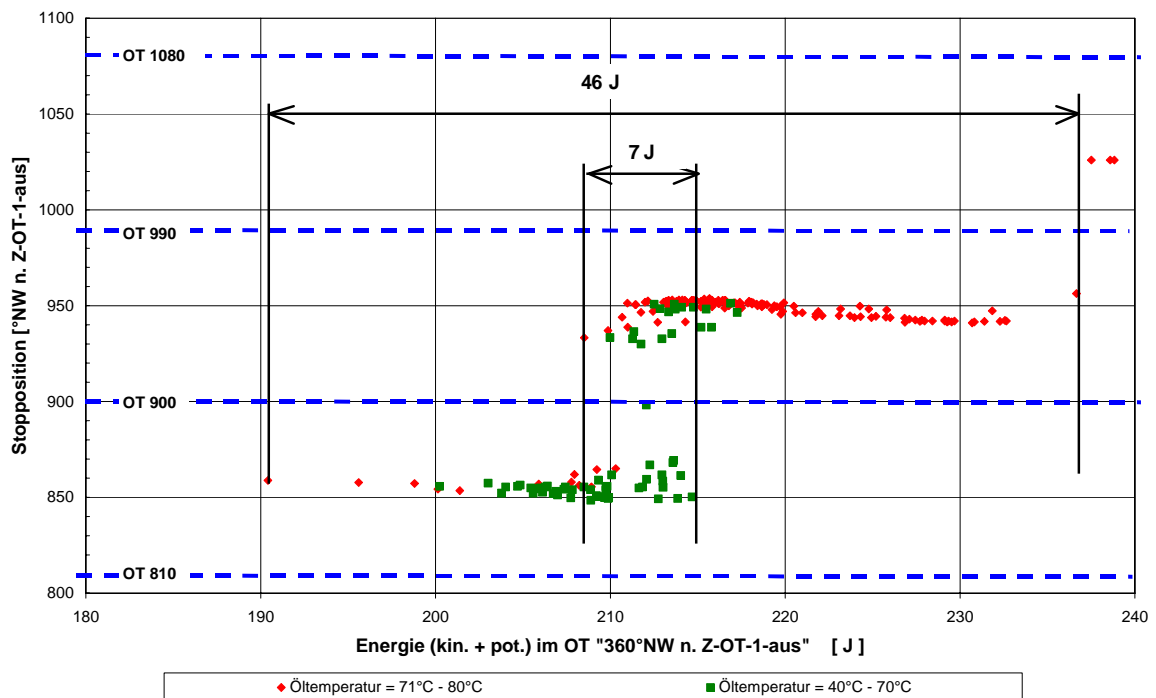


Bild 4.1.6.2.3-6: Absolute Stopposition in Abhängigkeit des Energiezustands 360°NW nach dem Abschalten von Einspritzung und Zündung Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

Nach einer Nockenwellenumdrehung (360°NW, Bild 4.1.6.2.3-6) ist bereits ein deutlicher Trend zu erkennen. Der Streubereich ist etwas kleiner (46 J anstatt 58 J), der Unschärfebereich deutlich kleiner geworden (7 J anstatt 46 J).

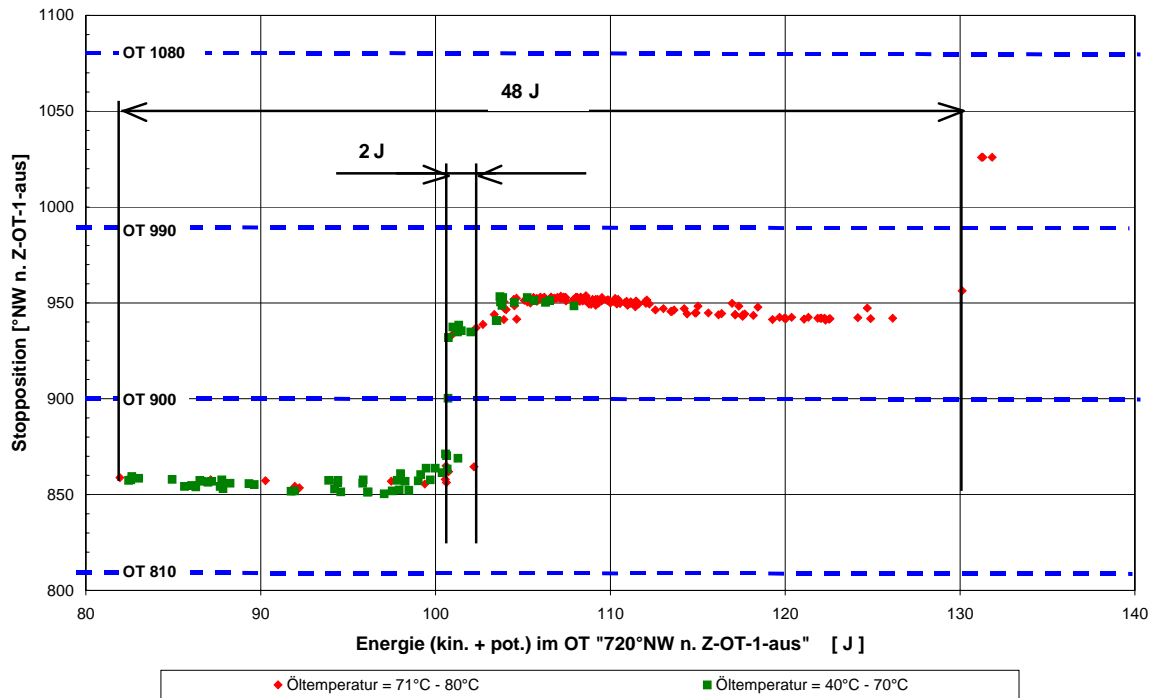


Bild 4.1.6.2.3-7: Absolute Stopposition in Abhängigkeit des Energiezustands 720°NW nach dem Abschalten von Einspritzung und Zündung Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

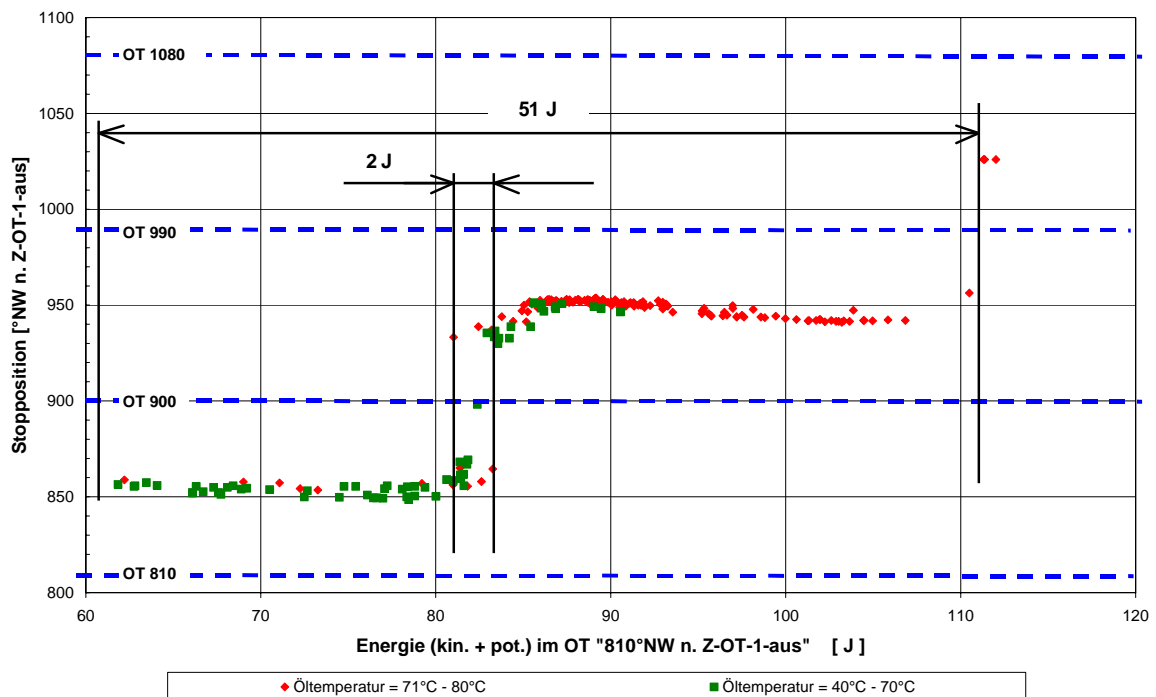


Bild 4.1.6.2.3-8: Absolute Stopposition in Abhängigkeit des Energiezustands 810°NW nach dem Abschalten von Einspritzung und Zündung Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

Im weiteren Verlauf ändern sich sowohl der Streu- als auch der Unschärfbereich kaum noch. Auch am OT bei 810°NW existiert noch ein 2 J großes Fenster, in dem die Vorhersage des Abstellzylinders mit Hilfe der Energiebetrachtung nicht möglich ist.

In der Tabelle in Bild 4.1.6.2.3-9 sind die Streu- und Unschärfbereiche ( $\Delta n$ ,  $\Delta E_{\text{ges}}$ ) von Drehzahl und Gesamtenergie an den betrachteten OT-Positionen zusammengefaßt dargestellt.

Bereich	Parameter	OT			
		0°NW	360°NW	720°NW	810°NW
Streibereich	$n_{\text{min}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	670	547	335	210
	$n_{\text{max}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	727	617	445	388
	$n_{\text{mittel}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	698,5	582	390	299
	$\Delta n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	57	70	110	178
	$\Delta n / n_{\text{mittel}}$ [%]	8,2	12,0	28,2	59,5
Unschärfbereich	$n_{\text{min}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	673	577	381	302
	$n_{\text{max}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	717	583	387	310
	$n_{\text{mittel}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	695	580	384	306
	$\Delta n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	44	6	6	8
	$\Delta n / n_{\text{mittel}}$ [%]	6,3	1,0	1,6	2,6
Streibereich	$E_{\text{ges\_min}}$ [J]	266	191	82	62
	$E_{\text{ges\_max}}$ [J]	324	237	130	113
	$E_{\text{ges\_mittel}}$ [J]	295	214	106	87,5
	$\Delta E_{\text{ges}}$ [J]	58	46	48	51
	$\Delta E_{\text{ges}} / E_{\text{ges\_mittel}}$ [%]	19,7	21,5	45,3	58,3
Unschärfbereich	$E_{\text{ges\_min}}$ [J]	266	208	101	81
	$E_{\text{ges\_max}}$ [J]	312	215	103	83
	$E_{\text{ges\_mittel}}$ [J]	289	211,5	102	82
	$\Delta E_{\text{ges}}$ [J]	46	7	2	2
	$\Delta E_{\text{ges}} / E_{\text{ges\_mittel}}$ [%]	15,9	3,3	2,0	2,4
$n_{\text{min}}$	Minimale Drehzahl im Streu-/Unschärfbereich				
$n_{\text{max}}$	Maximale Drehzahl im Streu-/Unschärfbereich				
$n_{\text{mittel}}$	Mittlere Drehzahl im Streu-/Unschärfbereich				
$\Delta n$	Drehzahldifferenz zwischen max. und min. Drehzahl				
$\Delta n / n_{\text{mittel}}$	Prozentuale Drehzahlabweichung				
$E_{\text{ges\_min}}$	Minimale Gesamtenergie im Streu-/Unschärfbereich				
$E_{\text{ges\_max}}$	Maximale Gesamtenergie im Streu-/Unschärfbereich				
$E_{\text{ges\_mittel}}$	Mittlere Gesamtenergie im Streu-/Unschärfbereich				
$\Delta E_{\text{ges}}$	Differenz zwischen max. und min. Gesamtenergie				
$\Delta E_{\text{ges}} / E_{\text{ges\_mittel}}$	Prozentuale Gesamtenergieabweichung				

Bild 4.1.6.2.3-9: Unschärfe- und Streubereiche an verschiedenen OT Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-5 (Öffnung bei 680°NW)

Auffällig ist, daß der Drehzahlstreibereich mit fortschreitendem Auslaufvorgang deutlich größer, der Gesamtenergiestreibereich hingegen kleiner wird. Dieses Verhalten ist auf die Betätigung (Öffnung) der Drosselklappe bei 680°NW zurückzuführen. Das geänderte Verhalten des zyklischen Energieaustausches zwischen kinetischer und potentieller Energie wird mit Auswertung des Drehzahlsignals allein nicht

erfaßt, so daß ein Wechsel der Betriebsbedingungen zu einer Zunahme der Drehzahlstreuung führt.

Allerdings wird der Unschärfebereich des Drehzahlsignals nicht von der Änderung der Zylinderfüllung beeinflusst. Der Unschärfebereich paßt sich den geänderten Betriebsbedingungen automatisch an. Dadurch läßt sich der Stopppylinder mit Hilfe der Drehzahlauswertung fast genauso gut vorhersagen wie mit der Energieauswertung. Die Unterschiede sind marginal. Während die Größe des Unschärfebereiches bei Auswertung der Energie bei 720°NW 2,0 % der mittleren Gesamtenergie entspricht, beträgt er bei der Drehzahlauswertung 1,6 % der mittleren Drehzahl.

Der Grund für die Existenz von Unschärfebereichen ist daher offensichtlich nicht im unterschiedlichem Füllungsverhalten zu suchen. Wahrscheinlich sind eher Reibungsunterschiede von Zyklus zu Zyklus für dieses Verhalten verantwortlich (Kapitel 4.1.6.2.4 und 4.2).

Außerhalb der Unschärfebereiche kann der Abstellzylinder sowohl allein mit der Auswertung des Drehzahlsignals als auch mit der Auswertung der Gesamtenergie eindeutig vorhergesagt werden. Gelingt es mit Hilfe geeigneter Methoden, bereits bei 360°NW die Drehzahl so zu regeln, daß diese immer in einem vordefinierten Fenster in sicherer Entfernung von den Unschärfebereichen liegt, so kann man an dieser Stelle bereits den Abstellzylinder einstellen, ohne daß dazu ein weiterer Eingriff während der restlichen 400°NW bis 500°NW erforderlich wäre.

Allerdings ist anzunehmen, daß der Zusammenhang zwischen der OT-Drehzahl bzw. der Gesamtenergie im OT und der Stopposition sehr stark von der Motorkonfiguration (Ventilsteuerzeiten, Kompressionsverhältnis etc.) und dem Motorzustand (Reibungsverhalten, Ölviskosität, Verschleiß, Leckagen etc.) abhängt. Bestätigt sich diese Annahme, müßte einer Abstellzylindererkennung bzw. -regelung eine zusätzliche adaptive Regelung vorgeschaltet sein, die in der Lage ist, die obige Korrelation – OT Drehzahl und Stopposition - den jeweiligen Betriebsbedingungen anzupassen.

#### **4.1.6.2.4 Vorhersagbarkeit der Stopposition**

Analog zur Voraussage des Startzylinders (Kapitel 4.1.6.2.3) wird untersucht, inwieweit sich die Stopposition durch Auswertung des Motordrehzahl- und Zylinderdruckverlaufs während des Motorauslaufvorgangs voraussagen läßt. Von Interesse ist dabei insbesondere der letzte OT des Motorauslaufs, da dieses der Eintrittspunkt in die Auspendelphase ist und in der Auspendelphase eine Füllungskontrolle der Zylinder per Drosselklappe nicht mehr möglich ist, weil die Ventile des Kompressions- und Expansionszylinders bereits geschlossen sind.

Sollte es möglich sein, einen Zusammenhang zwischen der Drehzahl am letzten OT und der Stopposition herzuleiten, dann wäre es denkbar, den Auslaufvorgang während der Auslaufphase durch geeignete Maßnahmen so zu beeinflussen, daß eine vordefinierte Drehzahl im letzten OT erreicht wird, die wiederum zu einer vordefinierten Stopposition führt.

Der Drehzahlverlauf in der Auspendelphase von 4 verschiedenen Motorauslaufvorgängen mit verschiedenen Eintrittsdrehzahlen in die Auspendelphase (Drehzahlen im letzten OT) ist in Bild 4.1.6.2.4-1 exemplarisch dargestellt.

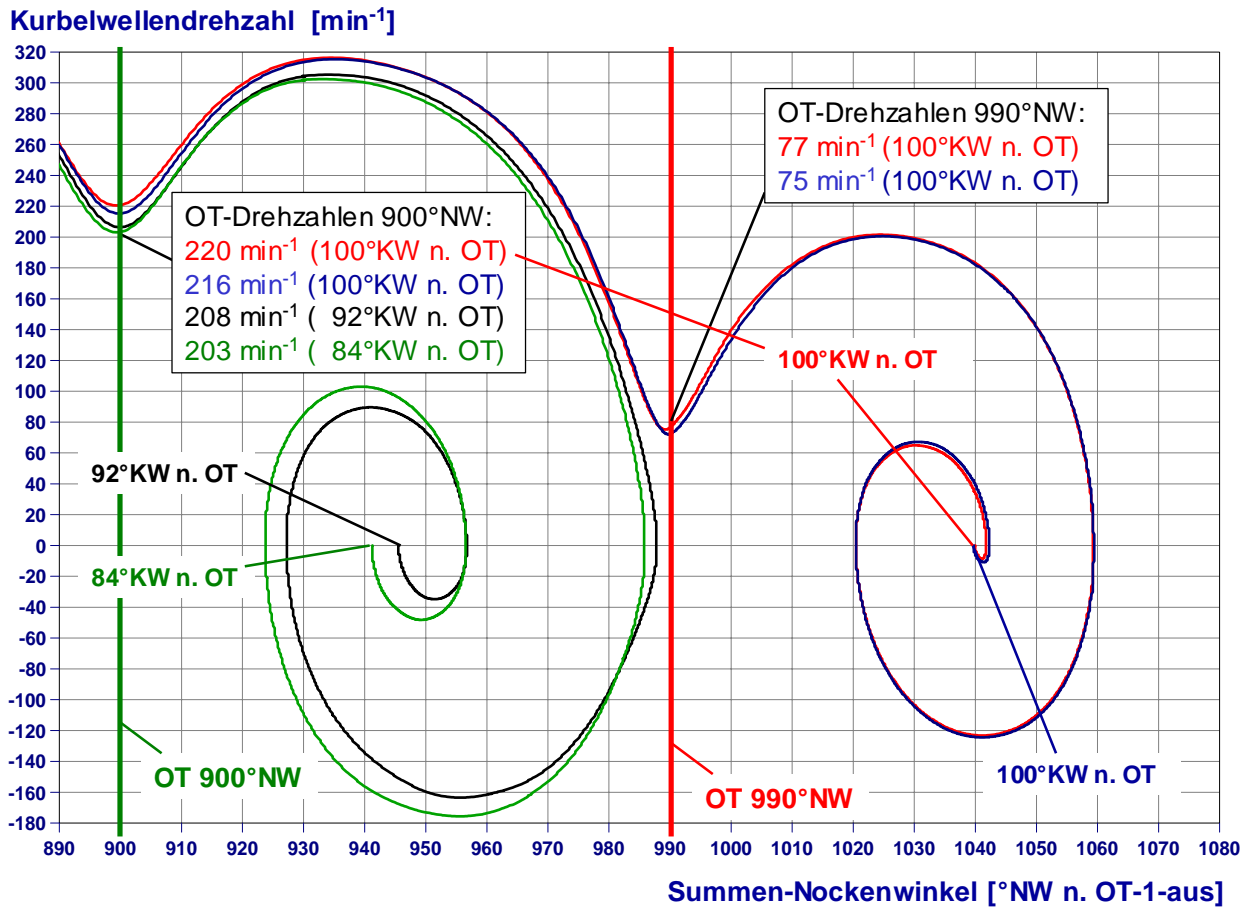


Bild 4.1.6.2.4-1: Drehzahlverlauf in Auspendelphase von 4 Stoppmessungen (vollständig geöffnete Drosselklappe)

Im OT bei 900°NW liegen die 4 Motordrehzahlen in einem engen Bereich von 17 /min. Trotzdem ist das Motorauslaufverhalten jeweils sehr unterschiedlich. Während die bei den Auslaufvorgängen mit einer Drehzahl von 216 /min und 220 /min im OT bei 900°NW der nächste OT (bei 990°NW) noch überwunden wird, so ist dieses bei den Messungen mit 203 /min und 208 /min nicht der Fall: der Abstellzylinder ist ein anderer. Die Drehzahlen bei Überwindung des nachfolgenden OT (990°NW) betragen (75 – 77) /min. Kleine Änderungen der Drehzahl am letzten OT führen offensichtlich zu großen Änderungen des Auspendelverhaltens.

Wie der Vergleich von 4 Abstellvorgängen mit gleicher OT-990-Drehzahl zeigt (Bild 4.1.6.2.4-2), scheint sich bei näherungsweise gleichen Drehzahlen eine annähernd konstante Stopposition einzustellen.

Um die Abhängigkeit der Stopposition von der Drehzahl im letzten OT näher zu untersuchen, wird jeweils für eine größere Anzahl von Auslaufvorgängen die Stopposition über der Drehzahl am letzten OT aufgetragen und analysiert. Dabei werden während des Motorauslaufs verschiedene Drosselklappenkennlinien verwendet.

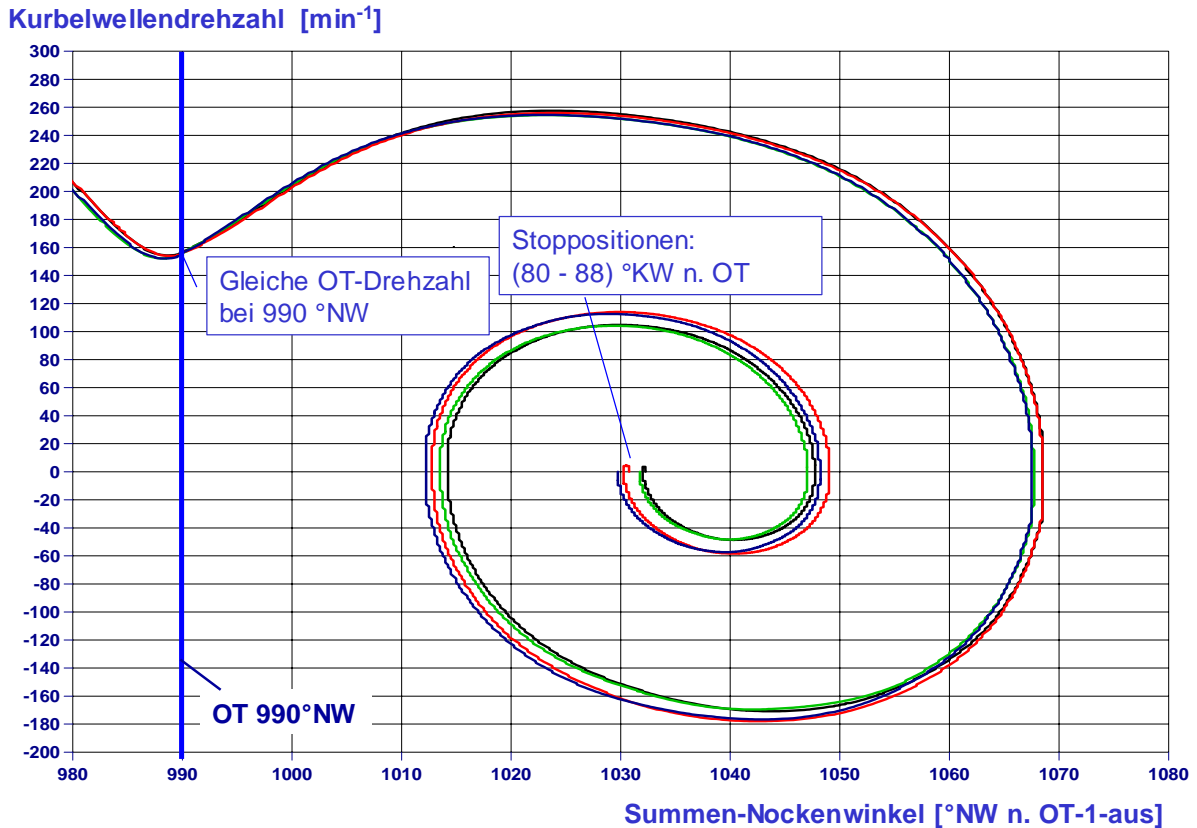


Bild 4.1.6.2.4-2: Drehzahlverlauf in Auspendelphase von 4 Stoppmessungen mit gleicher OT-Drehzahl bei  $990^{\circ}\text{NW}$  (vollständig geöffnete Drosselklappe)

Bild 4.1.6.2.4-3 zeigt die Abhängigkeit der Stopposition von der Motordrehzahl im letzten OT für 80 Motorauslaufvorgänge mit vollständig geschlossener Drosselklappe. Jeder Punkt im Diagramm steht für die Stopposition eines Auslaufvorgangs. Es kommen zwei unterschiedliche Abstellzylinder und damit letzte OT vor. Die rot gekennzeichneten Datenpunkte stehen für Auslaufvorgänge, bei denen die Kurbelwelle in einem Summennockenwinkel zwischen  $900^{\circ}\text{NW}$  und  $990^{\circ}\text{NW}$  zum Stillstand kommt. Der letzte OT liegt bei  $900^{\circ}\text{NW}$ . Für die blau gekennzeichneten Datenpunkte befindet sich der letzte OT bei  $990^{\circ}\text{NW}$ . Die Kurbelwelle kommt in einem Summennockenwinkel zwischen  $990^{\circ}\text{NW}$  und  $1080^{\circ}\text{NW}$  zum Stillstand.

Es existiert zwar kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Stopposition und OT-Drehzahl, es kann aber, außer bei hohen OT-Drehzahlen (ca.  $230 / \text{min}$ ), jeder Drehzahl im letzten OT eine eindeutige Stopposition zugeordnet werden. Da bei keiner einzigen der 80 Messungen das Zielfenster für den Direktstart erreicht wird, existiert auch kein OT-Drehzahlbereich, der eingehalten werden kann, um das Sollfenster zu erreichen.

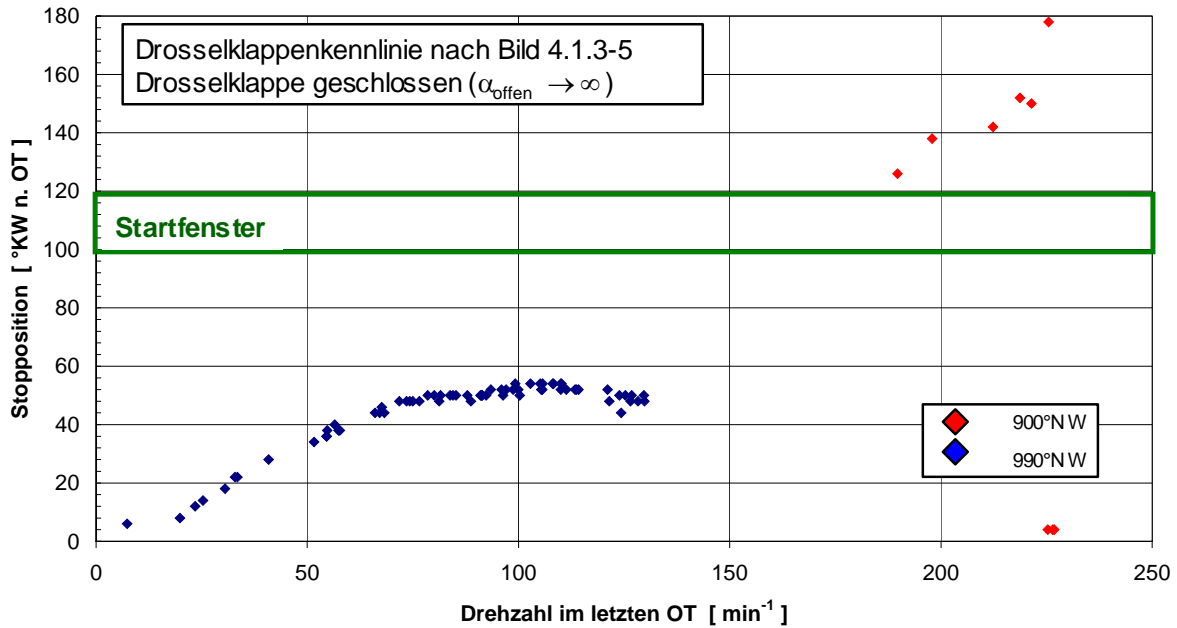


Bild 4.1.6.2.4-3: Stopposition in Abhängigkeit der Drehzahl im letzten OT (Drosselklappe geschlossen)

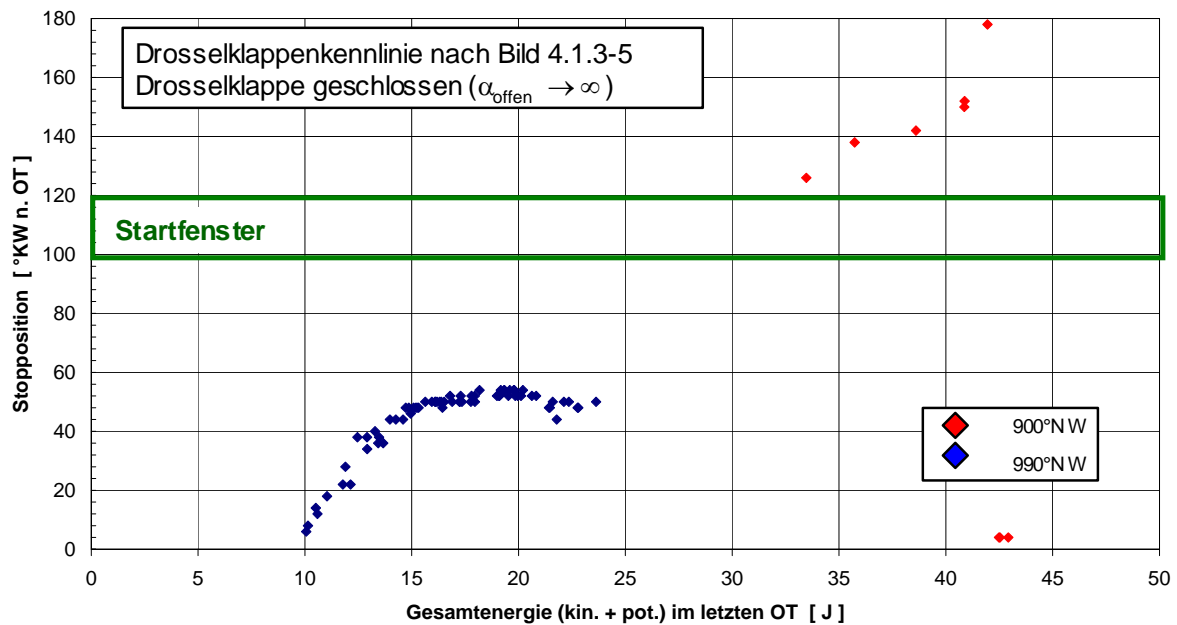


Bild 4.1.6.2.4-4: Stopposition in Abhängigkeit der Gesamtenergie im letzten OT (Drosselklappe geschlossen)

In Bild 4.1.6.2.4-4 ist die Stopposition statt in Abhängigkeit von der Drehzahl jetzt in Abhängigkeit von der Gesamtenergie (Gl. 4.1.6-1) aufgetragen. Diese Darstellung berücksichtigt im Gegensatz zu der Drehzahldarstellung den Einfluß der Zylinderfüllung. Die Energiedarstellung zeigt ein ähnliches Verhalten, wie die Drehzahldarstellung. Die Betrachtung der Gesamtenergie, die eine Füllungserfassung beinhaltet, zeigt demnach keinerlei Vorteil gegenüber der Drehzahlbetrachtung. Dieses Verhalten kann auch erwartet werden, da mit der verwendeten

Drosselklappenkennlinie die Füllung von Expansions- und Kompressionszylinder näherungsweise gleich ist.

Bild 4.1.6.2.4-5 zeigt die Abhängigkeit der Stopposition von der Motordrehzahl für 80 Motorauslaufvorgänge mit vollständig geöffneter Drosselklappe. Die rot gekennzeichneten Datenpunkte stehen für Auslaufvorgänge, bei denen die Kurbelwelle in einem Summennockenwinkelfenster zwischen  $810^{\circ}\text{NW}$  und  $900^{\circ}\text{NW}$  zum Stillstand kommt. Der letzte OT liegt bei  $810^{\circ}\text{NW}$ . Für die blau gekennzeichneten Datenpunkte befindet sich der letzte OT bei  $900^{\circ}\text{NW}$ .

Es kann jeder OT-Drehzahl ein Streubereich von Stoppositionen zugeordnet werden, der, je nach OT-Drehzahl, bis zu  $30^{\circ}\text{KW}$  (bei 105 /min) umfaßt. Für Drehzahlen zwischen 130 /min und 170 /min bzw. 300 /min und 330 /min beträgt die Streubreite nur etwa  $10^{\circ}\text{KW} - 20^{\circ}\text{KW}$  und die Stoppositionen liegen fast alle im Startfenster.

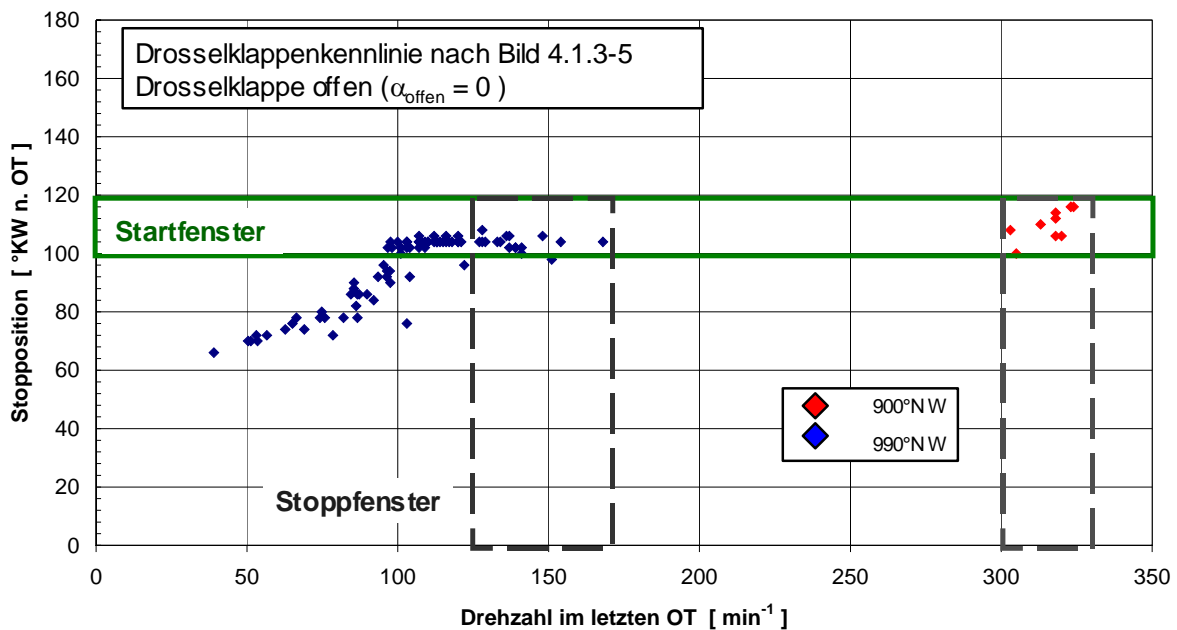


Bild 4.1.6.2.4-5: Stopposition in Abhängigkeit der Drehzahl im letzten OT (Drosselklappe geöffnet)

Die Stopposition in Abhängigkeit von der Gesamtenergie ist in Bild 4.1.6.2.4-6 aufgetragen. Die Darstellung zeigt hinsichtlich der Eignung zur Stoppositions voraus-sage keinerlei Vorteile. Zur Erreichung des Zielfensters muß im letzten OT eine Gesamtenergie von 9 J – 17 J bzw. 54 J – 65 J eingestellt werden.



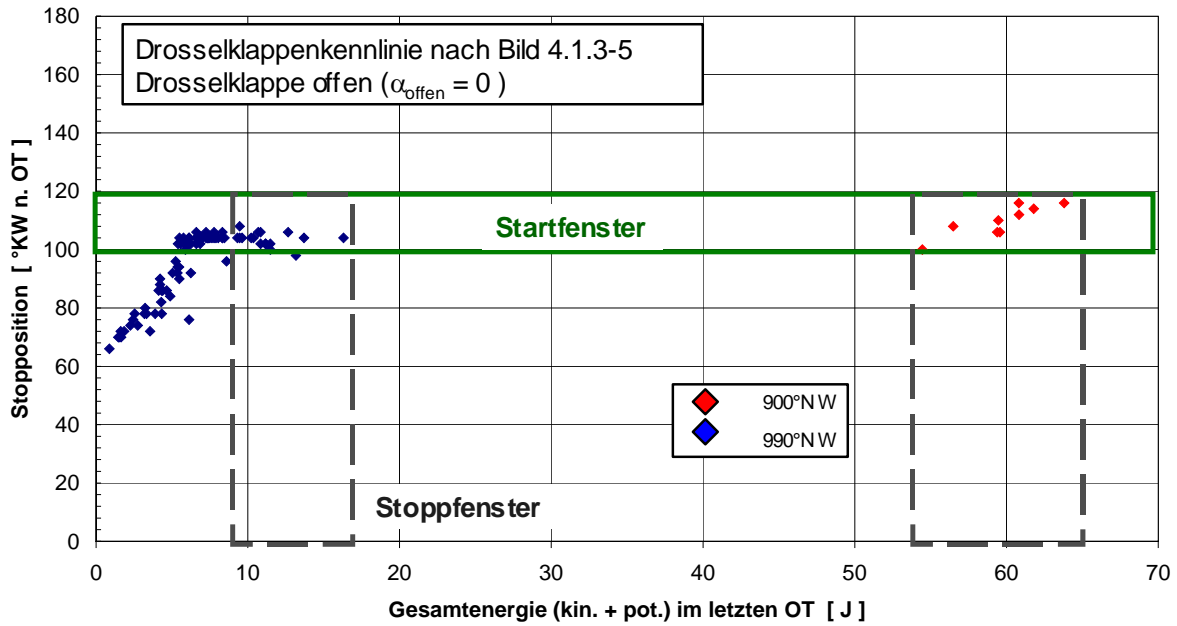


Bild 4.1.6.2.4-6: Stopposition in Abhängigkeit der Gesamtenergie im letzten OT (Drosselklappe geöffnet)

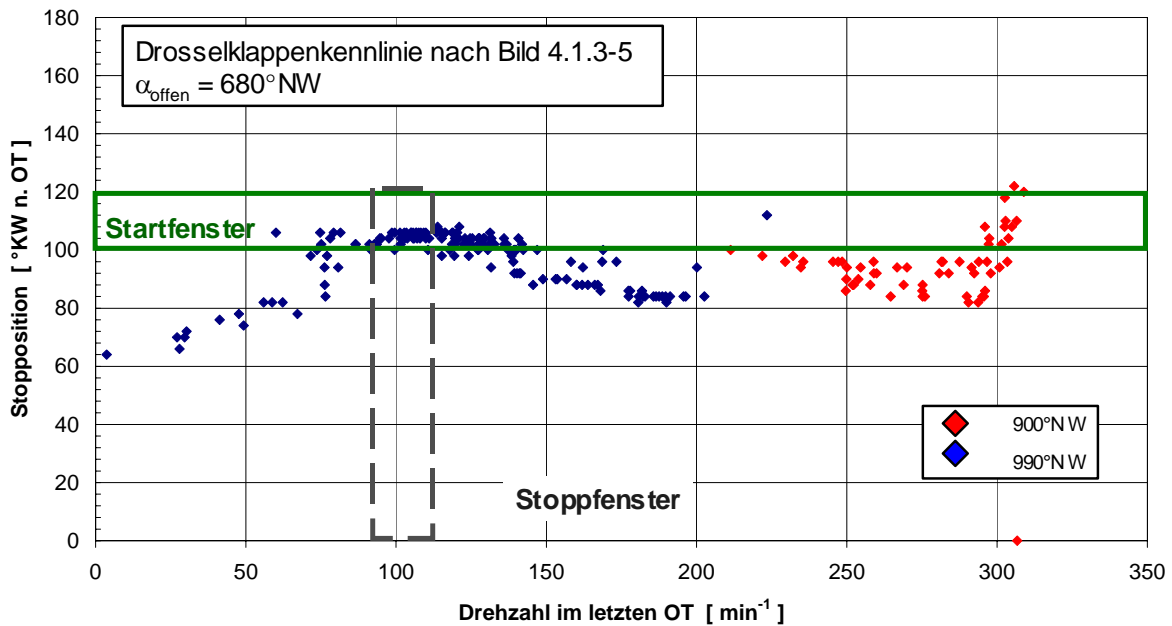


Bild 4.1.6.2.4-7: Stopposition in Abhängigkeit der Drehzahl im letzten OT (Drosselklappe öffnet bei 680°NW)

Bild 4.1.6.2.4-7 zeigt die Abhängigkeit der Stopposition von der Motordrehzahl für 223 Motorauslaufvorgänge. Die Drosselklappe wird bei 680°NW vollständig geöffnet. Die Drosselklappenkennlinie stellt einen guten Kompromiß von Komfortverhalten und Sauerstoffgehalt im Startzylinder dar. Die Öltemperatur liegt bei diesen Messungen in einem breiten Feld von 43°C – 80°C.

Es kann jeder OT-Drehzahl ein Streubereich der Stopposition zugeordnet werden. Die Breite dieses Streubandes beträgt, je nach OT-Drehzahl, in weiten Bereichen bis zu 25°KW (z. B. bei 80 /min). Für Drehzahlen zwischen 90 /min und 115 /min beträgt die Streubreite nur etwa 8°KW und die Stoppositionen liegen fast alle im Startfenster, allerdings sehr nah an der unteren Begrenzung, so daß die Robustheit einer Stoppositionseinstellung durch Drehzahlregelung im letzten OT für die verwendete Drosselklappenstrategie bei Auswertung der Drehzahl fraglich erscheint.

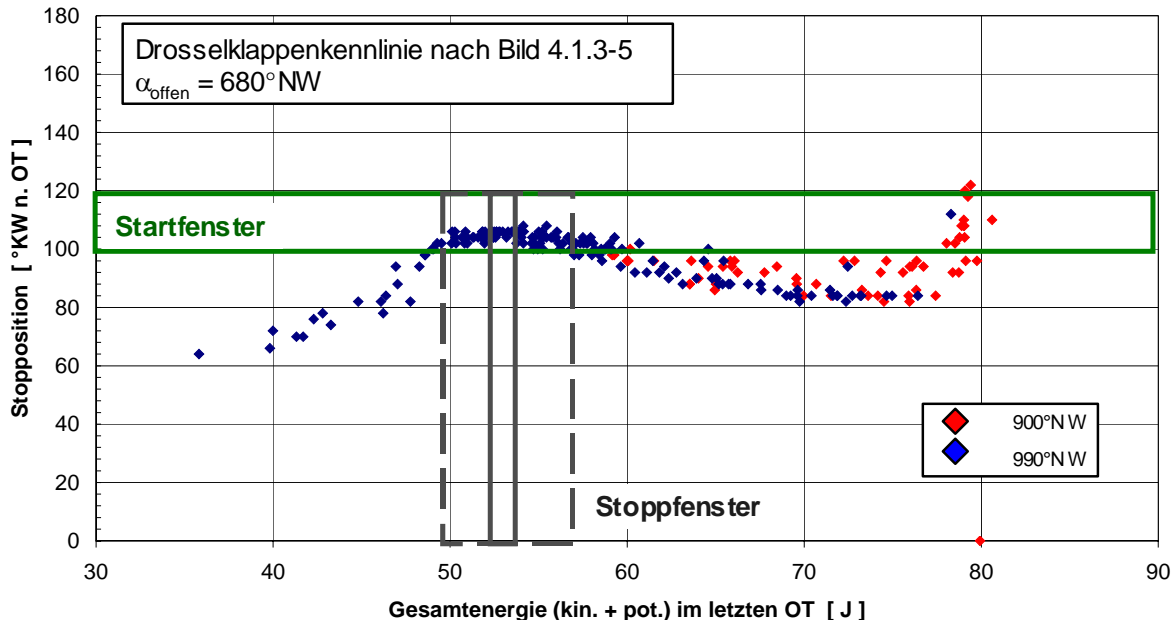


Bild 4.1.6.2.4-8: Stopposition in Abhängigkeit der Gesamtenergie im letzten OT (Drosselklappe öffnet bei 680°NW)

In Bild 4.1.6.2.4-8 ist die Stopposition in Abhängigkeit von der Gesamtenergie für dieselben Messungen dargestellt. Es kann jedem Betrag der Gesamtenergie ein Streubereich der Stopposition zugeordnet werden. Die Breite dieses Streubandes beträgt, je nach OT-Drehzahl, in weiten Bereichen weniger als 20°KW und ist damit um mehr als 20 % kleiner als bei der rein drehzahlbezogenen Darstellung (Bild 4.1.6.2.4-7). Die Auswertung mit Betrachtung der Gesamtenergie ist demnach bei Verwendung der Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.5-5 (Öffnung bei 680°NW) wesentlich geeigneter zur Vorhersage der Stopposition als die drehzahlbezogene Auswertung. Offensichtlich ist mit Erfassung der Zylinderfüllung ein besseres Vorhersagergebnis zu erzielen, als ohne Erfassung der Zylinderfüllung, wenn, im Gegensatz zu den zuvor betrachteten Drosselklappenkennlinien (Bild 4.1.6.2.4-3 bis Bild 4.1.6.2.3-1), die Zylinderfüllung während des Auslaufvorgangs verändert wird.

Für eine Gesamtenergie zwischen 49 J und 57 J (entspricht bei konstanter potentieller Energie einer Drehzahlbandbreite von etwa 240 /min) beträgt die Streubreite nur etwa 8°KW. Die Stoppositionen liegen alle im Startfenster, allerdings sehr nah an der unteren Begrenzung, so daß die Robustheit fraglich erscheint. Im Energiefenster zwischen 53 J und 54 J (entspricht bei konstanter potentieller Energie einer Drehzahlbandbreite von etwa 30 /min) beträgt die Streubreite weniger 5°KW. Die Stopposition liegt im Fenster (105 – 110)°KW n. OT. Bei Einhaltung dieses Fensters für die Gesamtenergie im letzten OT kann die Stopposition relativ sicher getroffen werden.

Das Drehzahlband erscheint allerdings sehr eng. Viele der Stoppositionen liegen bei Winkelwerten unterhalb des Startfensters. Eine hinsichtlich der Stoppositionsoptimierung erfolgreichere Drosselklappenstrategie muß demnach die Stopposition in Richtung größerer Abstellwinkel verschieben.

Dazu bietet sich eine Strategie nach Bild 4.1.3-3 an, bei der durch fallenden Saugrohrdruck während der Auslaufphase bei Befüllung der Stoppzylinder eine spätere Stopposition erzielt werden soll. Die Abhängigkeit der Stopposition von der Motordrehzahl für 70 Motorauslaufvorgänge unter Anwendung der Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-3 (mit  $n_1 = 690$  /min und  $n_2 = 500$  /min) ist in Bild 4.1.6.2.4-9 dargestellt.

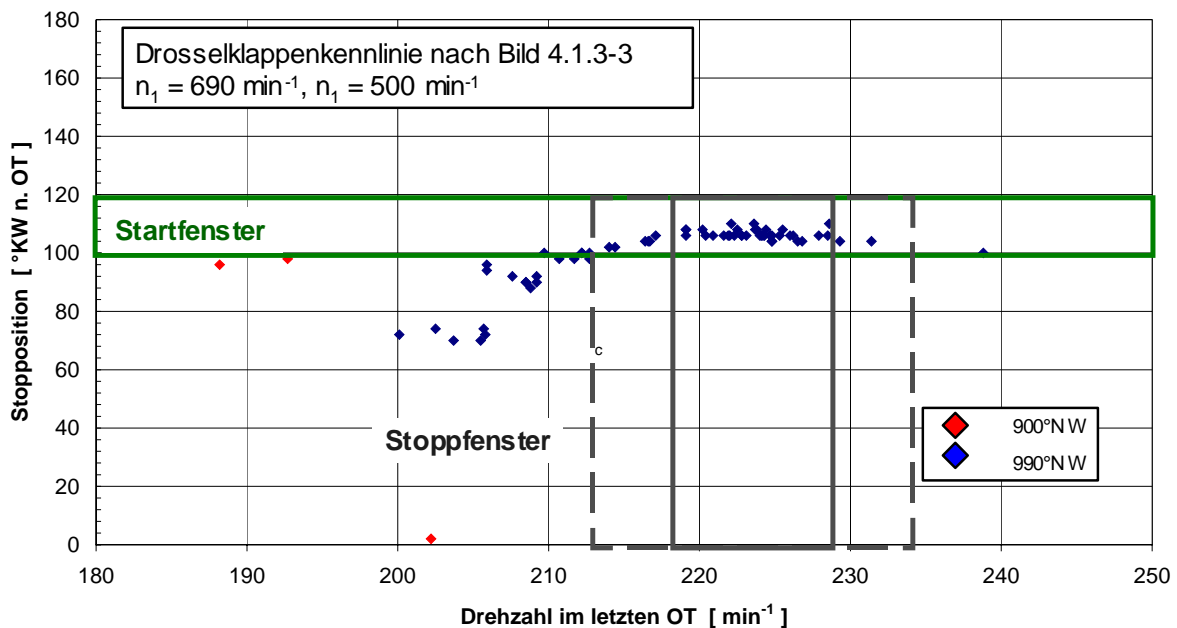


Bild 4.1.6.2.4-9: Stopposition in Abhängigkeit der Drehzahl im letzten OT (Drosselklappe öffnet bei 690 /min und schließt bei 500 /min)

Die Stoppositionen liegen in einem relativ großen Drehzahlbereich (213 /min – 235 /min) innerhalb des Startfensters. Ihre Streubreite beträgt dort nur etwa 5°KW. Im Drehzahlbereich 218 /min – 229 /min liegt die Stopposition sogar mitten im Startfenster, so daß mit einer Einstellung der Motordrehzahl in diesem Bereich eine sichere Positionierung für den anschließenden Wiederstart erfolgen kann.

Die Abhängigkeit der Stopposition von der Gesamtenergie ist in Bild 4.1.6.2.4-10 dargestellt. Im Bereich 81,5 J – 85,5 J (entspricht bei konstanter potentieller Energie einer Drehzahlbandbreite von etwa 120 /min) liegt die Stopposition mit einem Streuband von etwa 5°KW mitten im Startfenster. Mit einer Einstellung der Gesamtenergie in diesem Bereich kann bei dem untersuchten Motor eine sichere Positionierung für den anschließenden Wiederstart erfolgen.

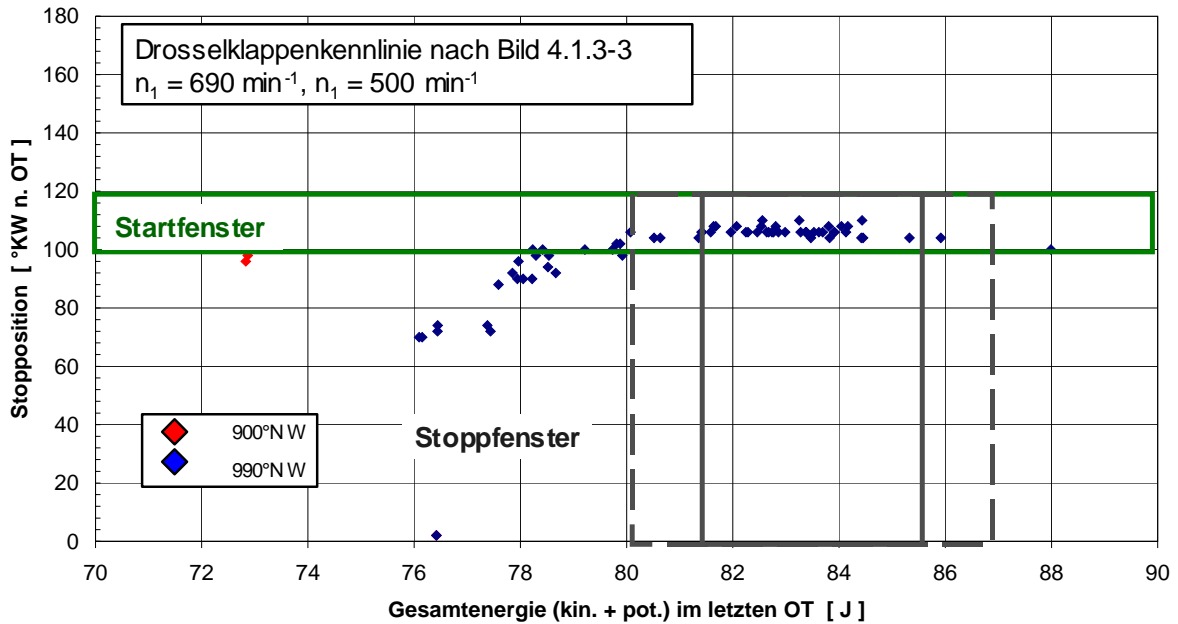


Bild 4.1.6.2.4-10: Stopposition in Abhängigkeit der Gesamtenergie im letzten OT (Drosselklappe öffnet bei 690 /min und schließt bei 500 /min)

#### 4.1.6.2.5 Eignung der Drosselklappe zur Kurbelwellenpositionierung

Trotz maximalen Aufwands zur Einstellung konstanter Abschaltbedingungen am Versuchsmotor ist es, unabhängig von der verwendeten Drosselklappenstrategie, nicht möglich, reproduzierbar eine Stopposition per Drosselklappensteuerung einzustellen (Kapitel 4.1.6.2.3 und 4.1.6.2.4).

Selbst wenn die Schwankungen der Leerlaufdrehzahl sowie der Öl- und Wassertemperatur durch die selektive Auswahl von Messungen ausgeblendet werden, ist es dennoch unmöglich, den Stoppzylinder oder gar die Stopposition zum Zeitpunkt des Abschaltens vorauszusagen. Es kann daher kein Sollverlauf der Drosselklappenposition angegeben werden, der es ermöglicht, eine vorgegebene Stopposition einzustellen.

Einen großen, sehr stark schwankenden Einfluß hat die letzte Verbrennung, die nach dem Abschalten der Kraftstoffzufuhr und der Zündung noch stattfindet. Dieser Einfluß kann auch durch die Wahl des Unterbrechungszeitpunktes nicht eliminiert werden. Prinzipiell gibt es – für den vorliegenden Fall eines 4-Zylinder-4-Takt-Ottomotors - pro Zyklus nur 8 in ihrer Wirkung unterschiedliche Zustände zur Einleitung der Auslaufphase (nach Einspritzung Zylinder 1, nach Zündung Zylinder 1, nach Einspritzung Zylinder 2 usw.).

Nach dem Ende sämtlicher Verbrennungen wird der Auslaufvorgang reproduzierbarer. Es gelingt allerdings nicht, den Abstellzylinder für jeden Motorauslauf zu 100 % richtig vorauszusagen. Zudem ist selbst am letzten OT vor Motorstillstand eine Vorhersage der Abstellposition für alle vorkommenden Fälle nicht möglich.

Zumindest für den einen untersuchten Motor kann man aber Drehzahlbereiche bzw. Energiezustände zu bestimmten Punkten während des Motorauslaufs definieren, die eingestellt werden müssen, damit eine vorgegebene Stopposition und ein ausgesuchter Abstellzylinder erreicht werden (Stopposition: letzter OT, Stoppzylinder bereits nach einer Kurbelwellenumdrehung Motorauslauf). Der Zusammenhang zwischen Stopposition und Drehzahlverlauf bzw. Energiezustand ist relativ robust gegenüber der Öltemperatur, zumindest im untersuchten Bereich zwischen 43°C und 80°C. Die Übertragbarkeit dieser Zusammenhänge auf andere Motoren bzw. andere Motorzustände (Verschleiß, Einlaufzustand, Betriebsstoffe, Serienstreuung usw.) ist im Rahmen dieser Arbeit nicht geklärt worden und muß noch untersucht werden.

Die Empfindlichkeit des Motorauslaufverhaltens auf einzelne Betriebsparameter wird in Kapitel 4.2.3 (Modellierung des Abstellvorgangs: Parametervariation – Einfluß auf die Stopposition) detailliert beschrieben.

Die Kenntnis der hergeleiteten Zusammenhänge von der Drehzahl im letzten OT und der Stopposition bzw. den verschiedenen OT-Drehzahlen und dem Abstellzylinder reicht allerdings allein noch nicht aus, um die Stopposition zu regeln. Dazu bedarf es eines Aktuators, mit dem die entsprechenden Drehzahlen bzw. Energiezustände eingestellt werden können. Die Verwendung der Drosselklappe zur Regelung der OT-Drehzahlen erscheint dabei sehr zweifelhaft, da die Zeitkonstante der Saugrohrdruckänderung beim Schließen der Drosselklappe sehr groß ist im Vergleich zur Abstellzeit des Motors. Wie aus Bild 4.1.6.2.1-9 und Bild 4.1.6.2.1-10 ersichtlich, benötigt der Saugrohrdruck nach dem Schließen der Drosselklappe etwa 0,5 s um von 1 bar auf 0,78 bar zu fallen. Der Motorauslaufvorgang ist dabei nur ca. 1 s lang.

Letztendlich wählt man den Saugrohrdruckverlauf am besten so, daß die mittlere Stopposition im Zielfenster für den Start liegt. Dazu bietet sich eine Drosselklappenkennlinie nach Bild 4.1.3-3 an, bei der durch fallenden Saugrohrdruck während der Auslaufphase die Stopposition nach spät verschoben wird. Die Einstellung der Soll-drehzahlen in den einzelnen OT muß mit anderer Aktuatorik als der Drosselklappe geschehen.

## 4.2 Simulation des Motorauslaufs (Stopposition)

Um den Einfluß einzelner Parameter auf das Motorauslaufverhalten erfassen und quantifizieren zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Simulationsmodell generiert, mit dem der Motorauslaufvorgang detailliert untersucht wurde. Die Simulation, samt Modellkalibrierung und Parametervariation, wurde dabei als Diplomarbeit vergeben und betreut [95].

### 4.2.1 Modellierung des Abstellvorgangs

Die allgemeine Struktur des Simulationsmodells eines 4-Zylinder-Reihenmotors ist in Bild 4.2.1-1 dargestellt. Das Simulationsmodell berücksichtigt die mechanischen und thermodynamischen Vorgänge während des Stoppvorgangs. Dabei umfaßt das Gesamtmodell Teilmodelle für alle wesentlichen Vorgänge während eines Arbeitsspiels.

Aus der Modellierung der thermodynamischen Abläufe im Zylinder ergibt sich der Zylinderdruck, der unter Berücksichtigung der Zylinderdynamik ein Gasmoment erzeugt, welches auf die Kurbelwelle wirkt. Weiterhin wird mit einem detaillierten Reibmodell das effektive Reibmoment bestimmt. Im Reibmodell wird die Reibung der Kolbengruppe, des Ventiltriebs, der Kurbelwellenlager und der Nebenaggregate berücksichtigt. Das Gasmoment, das Reibmoment und die Massenmomente der Trägheitsreaktionen gehen in die Drehmomentbilanz ein. Aus dem bilanzierten Gesamtdrehmoment wird über das Trägheitsmoment (welches winkelabhängig ist) die Winkelbeschleunigung berechnet, die nach zweifacher Integration zum Kurbelwinkel den Fortschritt der Simulationsrechnung bestimmt. Das gesamte Modell wird in Matlab/Simulink erstellt [95].

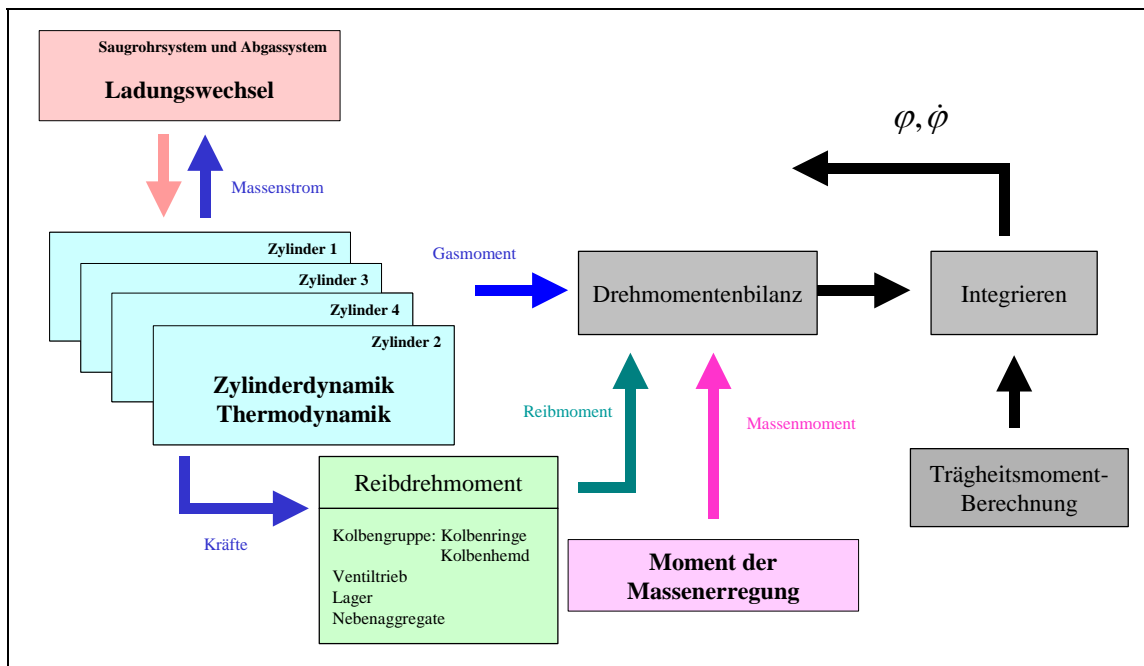


Bild 4.2.1-1: Struktur des Motormodells

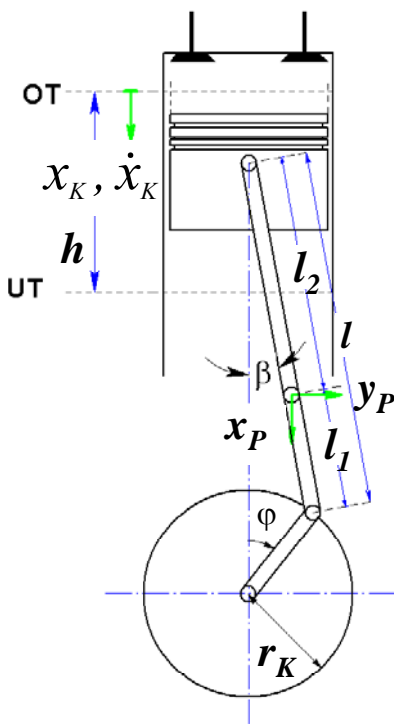
Das Motormodell wird in folgende Subsysteme aufgeteilt.

- (a) Kinematik des Kurbeltriebes
- (b) Bilanzgleichung
- (c) Gasmomentberechnung
- (d) Ladungswechsel und Massenströme
- (e) Reibmomentberechnung
- (f) Massenmoment

Jedes Subsystem wird für sich modelliert.

#### 4.2.1.1 Kinematik des Kurbeltriebes

Der Kolbenweg wird abhängig vom Kurbelwinkel mit folgenden trigonometrischen Zusammenhängen bestimmt [96]:



Kolbenweg ( $x_k$ )

$$x_k = r_k \cdot \left( 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_p} \cdot \cos \beta \right)$$

$$x_k = r_k \cdot \left( 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_p} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_p^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right) \quad (\text{Gl. 4.2.1-1})$$

mit:  $r_k$  Kurbelradius,  $\varphi$  Kurbelwinkel,  
 $\lambda_p = r_k/l$  Pleuelstangenverhältnis  
 $\beta$  Schwenkwinkel der Pleuelstange.

Kolbengeschwindigkeit  $\left( v_k = \dot{x}_k = \frac{dx_k}{dt} \right)$

$$v_k = r_k \cdot \omega \cdot \left( \sin \varphi + \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right) \quad (\text{Gl. 4.2.1-2})$$

mit:  $\omega$  Winkelgeschwindigkeit.

Bild 4.2.1.1-1: Kinematik des Kurbeltriebes

Das aktuelle Brennraumvolumen  $V_{Zyl}$  setzt sich aus dem Kompressionsvolumen  $V_c$  und dem aktuellen Hubvolumen (Kolbenfläche  $A_k$  · Kolbenweg  $x_k$ ) zusammen:

$$V_{Zyl} = V_c + A_k \cdot x_k$$

$$V_{Zyl} = V_c + A_k \cdot r_k \cdot \left( 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_p} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_p^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right) \quad (\text{Gl. 4.2.1-3})$$

### 4.2.1.2 Bilanzgleichung

Das Gesamtmoment an der Pleuellingsachse wird aus dem Gasmoment der einzelnen Zylinder, dem Reibmoment und dem Moment der Massenkräfte (Massenmoment) an der Pleuellingsachse wie folgt berechnet:

$$\sum_z M_{\text{Gasmoment},z}(\varphi, p_{\text{Zyl},z}) - M_{\text{Reibung}}(\varphi, \omega, p_{\text{Zyl},z}, \mathcal{G}, \dots) - M_{\text{Masse}} = 0 \quad (\text{Gl. 4.2.1-4})$$

Die Berechnung des Gasmomentes, die Reibungsverlustanalyse und die Berechnung des Massenmomentes werden in den nachfolgenden Kapiteln beschrieben.

### 4.2.1.3 Gasmoment

Die auf den Pleuellingsachse wirkende Gasdruckkraft kann in eine vom Pleuellingsachse an der Pleuellingsachse abgestützte Seitenkraft und in eine Pleuellingsachse parallel zur Pleuellingsachse zerlegt werden. Die Pleuellingsachse wiederum besitzt eine an der Pleuellingsachse tangential angreifende Komponente, die zusammen mit dem Pleuellingsradius das Drehmoment an der Pleuellingsachse bewirkt.

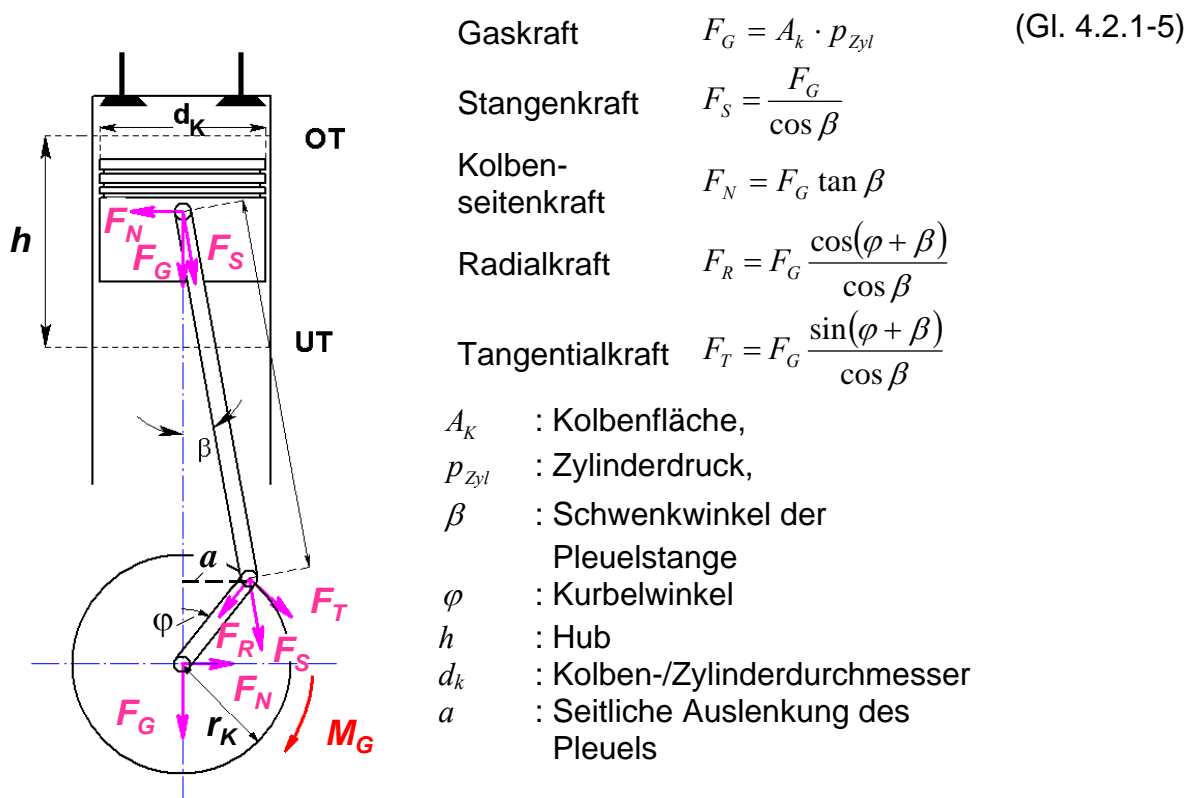


Bild 4.2.1.3-1: Gaskraftzerlegung am Pleuellingsachse

Das Gasmoment, das an der Pleuellingsachse angreift, ergibt sich zu:

$$M_{\text{Gasmoment}} = F_T \cdot r_k \quad (\text{Gl. 4.2.1-6})$$



Mit Gleichung (Gl. 4.2.1-5) und mit trigonometrischen Umformungen gilt:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Gasmoment}} &= (p_{\text{Zyl}} - p_{\text{Kurbelgehäuse}}) \cdot A_k \cdot r_k \cdot \left( \sin \varphi + \frac{\sin \beta \cos \varphi}{\cos \beta} \right) \\
 &= (p_{\text{Zyl}} - p_{\text{Kurbelgehäuse}}) \cdot A_k \cdot r_k \cdot \left( \sin \varphi + \lambda_p \cdot \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_p^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \quad (\text{Gl. 4.2.1-7})
 \end{aligned}$$

mit:  $\lambda_p = r_k / l$ : Pleuelstangenverhältnis,  $r_k$ : Kurbelradius,  $l$ : Pleuelstangenlänge  
 $A_k$ : Kolbenfläche,  $p_{\text{Kurbelgehäuse}}$ : Druck im Kurbelgehäuse,  $p_{\text{Zyl}}$  Druck im Zylinder

Dabei wird der Druck im Kurbelgehäuse näherungsweise dem Umgebungsdruck gleichgesetzt:  $p_{\text{Kurbelgehäuse}} \approx p_{\text{Umgebung}} \approx 1\text{bar}$

Zur Vereinfachung der Gleichung (Gl. 4.2.1-7) wird definiert:

$$K(\varphi) = \sin \varphi + \lambda_p \cdot \frac{\sin \varphi \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_p^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \quad (\text{Gl. 4.2.1-8})$$

Mit Gleichung (Gl. 4.2.1-8) ergibt sich aus Gleichung (Gl. 4.2.1-7) das Gasmoment zu:

$$M_{\text{Gasmoment}} = (p_{\text{Zyl}} - p_{\text{Kurbelgehäuse}}) \cdot A_k \cdot r_k \cdot K(\varphi) \quad (\text{Gl. 4.2.1-9})$$

#### 4.2.1.4 Ladungswechsel

Beim Abstellvorgang des Motors ist der Ladungswechsel von großer Bedeutung, da die im Zylinder eingeschlossene Gasmasse als Feder wirkt, deren Federsteifigkeit von der Füllung des Zylinders abhängt. Die Zylinderfüllung wird vom Saugrohrdruck bei der Steuerzeit „Einlaß schließt“ (Es) bestimmt. Der Saugrohrdruck wiederum hängt von der Drosselklappenstellung während des Motorauslaufs ab.

Der Ladungswechsel wird mit der Füll- und Entleermethode berechnet [95]. Diese Berechnung wird auf Basis des gemessenen Zylinderdruckes ohne Druckmessungen im Ein- und Auslaßsystem und durch Ansatz der Energiegleichung und der Gasgleichung durchgeführt. Die Genauigkeit dieses Verfahrens ist allerdings begrenzt, da die Berechnung für die Ventilüberschneidungsphase weitgehend auf Annahmen der Restgasdurchmischung beruht. Brauchbare Ergebnisse sind deshalb nur bei Motoren mit geringer Ventilüberschneidung zu erwarten. Vor allem bei Motoren mit vollvariablen Ventiltrieben, bei denen zum Teil sehr große Ventilüberschneidungen auftreten, ist die Ergebnisqualität nicht ausreichend [97].

Beim simulierten Motor ist während des Motorauslaufs keine Ventilüberschneidung vorhanden. Durch Experimente wurde belegt, daß auch mit der maximal betrachteten Ventilüberschneidung von 12°KW noch genügend genaue Ergebnisse erzielt werden. Für den simulierten Motor reicht die Genauigkeit des Verfahrens somit aus.

#### 4.2.1.4.1 Berechnung der Zustandsgrößen am Ventil

Im Modell wird der Zylinder als ein Behälter mit zeitlich veränderlichem Volumen angenommen. Der Gasdruck im Zylinder wird dabei von folgenden Größen beeinflusst [98].

- Volumenänderungsarbeit infolge der Kolbenbewegung,
- einströmendes Frischgas
- ausströmendes Abgas
- Wärmeaustausch zwischen dem Gas im Zylinder mit den Wänden des Arbeitsraumes

Zur Berechnung des Ladungswechsels werden isentrope Zustandsänderungen angesetzt [98]. Bei Betrachtung des Ladungswechsels als stationärem Fließprozeß gilt der 1. Hauptsatz der Wärmelehre in differentieller Form [98].

$$\dot{Q} + \sum \dot{H} = \dot{U} + \dot{W} \quad (\text{Gl. 4.2.1-10})$$

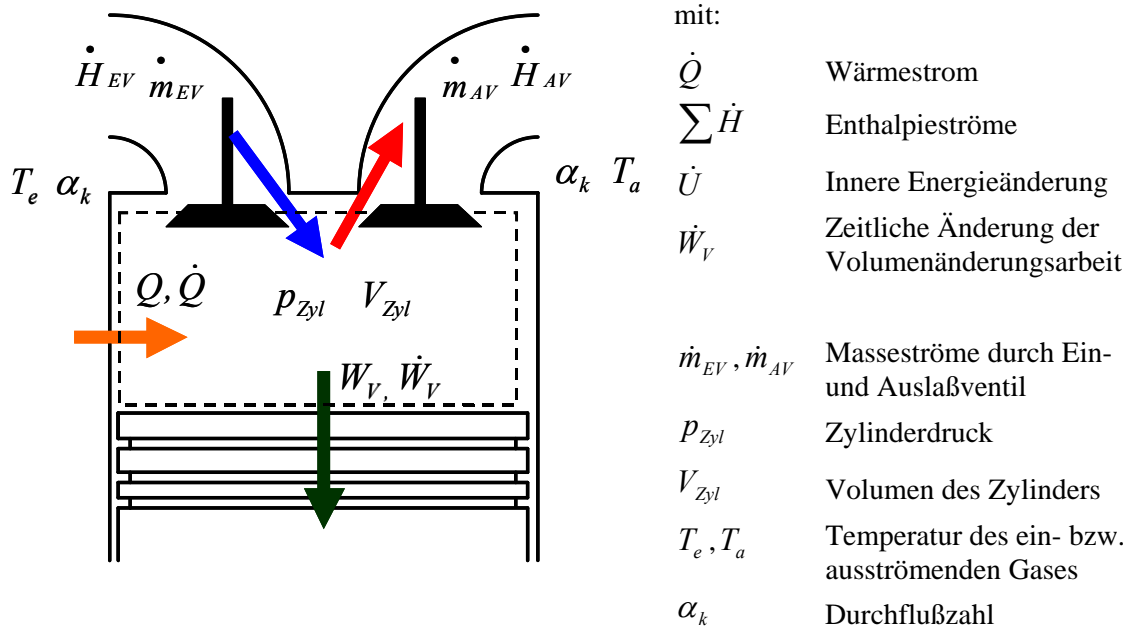


Bild 4.2.1.4.1-1: Zylinder des Motors als Behälter mit zeitveränderlichem Volumen

Die Berechnung der inneren Energie erfolgt mittels der kalorischen Zustandsgleichung unter Annahme der Gültigkeit der idealen Gasgleichung:

$$U = m \cdot c_v \cdot T = c_v \cdot \frac{p \cdot V}{R} \quad (\text{Gl. 4.2.1-11})$$

Die Änderung der inneren Energie  $\dot{U}$  ergibt sich aus der zeitlichen Ableitung von Gleichung (Gl. 4.2.1-11):

$$\dot{U} = \frac{c_v}{R} \cdot \frac{d}{dt}(p \cdot V) \quad (\text{Gl. 4.2.1-12})$$

Für die Volumenänderungsarbeit  $\dot{W}_V$  gilt [99]:

$$dW_V = p \cdot dV \quad (\text{Gl. 4.2.1-13})$$

Die Summe der zu betrachtenden Enthalpieströme  $\sum \dot{H}$  ergibt sich für ein ideales Gas wie folgt:

$$\sum \dot{H} = \dot{H}_{EV} - \dot{H}_{AV} = c_p \cdot T_e \cdot \dot{m}_{EV} - c_p \cdot T_a \cdot \dot{m}_{AV} \quad (\text{Gl. 4.2.1-14})$$

Unter Vernachlässigung des Wärmeaustausches  $\dot{Q}$  ergibt sich aus Gleichung (Gl. 4.2.1-10):

$$c_p \cdot T_e \cdot \dot{m}_{EV} - c_p \cdot T_a \cdot \dot{m}_{AV} = \frac{c_v}{R} \cdot V_{Zyl} \cdot \dot{p}_{Zyl} + \frac{c_v}{R} p_{Zyl} \cdot \dot{V}_{Zyl} + p_{Zyl} \cdot \dot{V}_{Zyl} \quad (\text{Gl. 4.2.1-15})$$

Die Differenz der beiden spezifischen Wärmekapazitäten des idealen Gases ist gleich der spezifischen Gaskonstanten  $R$  und somit unabhängig von der Temperatur, obwohl  $c_p$  und  $c_v$  mit den Temperaturen veränderlich sind [99]:

$$c_p - c_v = R \quad (\text{Gl. 4.2.1-16})$$

Somit kann der Zylinderdruck  $p_{Zyl}$  wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned} \dot{p}_{Zyl} &= -\kappa \cdot p_{Zyl} \cdot \frac{\dot{V}_{Zyl}}{V_{Zyl}} + \kappa \cdot R_{Luft} \cdot \frac{T_e}{V_{Zyl}} \cdot \dot{m}_{EV} - \kappa \cdot R_{Luft} \cdot \frac{T_a}{V_{Zyl}} \cdot \dot{m}_{AV} \\ p_{Zyl} &= \int_{t_o}^{t_{end}} \dot{p}_{Zyl} dt \end{aligned} \quad (\text{Gl. 4.2.1-17})$$

mit:

- $\kappa = c_p / c_v$  : Isentropenexponent
- $R_{Luft}$  : Spezifische Gaskonstante für Luft
- $\dot{m}_{EV}$  und  $\dot{m}_{AV}$  : Massenströme an Ein- und Auslaßventil

Die Massenströme an Ein- und Auslaßventil  $\dot{m}_{EV}$  und  $\dot{m}_{AV}$  sind mit Hilfe der Durchflußgleichungen für Drosselstellen berechenbar [100] (Kapitel 4.2.1.4.3). Sowohl das Zylindervolumen  $V_{Zyl}$  als auch dessen zeitliche Ableitung lassen sich analytisch ermitteln. Die zeitliche Ableitung des Zylindervolumens wird mit Hilfe der Gleichungen (Gl. 4.2.3-1) und (Gl. 4.2.1-2) wie folgt berechnet (mit  $K(\varphi)$  aus Gleichung (Gl. 4.2.1-8)):

$$\begin{aligned}\dot{V}_{Zyl} &= \frac{dV_{Zyl}}{dt} = A_k \cdot v_k \\ &= A_k \cdot r_k \cdot \omega \cdot \left( \sin \varphi + \lambda_p \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\cos \beta} \right) \\ &= A_k \cdot r_k \cdot \omega \cdot K(\varphi)\end{aligned}\quad (\text{Gl. 4.2.1-18})$$

#### 4.2.1.4.2 Massenstrom

Für den Massenstrom an den Auslaß- und Einlaßventilen und der Drosselklappe gilt:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_s = A_s \cdot c_s \cdot \rho_s \quad (\text{Gl. 4.2.1-19})$$

mit:  $c_s$  : Geschwindigkeit im Strömungsquerschnitt

$\rho_s$  : Dichte im Strömungsquerschnitt

$A_s$  : isentroper Strömungsquerschnitt.

Für den Ladungswechsel ist der isentrope Strömungsquerschnitt  $A_s$  der Ventile (Bild 4.2.1.4.2-1) von Bedeutung und nicht der geometrische Öffnungsquerschnitt.

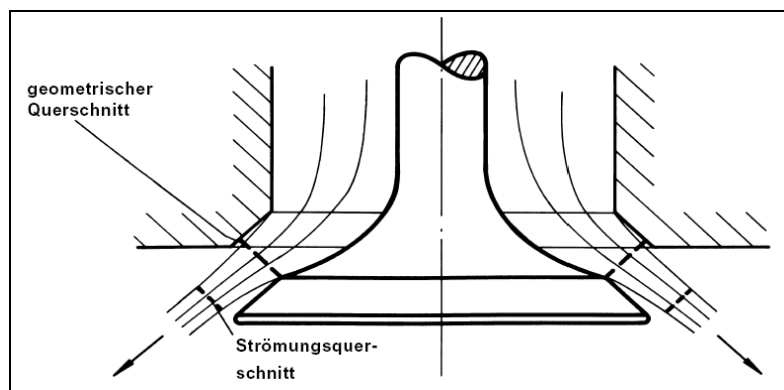


Bild 4.2.1.4.2-1: Strömungsquerschnitt der Ventile [96]

Die Geschwindigkeit im Strömungsquerschnitt  $c_s$  und die Dichte  $\rho_s$  wird wie folgt berechnet [96]:

1. für  $p_{Saugrohr} > p_{Zyl}$

$$\begin{aligned}c_s &= \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_{Saugrohr}}{\rho_{Saugrohr}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{Zyl}}{p_{Saugrohr}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \\ \rho_s &= \rho_{Saugrohr} \cdot \left( \frac{p_{Zyl}}{p_{Saugrohr}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}\end{aligned}\quad (\text{Gl. 4.2.1-20})$$

2. für  $p_{\text{Saugrohr}} \leq p_{\text{Zyl}}$

$$c_s = -\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_{\text{Zyl}}}{\rho_{\text{Zyl}}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Zyl}}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}$$

(Gl. 4.2.1-21)

$$\rho_s = \rho_{\text{Zyl}} \cdot \left( \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Zyl}}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Bei überkritischem Druckverhältnis  $\frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Zyl}}} < \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$  bzw.  $\frac{p_{\text{Zyl}}}{p_{\text{Saugrohr}}} < \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$ ,  
d.h. im schallnahen Bereich, ist in den Gleichungen (Gl. 4.2.1-20) und (Gl. 4.2.1-21)

das Druckverhältnis durch  $\left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$  zu ersetzen. Bei Luft mit  $\kappa = 1,4$  liegt das

kritische Druckverhältnis bei  $\left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,528$ .

Die Ermittlung des isentropen Strömungsquerschnittes  $A_s$  eines Ventils in Abhängigkeit vom Ventilhub erfolgt im stationären Strömungsversuch. Der Zylinderkopf samt dem im Hub veränderlichen Ventil wird dabei mit Preßluft durchströmt. Dabei wird die Durchfließzahl  $\alpha_k$  (ein Maß für den Durchflußwiderstand des Ventils) ermittelt. Der Zusammenhang zwischen dem isentropen Strömungsquerschnitt und der Durchfließzahl ist in Gleichung (Gl. 4.2.1-22) dargestellt. Die an den relevanten Versuchsmotoren gemessenen Durchfließzahlen sind in Abhängigkeit des Ventilhubs in Bild 4.2.1.4.3-2 dargestellt.

$$\alpha_k = \frac{A_s}{A_k} \tag{Gl. 4.2.1-22}$$

mit:  $A_k$ : Kolbenfläche,  $A_s$  Strömungsquerschnitt

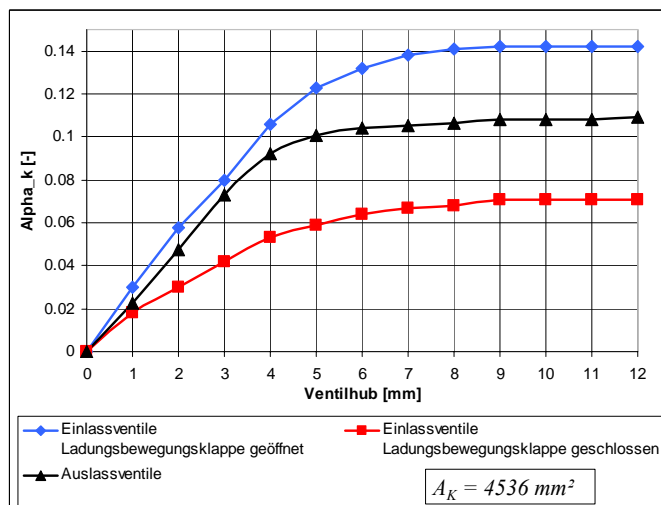


Bild 4.2.1.4.3-2: Durchfließzahl  $\alpha_k$  in Abhängigkeit des Ventilhubs

Der Massenstrom durch die Drosselklappe wird als reibungsbehaftete Strömung angenommen. Weil der Druck im Saugrohr während des Leerlaufs und des Motorauslaufs auch beim aufgeladenen Motor kleiner oder gleich dem Umgebungsdruck ist ( $p_{\text{Saugrohr}} \leq p_{\text{Umgebung}}$ ), können die Geschwindigkeit und die Dichte im Strömungsquerschnitt wie folgt berechnet werden [100]:

$$c_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{\rho_{\text{Saugrohr}}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Umgebung}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (\text{Gl. 4.2.1-23})$$

$$\rho_s = \rho_{\text{Umgebung}} \cdot \left( \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Umgebung}}} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Unter Verwendung von Gleichungen (Gl. 4.2.1-23) kann (Gl. 4.2.1-19) Gleichung wie folgt umgeformt werden:

$$\dot{m}_{DK} = A_s \cdot \sqrt{2 \cdot p_{\text{Umgebung}} \cdot \rho_{\text{Umgebung}}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Umgebung}}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Umgebung}}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (\text{Gl. 4.2.1-24})$$

In Gleichung (Gl. 4.2.1-24) wird die Ausflußfunktion  $\psi$  definiert:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Umgebung}}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Umgebung}}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (\text{Gl. 4.2.1-25})$$

Gleichung (Gl. 4.2.1-24) kann somit wie folgt dargestellt werden:

$$\dot{m}_{DK} = A_s \cdot \sqrt{2 \cdot p_{\text{Umgebung}} \cdot \rho_{\text{Umgebung}}} \cdot \psi \quad (\text{Gl. 4.2.1-26})$$

Die Ausflußfunktion ist eine Funktion der Druckdifferenz zwischen Umgebung und Saugrohr, sowie dem Isentropenexponenten. In der Praxis wird die Ausflußfunktion als Kennlinie dargestellt. Auch hier muß das überkritische Druckverhältnis

$\frac{p_{\text{Saugrohr}}}{p_{\text{Umgebung}}} \geq \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$  beachtet werden. In diesem Bereich bleibt die Ausflußfunktion konstant und der maximale Massenstrom ist erreicht. Zu Simulationszwecken wird die Durchflußfunktion normiert ( $\psi_{\text{norm}}$ ) und der Term  $A_s \cdot \sqrt{2 \cdot p_{\text{Umgebung}} \cdot \rho_{\text{Umgebung}}}$  wird als Kennlinie in Abhängigkeit der Drosselklappenstellung angenommen [84].

Ein weiterer im Modell berücksichtigter Massenstrom ist der durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil. Dieser muß zu dem Massenstrom durch die Drosselklappe addiert werden. Das Kurbelgehäuseentlüftungsventil befindet sich in der Verbindung vom Kurbelgehäuse zum Saugrohr, durch die Blow-By-Gas zum Motor

zurückgeführt wird [91] [101]. Bei ganz geöffneter Drosselklappe entsteht ein Überdruck im Kurbelgehäuse, der für den Transport des Blow-By-Gases ins Saugrohr sorgt. Bei fast geschlossener Drosselklappe werden die Gase über das Kurbelgehäuseentlüftungsventil durch den Saugrohrunterdruck angesaugt. Der Volumenstrom durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil wird aus Meßdaten gewonnen. Der Volumenstrom ist proportional zur Druckdifferenz zwischen Saugrohr und Kurbelgehäuse ( $\dot{V} = f(p_{\text{Saugrohr}} - p_{\text{Kurbelgehäuse}})$ ).

Zur Berechnung des Massestroms durch das Kurbelgehäuse wird die ideale Gasgleichung abgeleitet:

$$\frac{d}{dt}(p \cdot V) = \frac{d}{dt}(m \cdot R \cdot T) \quad (\text{Gl. 4.2.1-27})$$

Unter Annahme, daß der Kurbelgehäusedruck und die Saugrohrtemperatur konstant sind, wird der Massenstrom durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil  $\dot{m}_{KGE}$  wie folgt berechnet:

$$\dot{m}_{KGE} = \frac{p_{\text{Umgebung}}}{R_{\text{Luft}} \cdot T_{\text{Saugrohr}}} \cdot \dot{V} \quad (\text{Gl. 4.2.1-28})$$

#### 4.2.1.5 Reibungsverluste

Die Reibungsberechnung basiert auf einem Modell, bei dem die Reibungswerte pro Zylinder in Abhängigkeit vom Brennraumdruck, Drehzahl und Kurbelwinkel dynamisch zu jedem Zeitpunkt berechnet werden.

Grundlage sämtlicher Berechnungsansätze für Reibung sind empirische Rechenmodelle, die auf den Ergebnissen gezielter experimenteller Analysen beruhen. Ausgangspunkt für die Ableitung von Rechenansätzen sind die experimentellen Zusammenhänge von Konstruktions- und Betriebsparametern auf Basis der Reibverluste des Gesamtmotors, sowie einzelner Bauteilgruppen. Wesentliche Parameter sind dabei Motordrehzahl, Motorlast, Temperaturniveau, Kolbengeschwindigkeit, Ölviskosität und die Durchmesser der Haupt- und Pleuellager.

Beim Gesamtmotor (ohne Nebenaggregate) verursacht bei niedrigen Drehzahlen die Kolbengruppe bis zu 50 % der gesamten Reibungsverluste, der Ventiltrieb 10 % bis 20 % und die Grundlager 20 % bis 30 % [95] [102]. Ausgehend von diesem Verhältnis müssen diese Baugruppen auch beim Motorauslauf entsprechend berücksichtigt werden.

Das Reibungsmodell besteht aus vier einzelnen Untermodellen, die folgende Bauteilgruppen umfassen:

- i) Kolbengruppe, bestehend aus:
  - Kolbenringen (Kompressionsringe und Ölabbstreifring)
  - Kolbenhemd
  - Kolbenbolzen
- ii) Ventiltrieb
- iii) Pleuellager (entlastet und belastet)
- iv) Nebenaggregate: Lichtmaschine, Ölpumpe

Die Reibungsverluste der Nebenaggregate werden im Modell als konstant angenommen.

#### 4.2.1.5.1 Kolbengruppe

Die Kolbengruppe besteht aus den Konstruktionselementen Kolben (mit Kolbenhemd), Kolbenringe und Kolbenbolzen. Der Anteil der Kolbengruppe an der Reibung des Gesamtmotors liegt bei etwa 40 – 50 % [95] [102]. Die Höhe dieses Anteils ist dabei vom Motorkonzept und den Betriebspunkten abhängig. Die Komplexität des tribologischen Systems der Kolbengruppe ist Thema zahlreicher Studien [103] [104] [105] [106]. Dennoch sind viele Einflüsse bis heute nicht eindeutig geklärt. Nachfolgend sind die wichtigsten Einflußparameter auf die Reibungsverluste der Kolbengruppe beschrieben:

- Drehzahl: Gemäß der Stribeck-Kurve ist die Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibparametern ein entscheidender Einflußfaktor.
- Temperatur: Entsprechend der hydrodynamischen Schmierfilmtheorie hat die Viskosität im Schmierfilm einen entscheidenden Einfluß auf die Reibung, da die Schmierfilmtemperatur im unmittelbaren Zusammenhang mit der Viskosität steht.
- Motorlast: Eine Erhöhung der Last wirkt sich in zweierlei Hinsichten auf das Reibverhalten der Kolbengruppe aus. Zum einen werden durch den erhöhten Gasdruck die Kolbenringe stärker an die Zylinderwand gepreßt und es wirkt eine größere Kraft auf das Kolbenhemd. Die höhere Motorlast bedingt zum anderen auch einen Anstieg der Temperaturen an Kolben und Zylinderbuchse, wodurch die Viskosität abnimmt und damit die Reibung sinkt.

Die Reibkraft der Kolbengruppe ergibt sich aus der Addition der entstehenden Reibkräfte von Kolbenhemd, Verdichtungsringen (Kompressionsringen) und Ölabbstreifring. Für alle diese Bauteile wird ein hydrodynamischer Reibkraftansatz vorgegeben. Zusätzlich werden Mischreibungsansätze für die Kompressionsringe und den Ölabbstreifring überlagert.

Die von den Reibungskräften erzeugten Reibungsmomente ergeben sich zu:

$$M_{\text{Reibung}} = F_{\text{Reibung}} \cdot r_k \cdot \left( \sin \varphi + \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi \cdot \sin \varphi}{\cos \beta} \right) \quad (\text{Gl 4.2.1-29})$$

mit:  $r_k$ : Kurbelradius,  $\varphi$ : Kurbelwinkel,  $\beta$ : der Schwenkwinkel der Pleuelstange



Die Reibungsverluste der Kolbenringe werden von einer Vielzahl an Konstruktionsparametern beeinflusst. Dabei sind Bauart, Anzahl, Vorspannung, Ringhöhe, Profil und Beschichtung als die wichtigsten Parameter zu nennen. Der Anteil der Kolbenringreibung an der Reibung der gesamten Kolbengruppe liegt bei ca. 60 – 70 % [105]. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Berechnungsverfahren nach Taraza et al. [107] angewendet. Der Stribeck-Parameter wird dabei wie folgt berechnet:

$$S = \frac{\eta_{\dot{O}l} \cdot |v_k|}{F_{Normal} / L_{Ringe}} \quad (\text{GI 4.2.1-30})$$

mit:  $S$  : Stribeck-Parameter

$\eta_{\dot{O}l}$  : dynamische Ölviskosität,  $v_k$  : Kolbengeschwindigkeit,

$F_{Normal}$  : Normalkraft,  $L_{Ringe}$  : Länge der Kolbenringe (in Achsrichtung)

Die dynamische Viskosität  $\eta$  wird aus der kinematischen Viskosität  $\nu$  und der Dichte  $\rho$  berechnet [108]. Die kinematische Viskosität und die Dichte sind jeweils abhängig von der Schmierfilmtemperatur (Berechnung nach DIN 51536). Andere Einflußfaktoren auf die Viskosität, wie etwa Schergefälle bei nicht-newtonschen Motorenölen oder Druck [109], sollen bei den folgenden Betrachtungen unberücksichtigt bleiben

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (\text{GI 4.2.1-31})$$

mit:  $\eta$  : dynamische Viskosität,  $\nu$  : kinematischen Viskosität,  $\rho$  : Dichte

$$\log \log(\nu + 0,8) = c - m \log T \quad (\text{GI 4.2.1-32})$$

mit:  $T$  : Temperatur,  $c$  und  $m$  schmierstoffspezifische Konstanten (DIN 51563)

$$\rho = \rho_o + k_{schmier} \cdot (T - T_o) \quad (\text{GI 4.2.1-33})$$

mit:  $\rho$  : Dichte,  $\rho_o$  Dichte bei  $T_o$ ,  $T$  : Temperatur,  $T_o$  : Bezugstemperatur,

$k_{schmier}$  : schmierstoffspezifische Konstante (DIN 51563)

Nach Taraza et al. [107] ergibt sich der Reibungskoeffizient der hydrodynamischen Schmierung mit folgendem Ansatz:

$$f_{hl} = c_{hl} \cdot S^{m_{hl}} \quad (\text{GI 4.2.1-34})$$

mit:  $c_{hl}$  und  $m_{hl}$ : Funktionen der Ringkrümmung  $c/a$ .

In der Praxis werden für  $c/a$ ,  $c_{hl}$  und  $m_{hl}$  folgende Werte gebraucht [107]:

$$\begin{aligned} c_{hl} &= 1,9 \text{ bis } 2,25 \\ m_{hl} &= 0,425 \text{ bis } 0,525 \\ \text{für } c/a &= 0,03 \text{ bis } 0,2 \end{aligned}$$

Der Übergang zwischen Mischreibung und hydrodynamischer Reibung erfolgt im Ausklinkpunkt. Für den kritischen Stribeck-Parameter wird nach Stanley et al. [106]  $S_{cr} = 1 \cdot 10^{-4}$  angenommen und für den kritischen Reibungskoeffizienten  $f_{cr} \cong 0,0225$ .

Der Reibungskoeffizient während der Mischreibung ist vom kritischen Betriebspunkt und vom Trockenreibungskoeffizienten abhängig:

$$f_m = f_0 \cdot \left(1 - \frac{S}{S_{cr}}\right) + f_{cr} \cdot \left(\frac{S}{S_{cr}}\right) \quad (\text{Gl 4.2.1-35})$$

mit:  $f_m$  : Mischreibungskoeffizient  $f_0$  : Trockenreibungskoeffizient,  
 $S$  : Stribeck-Parameter,  $S_{cr}$  : kritischer Stribeck-Parameter

Die Reibungskraft  $F_{Reibung}$  wird wie folgt berechnet:

$$F_{Reibung} = \begin{cases} c_{hl} \cdot S^{m_{hl}} \cdot F_{Normal} & \text{für } S \geq S_{cr} \\ \left[ f_0 \cdot \left(1 - \frac{S}{S_{cr}}\right) + f_{cr} \cdot \left(\frac{S}{S_{cr}}\right) \right] \cdot F_{Normal} & \text{für } S < S_{cr} \end{cases} \quad (\text{Gl 4.2.1-36})$$

mit:  $F_{Normal}$  : Seitenkraft auf die Kolbenringe  
 $L_{Ringe}$  : benetzte Ringlänge (in Achsrichtung)

Die Seitenkraft auf die Kolbenringe wird wie folgt berechnet:

Oberer Verdichtungsring:

$$F_{NormalV1} = 4 \cdot R_{V1} + \pi \cdot d_k \cdot h \cdot p_{Zyl} \quad (\text{Gl 4.2.1-37})$$

$$L_{RingeV2} = 0,25 \cdot a$$

Unterer Verdichtungsring:

$$F_{NormalV2} = 4 \cdot R_{V2} \quad (\text{Gl 4.2.1-38})$$

$$L_{RingeV2} = h - a$$

Ölabstreifring:

$$F_{NormalO} = 4 \cdot R_O \quad (\text{Gl 4.2.1-39})$$

$$L_{RingeO} = 2 \cdot b$$

mit:  $R_{V1}$   $R_{V2}$  und  $R_O$ : Radialkräfte der Ringe,  $a$ ,  $b$  und  $h$  Ringprofil-Parameter

In Bild 4.2.1.5.1-1 sind die Ringprofile des Zielmotors dargestellt. Der Abbildung können die Ringprofil-Parameter entnommen werden.

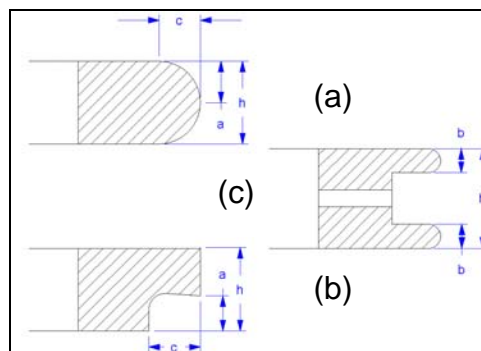


Bild 4.2.1.5.1-1: Kolbenringprofile: (a) oberer Verdichtungsring, (b) unterer Verdichtungsring, (c) Ölabstreifring

Wegen der großen Berührungsfläche und relativ niedrigen Last [110] wird die Schmierung am Kolbenhemd als rein hydrodynamische Reibung angenommen. Das

Reibungsmodell des Kolbenhemds ähnelt dem Reibungsmodell der Kolbenringe. Es wird angenommen, daß das Öl reichlich und gleichmäßig verteilt ist. Das Kolbenhemd wird als starrer Körper betrachtet.

Die Kolbenhemdreibung ist während der Arbeitstakte größer als während der Ladungswechseltakte, da sich der Zylinderdruck und damit die Gaskraft und die Seitenkraft  $F_{Normal\_Kh}$  gegen die Zylinderwand erhöht.

Der Reibungskoeffizient der Kolbenhemdreibung wird wie folgt berechnet:

$$f_{Kh} = C_s \sqrt{\frac{\eta_{\text{Öl}} \cdot |v_k| \cdot L_{Kh}}{F_{Normal\_Kh}}} \quad (\text{Gl 4.2.1-40})$$

mit:  $F_{Normal\_Kh}$ : Kraft zwischen Kolbenhemd und Zylinderbuchse  
 $L_{Kh}$ : Kolbenhemdlänge.

Die Kolbenhemdreibungskraft  $F_{f\_Kh}$  ergibt sich zu:

$$F_{f\_Kh} = f_{Kh} \cdot F_{Normal\_Kh} \cong 2,5 \cdot \sqrt{L_{Kh} \cdot \eta_{\text{Öl}} \cdot |v_K| \cdot F_{Normal\_Kh}} \quad (\text{Gl 4.2.1-41})$$

#### 4.2.1.5.2 Ventiltriebsreibung

Der Zielmotor verfügt über einen Tassenstößelventiltrieb mit zwei obenliegenden Nockenwellen.

Da der Ventilhub  $s$  eine Funktion des Nockenwinkels  $\varphi_{Nw}$  ist, gilt für die Öffnungsgeschwindigkeit des Ventils [96]:

$$\dot{s} = \frac{ds}{d\varphi_{Nw}} \cdot \frac{d\varphi_{Nw}}{dt} = s' \cdot \omega_{Nw} \quad (\text{Gl 4.2.1-42})$$

Für die Ventilbeschleunigung gilt [96]:

$$\ddot{s} = \frac{d^2s}{d\varphi_{Nw}^2} \cdot \left( \frac{d\varphi_{Nw}}{dt} \right)^2 = s'' \cdot (\omega_{Nw})^2 \quad (\text{Gl 4.2.1-43})$$

mit:  $\varphi_{Nw}$ : Nockenwinkel  
 $\omega_{Nw}$ : Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle  
 $s$ : Ventilhub

Der gesamte Ventiltrieb kann durch ein Feder-Masse-System beschrieben werden. In Bild 4.2.1.5.2-1 ist das dynamische Ersatzmodell des Ventiltriebs dargestellt.

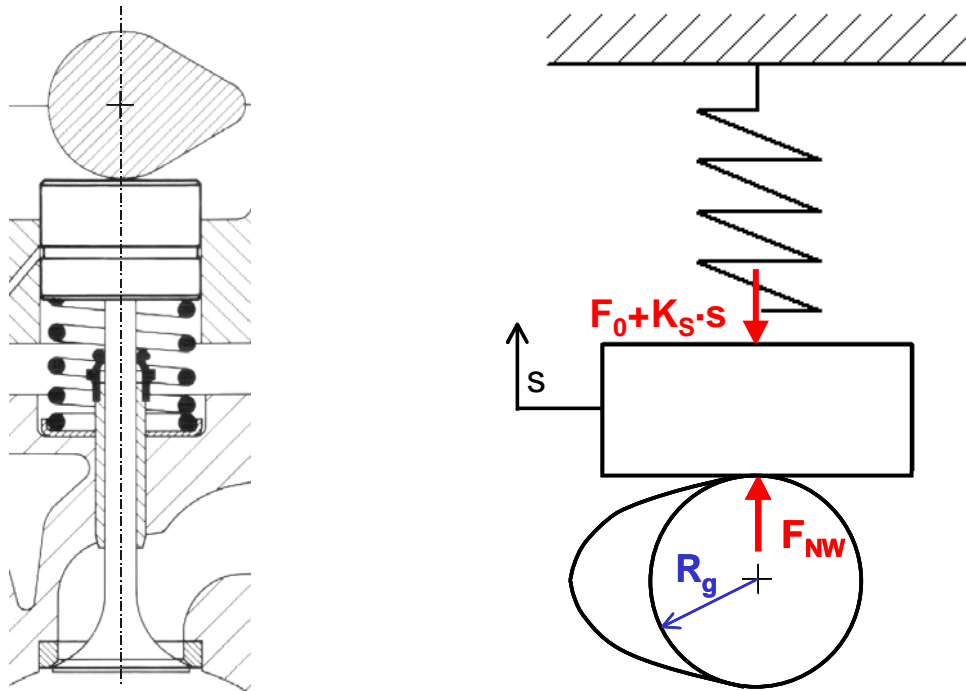


Bild 4.2.1.5.2-1: Tassenstößelventiltrieb und Ersatzsystem

Für die Kraft zwischen Nocken und Stößel gilt [96]:

$$m_{V_{red}} \cdot \ddot{s} + K_s \cdot s + F_o = F_{Nw} \quad (\text{Gl 4.2.1-44})$$

mit:  $m_{V_{red}}$  : auf die Nockenerhebungskurve reduzierte Gesamtmasse der bewegten Ventiltriebskomponenten

$F_o$  : Vorspannkraft der Ventilfeeder

$F_{Nw}$  : Nockenkontaktkraft

$K_s$  : Ventilfeedersteifigkeit

$R_g$  : Radius des Nockengrundkreises

Für einen Tassenstößeltrieb ergibt sich die reduzierte Gesamtmasse zu [96]:

$$m_{V_{red}} = m_{Ventil} + m_{Tasse} + m_{Teller} + m_{Keil} + \frac{m_{Feder}}{2} \quad (\text{Gl 4.2.1-45})$$

Zur Berechnung der Ventiltriebsreibung wird in dieser Arbeit das Berechnungsverfahren nach Taraza et al. [107] angewendet. Die Schmierfilmdicke wird dabei mit folgendem Hilfsparameter bestimmt:

$$H = 2,65 \cdot U^{0,7} \cdot G^{0,54} \cdot W^{-0,13} \quad (\text{Gl 4.2.1-46})$$

Die Parameter  $U$ ,  $G$  und  $W$  in (Gl 4.2.1-46) sind dimensionslos und werden wie folgt berechnet:

Geschwindigkeitsparameter: 
$$U = \frac{\eta_{\dot{O}l} \cdot \omega_{Nw}}{2 \cdot E} \quad (\text{Gl 4.2.1-47})$$

Werkstoffparameter: 
$$G = Pr_{koeff} \cdot E \quad (\text{Gl 4.2.1-48})$$

Belastungsparameter: 
$$W = \frac{F_{Nw}}{b_{Nw} \cdot E \cdot r_{Nw}} \quad (\text{Gl 4.2.1-49})$$

mit:  $E$ : Elastizitätsmodul,  $\omega_{Nw}$ : Nockenwellenwinkelgeschwindigkeit

$Pr_{koeff}$ : Druck-Ölviskositätskoeffizient ( $Pr_{koeff} = 2,2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/N$ ) [107]

$b_{Nw}$ : Nockenbreite

Mit Hilfe der EHD-Schmierfilmdicke  $h_{\dot{O}l}$  wird der Schmierfilmparameter  $\lambda$  berechnet:

$$h_{\dot{O}l} = H \cdot r_{Nw} \quad (\text{Gl 4.2.1-50})$$

$$\lambda = \frac{h_{\dot{O}l}}{\sqrt{\sigma_{Nocken}^2 + \sigma_{Stößel}^2}} \quad (\text{Gl 4.2.1-51})$$

mit:  $\sigma_{Nocken}$ ,  $\sigma_{Stößel}$ : Rauigkeit der Nocken bzw. Stößel

Der Nockenradius  $r_{Nw}$  ist die Summe aus Nockengrundkreisradius  $R_g$  und Ventilhub  $s$ :

$$r_{Nw} = R_g + s \quad (\text{Gl 4.2.1-52})$$

Die Reibungskräfte werden wie folgt berechnet [107] [111]:

$\lambda > 1$ : Hydrodynamische Reibung 
$$F_f = \frac{2 \cdot b_{Hertz} \cdot \eta_{\dot{O}l} \cdot b_{NW} \cdot v}{h_{\dot{O}l}} \quad (\text{Gl 4.2.1-53})$$

$\lambda < 1$ : Festkörperreibung 
$$F_f = f_o \cdot F_{NW} \cdot (1 - \lambda) \quad (\text{Gl 4.2.1-54})$$

mit:  $f_o \cong 0,11$ : Festkörperreibungskoeffizient,

$b_{Hertz}$ : Halbachse des Hertz'schen Zylinder/Ebene Linienkontaktes

$b_{Nw}$ : Nockenbreite

$v$ : Relativgeschwindigkeit zwischen Nocken und Stößel

Die Hertz'sche Halbachse wird folgendermaßen berechnet:

$$b_{Hertz} = \sqrt{\frac{8 \cdot F_{Nw} \cdot (1 - \nu_{Stahl}^2) \cdot \rho_{Nw}}{E \cdot b_{NW} \cdot \pi}} \quad (\text{Gl 4.2.1-55})$$

mit:  $\rho_{Nw} = r_g + s$ : Krümmung des Nockens,  $\nu_{Stahl} = 0,3$ : Poissonzahl von Stahl

Damit ergibt sich für das Reibmoment des Ventiltriebs:

$$M_{Ventiltrieb} = \frac{I}{2} \cdot z_V \cdot F_f \cdot r_{Nw} \quad (\text{Gl 4.2.1-56})$$

mit:  $z_V$ : Anzahl der Ventile

### 4.2.1.5.3 Kurbelwellengrundlager und Pleuellager

Bei hydrodynamischen Gleitlagern (Kurbelwellengrund- und Pleuellager) baut sich oberhalb einer Minimalgeschwindigkeit zwischen den Wirkflächen ein Fluiddruck auf, der den äußeren Belastungen das Gleichgewicht hält. Die Reibkraft wird auf die Schubspannung im Fluid reduziert (Flüssigkeitsreibung).

Die Reibungsverluste von Gleitlagern in Verbrennungsmotoren werden von Konstruktionsparametern und Betriebsparametern beeinflusst. Die wichtigsten Einflußparameter, die die Reibungsverluste beeinflussen, sind das Lagerspiel, der Lagerdurchmesser, die Ausführung der Schmierstoffzuführung, die Drehzahl, das Schmiermittel, die Lagerlast und die Ölzuführtemperatur. Der Anteil der Kurbelwellengrund- und Pleuellagerreibung an der gesamten Motorreibung bei niedriger Drehzahl liegt bei ca. 5 – 10 % [102].

Im Berechnungsmodell für die Kurbelwellengrund- und Pleuellager wird zwischen entlasteten und belasteten Lagern unterschieden. Beim bestehenden Berechnungsverfahren wird für die entlasteten Lager die Petroff'sche Formel angewendet [107].

$$M_{entlastet\_Lager} = z_{Gl} \cdot \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\dot{O}l} \cdot \omega \cdot (r_{Gl})^3 \cdot b_{Gl}}{c_{Gl}} \right] + z_{Pl} \cdot \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\dot{O}l} \cdot \omega_{Pleuel} \cdot (r_{Pl})^3 \cdot b_{Pl}}{c_{Pl}} \right] \quad (\text{GI 4.2.1-57})$$

mit:  $b$ : Lagerbreite,  $r$ : Lagerradius,  
 $c$ : Radialspiel,  $z$ : Anzahl der Lager  
 Indizes:  $Gl$ : Grundlager,  $Pl$ : Pleuellager

Die Pleuelgeschwindigkeit  $\omega_{Pleuel}$  wird wie folgt berechnet:

$$\omega_{Pleuel} = \omega \cdot (1 + \zeta) \quad (\text{GI 4.2.1-58})$$

mit:  $\zeta$ : Funktion des Pleuelstangenverhältnisses  $\lambda_p$ .

In der Praxis werden folgende Werte gebraucht [107]:

$$\zeta = 1,05 \text{ bis } 1,085$$

$$\text{für } \lambda_p = 0,25 \text{ bis } 0,33$$

Für hohe Zylinderdrücke nahe am Zünd-OT eines jeden Zylinders, wird eine erhöhte Last von der Kurbelwelle auf die Grundlager übertragen. In der Nähe des Zünd-OT kann Mischreibung auftreten. Im Modell kann dieser Umstand berücksichtigt werden. Das Reibungsmoment der belasteten Lager wird dann wie folgt angenähert [112]:

$$M_{belastet\ Lager} = varLager \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 \cdot r_k \cdot p_{Zyl} \cdot \frac{|\cos(\varphi)|}{\sqrt{\omega}} \quad (\text{GI 4.2.1-59})$$

mit:  $varLager = 0,0071 \frac{1}{s^{1/2}}$  (Konstante)

$d_k$ : Zylinderdurchmesser,  $r_k$ : Kurbelradius,  
 $p_{Zyl}$ : Gasdruck im Zylinder  $\varphi$ : Kurbelwinkel  
 $\omega$ : Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit

#### 4.2.1.5.4 Nebenaggregate

Die Reibungsverluste der Nebenaggregate (Klimakompressor, Lenkhilfpumpe, Generator, Ölpumpe und Wasserpumpe) werden als konstant betrachtet und Meßdaten entnommen [95].

#### 4.2.1.6 Massenmoment

Das Moment der Massenkräfte (Massenmoment  $M_{Masse}$ ) erhält man durch die Ableitung der kinetischen Energie sämtlicher bewegten Bauteile nach dem Drehwinkel:

$$E_{kin,Masse} = \int_0^{2\pi} M_{Masse} d\varphi = \frac{1}{2} \cdot J(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 \quad (\text{Gl 4.2.1-60})$$

$$\begin{aligned} M_{Masse} &= \frac{d}{d\varphi} E_{kin,Masse} \\ &= \frac{1}{2} \cdot \left( J_{red}(\varphi) \cdot \frac{d(\dot{\varphi}^2)}{d\varphi} + \frac{dJ_{red}(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 \right) \quad (\text{Gl 4.2.1-61}) \\ &= J_{red}(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dJ_{red}(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 \end{aligned}$$

mit:  $\varphi$ : Kurbelwinkel  
 $M_{Masse}$ : Moment der Massenkräfte (Massenmoment)  
 $E_{kin,Masse}$ : kinetische Energie sämtlicher bewegten Massen des Motors  
 $\omega$ : Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit

Der Term  $\frac{1}{2} \frac{dJ_{red}(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2$  beinhaltet das Moment der Massenerregung, welches auf die Kurbelwelle wirkt. Das Moment der Massenerregung wird gedanklich durch rechnerische Reduktion an der Kurbelwelle eingeleitet, um während des stationären Motorbetriebs die Drehzahlschwankungen über eine Kurbelwellenumdrehung auszugleichen. Mit (Gl 4.2.1-61) folgt aus der Bilanzgleichung (Gl. 4.2.1-4):

$$J_{red}(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} = \sum_z M_{Gasmoment,z}(\varphi, p_{zyl,z}) - M_{Reibung}(\varphi, \omega, p_{zyl,z}, \vartheta, \dots) - \frac{1}{2} \frac{dJ_{red}(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 \quad (\text{Gl 4.2.1-62})$$

mit:  $J_{red}$ : auf die Kurbelwelle reduziertes Gesamtträgheitsmoment

#### 4.2.1.6.1 Trägheitsmoment Berechnung

Das gesamte Trägheitsmoment des Motors setzt sich zusammen aus den Trägheitsmomenten der einzelnen bewegten Komponenten. Die Trägheitsmomente der einzelnen Komponenten werden auf die Kurbelwellendrehzahl reduziert und anschließend addiert [96]:

$$J_{red}(\varphi) = J_{Kurbeltrieb}(\varphi) + J_{Ventiltrieb}(\varphi) + J_{Schwungrad} + J_{Nebenaggregate} + J_{Riementrieb} \quad (\text{Gl 4.2.1-63})$$

- mit:
- $J_{red}$  : reduziertes Gesamtträgheitsmoment
  - $J_{Kurbeltrieb}$  : reduziertes Kurbeltriebträgheitsmoment
  - $J_{Ventiltrieb}$  : reduziertes Ventiltriebträgheitsmoment
  - $J_{Schwungrad}$  : Schwungradträgheitsmoment
  - $J_{Nebenaggregate}$  : reduzierte Trägheitsmomente der Nebenaggregate
  - $J_{Riementrieb}$  : reduziertes Trägheitsmoment des Riementriebs

Die reduzierten Massenträgheitsmomente werden mit Hilfe der Energiegleichung (Gl 4.2.1-64) berechnet, wobei eine mit Kurbelwellendrehzahl drehende Ersatzmasse, deren Energiezustand die tatsächlich vorhandene Bewegungsenergie wiedergibt, zu Grunde gelegt wird [101]:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r \cdot \omega)^2 = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot J(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 \quad (\text{Gl 4.2.1-64})$$

$$v = r \cdot \omega \quad (\text{Gl 4.2.1-65})$$

Das gesamte Massenträgheitsmoment des Kurbeltriebs setzt sich zusammen aus dem Trägheitsmoment der Kurbelwelle  $J_{Kurbelwelle}$  und der Summe der Trägheitsmomente von Pleuel und Kolben der einzelnen Zylinder ( $J_{KolbenPleuel}$ ):

$$J_{Kurbeltrieb} = J_{Kurbelwelle} + \sum_z J_{KolbenPleuel_i}(\varphi) \quad (\text{Gl 4.2.1-66})$$

Das Massenträgheitsmoment einer Pleuel-Kolbeneinheit wird wie folgt berechnet [113] [114]:

$$E_{kin, KolbenPleuel} = E_{kin, Pleuel} + E_{kin, Kolbengruppe} \quad (\text{Gl 4.2.1-67})$$

$$E_{kin, KolbenPleuel} = \frac{1}{2} \cdot J_{Pleuel} \cdot \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{Pleuel} \cdot (\dot{x}_p^2 + \dot{y}_p^2) + \frac{1}{2} \cdot m_{Kolbengruppe} \cdot \dot{x}_k^2$$

- mit:
- $E_{kin, KolbenPleuel}$  : kinetische Energie der Pleuel-Kolbeneinheit
  - $E_{kin, Pleuel}$  : kinetische Energie des Pleuels
  - $E_{kin, Kolbengruppe}$  : kinetische Energie der Kolbengruppe (Kolben inklusive Bolzen und Ringe)
  - $J_{Pleuel}$  : Trägheitsmoment des Pleuels um seinen Schwerpunkt
  - $m_{Pleuel}$  : Pleuelmasse
  - $m_{Kolbengruppe}$  : Masse der Kolbengruppe (Kolben inklusive Bolzen und Ringe)



Für die Koordinaten des Pleuelstangenschwerpunkts ( $x_P, y_P$ ) gilt [113] [114]:

$$x_P = r \cdot (1 - \cos \varphi) + l_1 \cdot (1 - \cos \beta) \quad (\text{GI 4.2.1-68})$$

$$y_P = l_2 \cdot \sin \beta = l_2 \cdot \lambda_p \cdot \sin \varphi \quad (\text{GI 4.2.1-69})$$

mit:  $x_P$  : Koordinate in Kolbenbewegungsrichtung  
 $y_P$  : Koordinate quer zur Kolbenbewegungsrichtung  
 $\lambda_p = r_k / l$  : Pleuelstangenverhältnis  
 $l_1, l_2$  : Schwerpunktabstände zu den Pleuelaugen

Damit ergibt sich für die Schwerpunktgeschwindigkeitskomponenten der Pleuelstange:

$$\dot{x}_P = \dot{\varphi} \cdot r_k \cdot \sin \varphi + l_1 \cdot \dot{\beta} \cdot \sin \beta \quad (\text{GI 4.2.1-70})$$

$$\dot{y}_P = l_2 \cdot \lambda_p \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi \quad (\text{GI 4.2.1-71})$$

mit:  $\dot{\beta} = \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} \cdot \dot{\varphi}$  und  $\sin \beta = \lambda_p \cdot \sin \varphi$  (GI 4.2.1-72)

=> 
$$\dot{x}_P = \dot{\varphi} \cdot r_k \cdot \left( \sin \varphi + \frac{l_1}{l} \cdot \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right) \quad (\text{GI 4.2.1-73})$$

Für das Kurbeltriebträgheitsmoment ergibt sich somit aus Gleichung (GI 4.2.1-66) [113] [114]:

$$\begin{aligned} J_{\text{Kurbeltrieb}} = & J_{\text{Kurbelwelle}} + \sum_z \left( J_{\text{Pleuel}} \cdot \left( \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_p^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 \right) \\ & + \sum_z \left( m_{\text{Kolbengruppe}} \cdot r_k^2 \cdot \left( \sin \varphi + \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_p^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 \right) \\ & + \sum_z \left( m_{\text{Pleuel}} \cdot r_k^2 \cdot \left( \left( \sin \varphi + \frac{l_1}{l} \cdot \frac{\lambda_p \cos \varphi \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_p^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \left( \frac{l_2}{l} \cdot \cos \varphi \right)^2 \right) \right) \end{aligned} \quad (\text{GI 4.2.1-74})$$

Das reduzierte Ventiltriebträgheitsmoment wird aus den Trägheitsmomenten der Einlaß- und Auslaßnockenwelle, mit den entsprechenden Riemenrädern und Ventileinheiten (Ventil + Stößel + Ventilteller + Keile + Feder (anteilig)) zusammengesetzt:

$$J_{\text{Ventiltrieb}}(\varphi) = J_{\text{red},NW-\text{Einlass}} + J_{\text{red},NW-\text{Auslass}} + J_{\text{red},NW-RR-\text{Einlass}} + J_{\text{red},NW-RR-\text{Auslass}} + z_{EV} \cdot J_{\text{red},\text{Einlassventil}}(\varphi) + z_{AV} \cdot J_{\text{red},\text{Auslassventil}}(\varphi) \quad (\text{Gl 4.2.1-75})$$

mit:	$J_{\text{red},NW-\text{Einlass}}$ :	Trägheitsmoment der Einlaßnockenwelle
	$J_{\text{red},NW-\text{Auslass}}$ :	Trägheitsmoment der Auslaßnockenwelle
	$J_{\text{red},NW-RR-\text{Einlass}}$ :	Trägheitsmoment des Einlaßnockenwellenriemenrades
	$J_{\text{red},NW-RR-\text{Auslass}}$ :	Trägheitsmoment des Auslaßnockenwellenriemenrades
	$J_{\text{red},\text{Einlassventil}}$ :	Trägheitsmoment der Einlaßventileinheit
	$J_{\text{red},\text{Auslassventil}}$ :	Trägheitsmoment der Auslaßventileinheit
	$z_{EV}$ :	Anzahl der Einlaßventile
	$z_{AV}$ :	Anzahl der Auslaßventile

Die Trägheitsmomente der Einlaß- bzw. Auslaßventile werden wie folgt berechnet [96]:

$$\frac{1}{2} \cdot J_{\text{red},\text{Ventil}} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{V,\text{red}} \cdot \dot{s}^2 \quad (\text{Gl 4.2.1-76})$$

mit:	$m_{V,\text{red}}$ :	Masse der Ventileinheit (Ventil-, Tassen-, Teller-, Keil- und halbe anteilige Federmasse)
------	----------------------	---

Die Berechnung der Nockengeschwindigkeit erfolgt mit [96]:

$$\dot{s} = \frac{ds}{d\varphi_{NW}} \cdot \frac{\omega}{2} \quad (\text{Gl 4.2.1-77})$$

Somit kann die folgende Gleichung zur Berechnung des reduzierten Ventilträgheitsmomentes aller Einlaß- bzw. Auslaßventileinheiten herangezogen werden:

$$J_{\text{red},\text{Ventil}} = \frac{1}{4} \cdot m_{V,\text{red}} \cdot s'^2 \quad (\text{Gl 4.2.1-78})$$

Das reduzierte Trägheitsmoment der Nebenaggregate setzt sich zusammen aus dem Trägheitsmoment der Ölpumpe, welche direkt auf der Kurbelwelle angebracht ist, und den Trägheitsmomenten sämtlicher vom Riemen angetriebener Nebenaggregate ( $J_{\text{red},\text{Nebenaggregate}}$ ), wie Lichtmaschine, Servolenkungspumpe und Wasserpumpe:

$$J_{\text{Nebenaggregate}} = J_{\text{Ölpumpe}} + J_{\text{red},\text{Nebenaggregate}} \quad (\text{Gl 4.2.1-79})$$

mit:	$J_{\text{Nebenaggregate}}$ :	Trägheitsmoment sämtlicher Nebenaggregate
	$J_{\text{red},\text{Nebenaggregate}}$ :	Trägheitsmoment sämtlicher vom Riemen angetriebenen Nebenaggregate
	$J_{\text{Ölpumpe}}$ :	Trägheitsmoment der Ölpumpe (direkt angetrieben)

Die Übersetzungsverhältnisse der Nebenaggregate ergeben sich wie folgt:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} \quad (\text{Gl 4.2.1-80})$$

- mit:  $i$ : Übersetzungsverhältnis  
 $r_i$ : Wirkradius der Riemenscheiben  
 $\omega_i$ : Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle  
 $\varphi_i$ : Kurbelwinkel

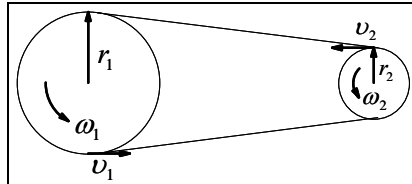


Bild 4.2.1.6.1-1: Übersetzungsverhältnis der Nebenaggregate

Es gilt:

$$J_{red, Nebenaggregate} = \sum_i^{n_{Agg}} J_{red, Agg_i} \quad (\text{Gl 4.2.1-81})$$

- mit:  $n_{Agg}$ : Anzahl der Nebenaggregate  
 $J_{red, Agg_i}$ : reduziertes Trägheitsmoment der jeweils einzelnen Aggregate

$$J_{red, Agg_i} = J_{Agg_i} \cdot i^2 \quad (\text{Gl 4.2.1-82})$$

- mit:  $J_{Agg_i}$ : Trägheitsmoment der einzelnen Nebenaggregate um deren jeweilige Drehachse

#### 4.2.1.6.2 Moment der Massenerregung

Das Moment der Massenerregung wird nur für den Kurbeltrieb berücksichtigt. Die Massenerregungsmomente des Ventiltriebs werden vernachlässigt.

Gleichung (Gl 4.2.1-61) lässt sich wie folgt umformen:

$$\frac{1}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 = \frac{1}{2} \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{dt} \cdot \dot{\varphi} \quad (\text{Gl 4.2.1-83})$$

Für die zeitliche Ableitung des Trägheitsmomentes ergibt sich damit nach Gleichung (Gl. 4.2.1-74):

$$\begin{aligned} \frac{dJ(\varphi)}{dt} &= J_{PI} \cdot \lambda_p^2 \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} \right) \\ &+ m_{Kobengruppe} \cdot r_k^2 \cdot \frac{d}{dt} \left[ \left( \sin \varphi + \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right)^2 \right] \\ &+ m_{Pleuel} \cdot r_k^2 \cdot \frac{d}{dt} \left[ \left( \sin \varphi + \frac{l_1}{l} \cdot \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right)^2 + \left( \frac{l_2}{l} \cdot \cos \varphi \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (\text{GI 4.2.1-84})$$

Die geschlossenen Lösungen der einzelnen Differentiale in (GI 4.2.1-84) können Gleichung (GI 4.2.1-85), (GI 4.2.1-86) und (GI 4.2.1-87) entnommen werden:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} \right) = \dot{\varphi} \cdot \frac{2 \cdot \sin \varphi \cos \varphi}{\cos^2 \beta} \cdot \left( \lambda_p^2 \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} - 1 \right) \quad (\text{GI 4.2.1-85})$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[ \left( \sin \varphi + \lambda_p \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right)^2 \right] &= 2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \left( \sin \varphi + \lambda_p \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right) \cdot \\ &\left( \cos \varphi + \frac{(\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi)}{\cos \beta} + \lambda_p \cdot \frac{\sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right) \end{aligned} \quad (\text{GI 4.2.1-86})$$

$$\frac{d}{dt} \left[ \left( \frac{l_2}{l} \cdot \cos \varphi \right)^2 \right] = -2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \left( \frac{l_2}{l} \right)^2 \cdot \cos \varphi \sin \varphi \quad (\text{GI 4.2.1-87})$$

Die zeitliche Ableitung des Trägheitsmomentes ergibt sich damit zu:

$$\begin{aligned} \frac{dJ(\varphi)}{dt} &= 2 \cdot \dot{\varphi} \cdot J_{PI} \cdot \lambda_p^2 \cdot \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\cos^2 \beta} \cdot \left( \lambda_p^2 \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} - 1 \right) \\ &+ 2 \cdot \dot{\varphi} \cdot m_{Kobengruppe} \cdot r_k^2 \cdot \left( \sin \varphi + \lambda_p \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right) \cdot \left( \cos \varphi + \lambda_p \cdot \frac{(\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi)}{\cos \beta} + \lambda_p \cdot \frac{\sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right) \\ &+ 2 \cdot \dot{\varphi} \cdot m_{Pleuel} \cdot r_k^2 \cdot \left[ \left( \sin \varphi + \frac{l_1}{l} \cdot \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right) \cdot \left( \cos \varphi + \frac{l_1}{l} \cdot \lambda_p \cdot \frac{(\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi)}{\cos \beta} + \frac{l_1}{l} \cdot \lambda_p \cdot \frac{\sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right) \right. \\ &\left. - \left( \frac{l_2}{l} \right)^2 \cdot \cos \varphi \sin \varphi \right] \end{aligned} \quad (\text{GI 4.2.1-88})$$

Im Modell wird auf Basis von Gleichung (GI 4.2.1-83) das Moment der Massenerregung wie folgt berechnet (GI 4.2.1-89):

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{dt} \cdot \dot{\varphi} &= \dot{\varphi}^2 \cdot J_{PI} \cdot \lambda_p^2 \cdot \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\cos^2 \beta} \cdot \left( \lambda_p^2 \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} - 1 \right) \\ &+ \dot{\varphi}^2 \cdot m_{Kobengruppe} \cdot r_k^2 \cdot \left( \sin \varphi + \lambda_p \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right) \cdot \left( \cos \varphi + \lambda_p \cdot \frac{(\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi)}{\cos \beta} + \lambda_p \cdot \frac{\sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right) \\ &+ \dot{\varphi}^2 \cdot m_{Pleuel} \cdot r_k^2 \cdot \left[ \left( \sin \varphi + \frac{l_1}{l} \cdot \lambda_p \cdot \frac{\cos \varphi \sin \varphi}{\cos \beta} \right) \cdot \left( \cos \varphi + \frac{l_1}{l} \cdot \lambda_p \cdot \frac{(\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi)}{\cos \beta} + \frac{l_1}{l} \cdot \lambda_p \cdot \frac{\sin^2 \varphi \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right) \right. \\ &\left. - \left( \frac{l_2}{l} \right)^2 \cdot \cos \varphi \sin \varphi \right] \end{aligned} \quad (\text{GI 4.2.1-89})$$

#### 4.2.2 Kalibrierung und Validierung des Motormodells

Zur Validierung und Kalibrierung des Modells werden die Meßdaten der Auslaufuntersuchungen (Kapitel 4.1) herangezogen.

Dazu werden die Randbedingungen verschiedener Stoppvorgänge im Modell eingestellt und die berechneten Drehzahl-, sowie Druckverläufe (Zylinder 1-4, Saugrohr) mit Meßdaten verglichen. Bei Abweichungen lassen sich die folgenden, unbekannt Parameter in sinnvollen Grenzen so lange anpassen, bis die gemessenen und simulierten Druckverläufe, sowie die Drehzahlverläufe ausreichende Kongruenz zeigen:

- Grundleckage der Drosselklappe (zur Anpassung des Saugrohrdrucks)
- Ventilspiele (im Betrieb) der Auslaß- und Einlaßventile (zur Anpassung der Zylinderspitzendrücke)
- Diverse Reibungsparameter (Kolbenhemd, Haupt- und Pleuellager, Ventiltrieb und Kolbenringe - zur Anpassung des Drehzahlverlaufs).

Der Kurbelwinkel wird, wie bei den Messungen, immer am Z-OT von Zylinder 1, in dem Zündung und Kraftstoffeinspritzung deaktiviert werden, initialisiert. Da zum Zeitpunkt der Initialisierung eine Verbrennung im Zylinder 1 stattfindet, muß für den Druckverlauf der ersten Expansion nach Initialisierung die Verbrennung berücksichtigt werden. Vom ersten Z-OT bis zur Steuerzeit „Auslaß öffnet“ (Aö) des ersten Zylinders wird der Druckverlauf aus Meßdaten gewonnen.

Zur Modellkalibrierung wird zuerst der Saugrohrdruck mit Hilfe der Drosselklappenleckage eingestellt. Anschließend erfolgt die Anpassung der Zylinderspitzendrücke über die Betriebsventilspiele der Aus- und Einlaßventile. Zuletzt wird der Drehzahlverlauf, der direkt vom Zylinderdruckverlauf und der Reibung abhängt, mit Hilfe der o. g. Reibungsparameter angeglichen.

Für die nachfolgende Validierung des Modells werden weitere Messdaten herangezogen, denen unterschiedliche Drosselklappenverstellungen während des Abstellvorgangs und zum Teil andere Anfangsbedingungen zu Grunde liegen. Dabei müssen lediglich die Startbedingungen (Leerlaufdrehzahl, Saugrohrdruck und der gemessene Zylinderdruckverlauf der letzten Expansion unter Verbrennungseinfluß) den gemessenen Startbedingungen angepasst werden. Anschließend vergleicht man die Ergebnisse der Simulation mit denen der Messung ohne weitere Anpassung.

Der Vergleich von Meßdaten mit Simulationsdaten des Zylinderdruckverlaufs und des Drehzahlverlaufs ist in den folgenden drei Bildern ([Bild 4.2.2-1](#), [Bild 4.2.2-2](#) und [Bild 4.2.2-3](#)) für verschiedene Drosselklappenstrategien dargestellt. Die abgebildeten Kurven sind zufällig aus einer großen Anzahl von Meßergebnissen ausgewählt worden.

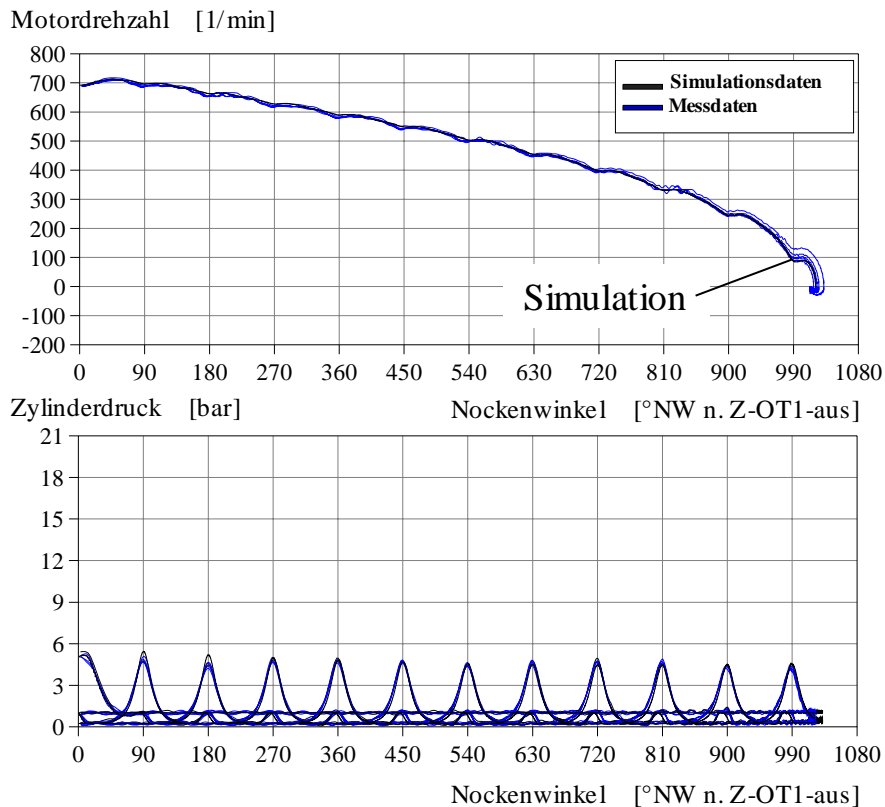


Bild 4.2.2-1: Vergleich von Meß- und Simulationsdaten: Drehzahl- und Zylinderdruckverlauf eines Abstellvorgangs mit geschlossener Drosselklappe

Mit geschlossener Drosselklappe während des Motorauslaufs ([Bild 4.2.2-1](#)) stimmen sowohl der simulierte Druck- als auch der Drehzahlverlauf sehr gut mit den Meßdaten überein. Die maximale beobachtete Abweichung der Simulationsergebnisse zu den gemessenen Daten beträgt für den Drehzahlverlauf 46/min und für den Druckverlauf 0,7 bar. Die Simulationsergebnisse spiegeln somit die tatsächlichen Verläufe sehr gut wieder. Die Unterschiede werden wahrscheinlich auf Einflüsse zurückzuführen sein, die im Modell keine Berücksichtigung finden (z. B. Brennraumleckage, kleine Änderungen der Drosselklappenstellung von Messung zu Messung, Änderungen der Reibung und der Temperatur von Messung zu Messung).

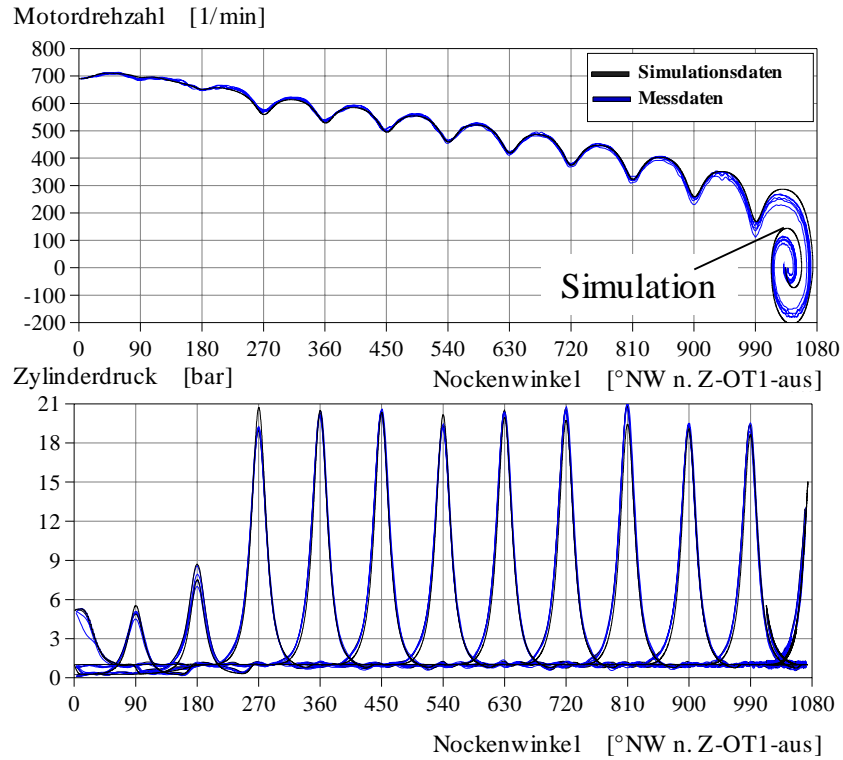


Bild 4.2.2-2: Vergleich von Meß- und Simulationsdaten: Drehzahl- und Zylinderdruckverlauf eines Abstellvorgangs mit vollständig geöffneter Drosselklappe

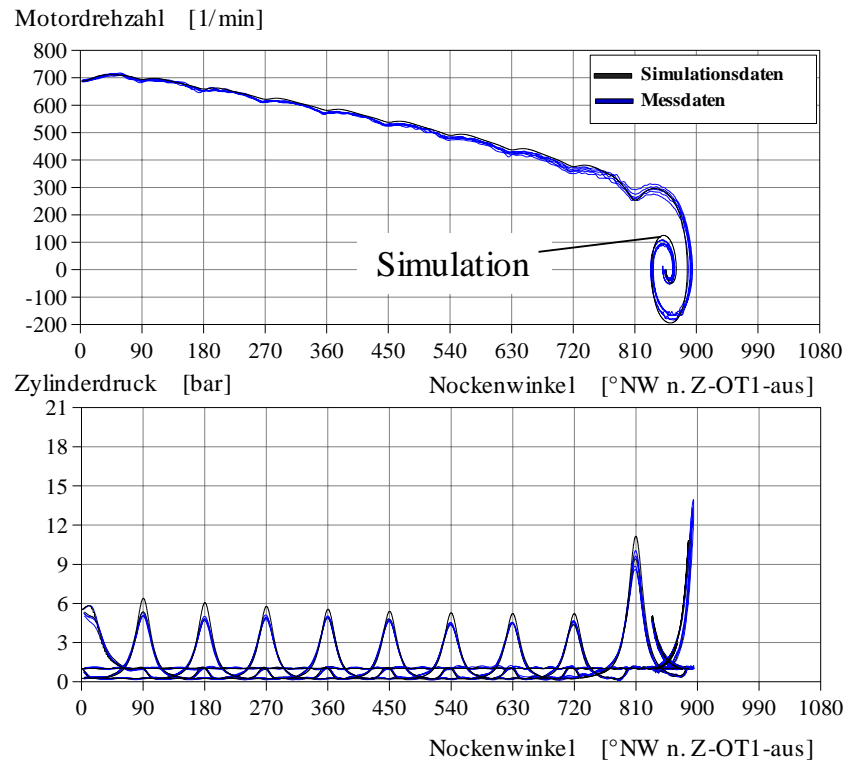


Bild 4.2.2-3: Vergleich von Meß- und Simulationsdaten: Drehzahl- und Zylinderdruckverlauf eines Abstellvorgangs bei vollständiger Öffnung der Drosselklappe beim Nockenwinkel 680°NW

Auch mit ganz (Bild 4.2.2-2) oder teilweise (Bild 4.2.2-3) geöffneter Drosselklappe während des Motorauslaufs stimmen die simulierten Druck- und Drehzahlverläufe sehr gut mit den Meßdaten überein. Somit ermöglicht die Simulation eine sehr brauchbare Voraussage des Druck- und Drehzahlverlaufs, sowie des Kurbelwinkels beim Motorstopp.

Zur Berechnung des Zylinderdruckverlaufs ist eine möglichst genaue Simulation des Saugrohrdruckes von entscheidender Bedeutung, da der Saugrohrdruck bei der Steuerzeit „Einlaß schließt“ (Es) einen beträchtlichen Einfluß auf den Zylinderspitzenwert hat. Kleine Abweichungen des Saugrohrdruckes führen, wie aus Bild 4.2.2-4 ersichtlich, zu großen Abweichungen des Zylinderspitzenwertes.

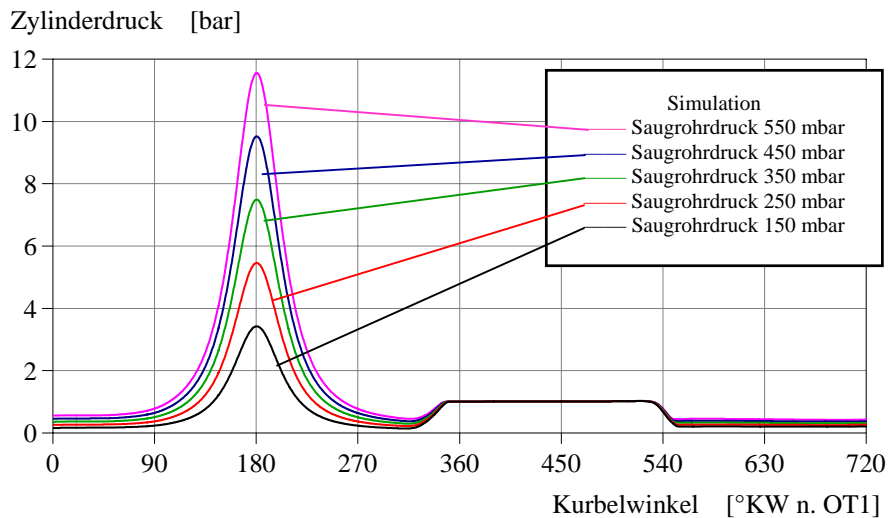


Bild 4.2.2-4: Zylinderdruckverlauf für unterschiedliche Saugrohrdrücke

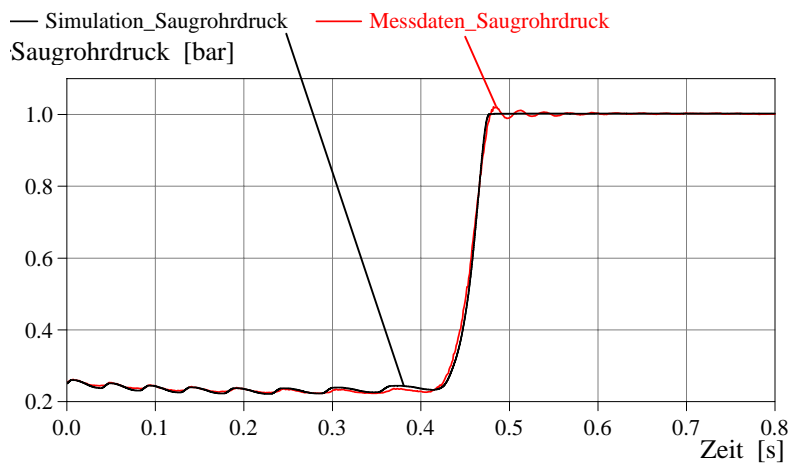


Bild 4.2.2-5: Vergleich von Meß- und Simulationsdaten: Saugrohrdruck

In Bild 4.2.2-5 sind Meß- und Simulationsdaten des Saugrohrdruckes für einen Motorlauf mit öffnender Drosselklappe dargestellt. Wie deutlich zu sehen, stimmen die Meß- und Simulationsdaten sehr gut überein.



Das kalibrierte Motormodell wird für die Untersuchung des Stoppverhaltens eines weiteren Motors (Spezifikation in Kapitel 5.2.1) verwendet. Dabei kann man mit dem Modell unter anderem die Robustheit des Motorauslaufs untersuchen, d.h. die Auswirkung der Änderungen relevanter Einflußparameter auf den Motorauslauf. Weiterhin lässt sich das Modell für den Entwurf eines Steuerungsalgorithmus zum Erreichen einer vorgegebenen Stopposition verwendet. Dabei wird mit dem Steuerungsalgorithmus versucht, Abweichungen in der Stopposition auszugleichen, die durch Änderungen der Randbedingungen hervorgerufen werden.

### **4.2.3 Steuerungskonzept und -entwurf für den Abstellvorgang**

Ziel des Konzeptes ist es, den Kurbelwinkel beim Abstellen des Motors in ein für den Direktstart vorteilhaftes Kurbelwinkelfenster (etwa  $100\text{--}120^\circ$  KW n. OT) zu positionieren (geeignete „Stopposition“). Zur aktiven Beeinflussung des Motorauslaufvorgangs sind verschiedene Aktuatoren denkbar. Nachfolgend werden zwei verschiedene Strategien mit unterschiedlicher Aktuatorik diskutiert.

Zuerst wird die Möglichkeit untersucht, den Motorauslauf durch gezielte Beeinflussung der Zylinderfüllung zu kontrollieren. Dabei kann man den Auslauf per Drosselklappenverstellung so beeinflussen, daß die vorgegebene Stopposition erreicht wird. In diesem Fall bieten sich grundsätzlich zwei Konzepte zur Kurbelwellenpositionierung während des Motorauslaufs an: eine reine Drosselklappensteuerung oder eine Drosselklappenregelung, mit der die Zylinderzielposition in Abhängigkeit der Auslaufphasen-Eintrittsdrehzahl und der Zylinderfüllung dargestellt werden soll.

Die zweite Strategie ist die Aufbringung eines externen Bremsmomentes, beispielsweise erzeugt durch die Applikation einer (hypothetischen) zusätzlichen Kurbelwellenbremse, welche die Kurbelwelle ab dem letzten OT in die Zielposition bremst (Zielbremsung). Das Bremsmoment wird während des gesamten Bremsvorgangs kontrolliert aufgebracht. Die Anforderungen an ein Bremssystem werden formuliert.

#### **4.2.3.1 Grundanalyse und Struktur**

Betrachtet man den Motor als ein fast reibungsfreies Pendel, dann würde die Kurbelwelle bei gleicher Füllung der Zylinder immer bei einer Kurbelwellenposition von  $90^\circ$  n. OT zum Stillstand kommen, da die komprimierten Luftsäulen im Kompressions- und Expansionszylinder als Feder wirken, deren energetisch neutrale Lage sich, bezogen auf den Expansionszylinder, bei  $90^\circ$  KW n. OT befindet.

Der Maximaldruck in den Zylindern ist eine Funktion des Saugrohrdrucks bei „Einlaß schließt“. Der Saugrohrdruck wiederum hängt von der Drosselklappenstellung ab. Ist der Saugrohrdruck bei Befüllung des Kompressions- und Expansionszylinders, d. h. zum Zeitpunkt „Einlaß schließt“, gleich, dann sind auch die Zylinderfüllungen gleich. In der Auspendelphase sind die beiden Luftfedern in den Zylinder mit  $180^\circ$  KW Phasenversatz vorgespannt.

In der Praxis weicht die Stopposition, trotz größter Mühen hinsichtlich der Konstanz der Meßbedingungen, von der idealen „Ruhelage“ ab, wie ausführlich in Kapitel 4.1.6 dargestellt. Es wird vermutet, daß die beobachteten Streuungen auf kleine Abweichungen verschiedener Randbedingungen (z. B. Reibungsverhalten, Zylinderfüllungen) zurückzuführen sind, die es mit einer zu entwickelnden Regelstrategie zu kompensieren gilt.

#### 4.2.3.2 Strategie 1: Drosselklappensteuerung und -Regelung

Bei Verwendung der Drosselklappe zur Steuerung der Stopposition wird die Zylinderfüllung während des Auslaufvorgangs gezielt beeinflusst. Im ersten Ansatz ist das Eingangssignal für die Drosselklappensteuerung der aufsummierte Kurbelwinkel.

In Bild 4.2.3.2-1 sind die Zylinderdruckverläufe von 15 Messungen vergleichend dargestellt, alle bei möglichst konstant gehaltenen Randbedingungen unter Anwendung der gleichen Drosselklappenkennlinie gemessen. Es ist deutlich zu sehen, daß der Druckverlauf und damit die Zylinderfüllung von Messung zu Messung stark streut.

Eine Steuerung der Stopposition mittels Zylinderfüllungssteuerung ist daher mit dieser Art der Drosselklappenansteuerung nicht möglich. Die Abweichungen in den Zylinderdruckverläufen beruhen auf der Tatsache, daß kleine Abweichungen der Leerlaufdrehzahl oder in der Reibung zu Drehzahlabweichungen zum Zeitpunkt der Drosselklappenaktuierung führen, so daß die Zylinderfüllung des letztendlichen Kompressions- und Expansionszylinders unterschiedlich ausfällt.

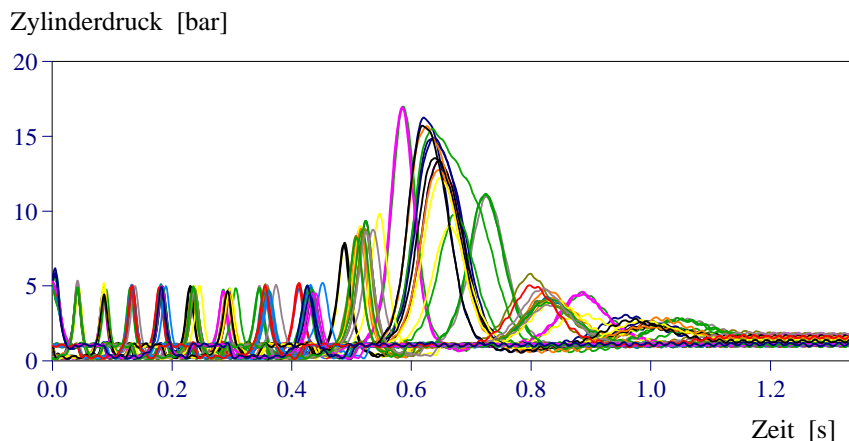


Bild 4.2.3.2-1: Zylinderdruckverlauf beim Abstellvorgang (DK auf bei 680°NW) (15 Messungen)

In einem zweiten Ansatz wird daher eine Drosselklappensteuerung entworfen, deren Eingangsparameter die Motordrehzahl anstelle des Kurbelwellenwinkels ist. Mit der Motordrehzahl als Eingangssignal läßt sich die Zylinderfüllung direkt abhängig vom kinetischen Energiezustand des Motors vornehmen, so daß die Streuung der Leerlaufdrehzahl als Störquelle des Drosselklappenverhaltens im Gegensatz zur winkelgeführten Kennlinie ausgeschaltet ist.

Da das Kurbelwinkel-Zielfenster (100-120°KW n. OT) später als die energetisch neutrale Kurbelwinkellage bei gleicher Zylinderfüllung (90°KW n. OT) liegt, muß zur Positionierung der Kurbelwelle während der Befüllung des Kompressions- und Expansionszylinders ein negativer Saugrohrdruckgradient vorliegen. Weil der Expansionszylinder beim 4-Zylinder-Reihenmotor um 180°KW vor dem Kompressionszylinder befüllt wird, bewirkt ein negativer Saugrohrdruckgradient eine größere Füllung des Expansionszylinders im Vergleich zum Kompressionszylinder. Dadurch wird der Motor im statistischen Mittel in einem Winkelbereich später als 90°KW n. OT anhalten.

Zur Kurbelwellenpositionierung während des Motorauslaufs per Drosselklappe bieten sich grundsätzlich zwei Konzepte an: eine reine Drosselklappensteuerung oder eine Drosselklappenregelung, mit der die Zylinderzielposition in Abhängigkeit der Motordrehzahl und der Zylinderfüllung dargestellt werden kann.

In Bild 4.2.2.3-2 sind der Saugrohrdruckverlauf, sowie die Soll- und Ist-Drosselklappenposition während eines Motorauslaufvorgangs über der Zeit aufgetragen. Es wird deutlich, daß die Saugrohrdruckabsenkung beim Schließen der Drosselklappe sehr langsam abläuft. Dies ist der Fall, da das relativ große Saugrohrvolumen ( $V_{\text{Saugrohr}} \cong V_H = 4 \cdot V_h$ ) durch die Ansaugphasen der einzelnen Zylinder evakuiert werden muß. Zur Erzeugung eines Saugrohrunterdrucks während des Motorsauslaufs wird daher wesentlich mehr Zeit benötigt als zur Erhöhung des Saugrohrdrucks von einem niedrigen Saugrohrdruckniveau aus. Verglichen mit der Zeit, die für den gesamten Abstellvorgang zur Verfügung steht, ist die Zeit sehr groß, die zur Evakuierung des Saugrohrs benötigt wird. Es ist während des gesamten Auslaufvorgangs nicht mehr möglich, vom Umgebungsdruckniveau (1 bar) ausgehend das Leerlaufdruckniveau (0,25 bar) wieder zu erreichen. Eine Evakuierung kann nur noch bis etwa 0,8 bar erfolgen.

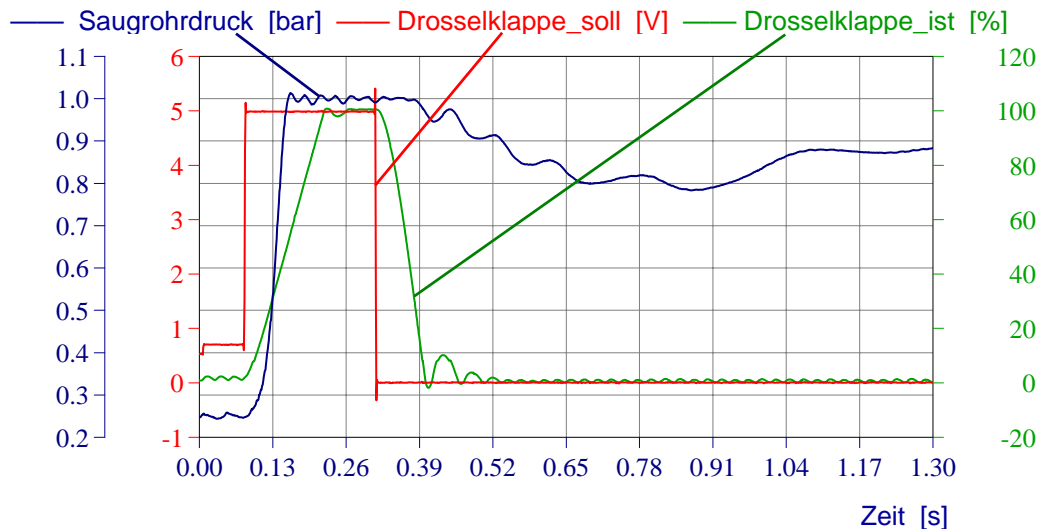


Bild 4.2.2.3-2: Saugrohrdruckverlauf bei Drosselklappensprung (Meßergebnisse)

Da die Zeitkonstante der Saugrohrdruckabsenkung wesentlich größer ist als die gesamte Motorauslaufzeit, ist die Drosselklappe zur Darstellung einer Füllungsregelung deutlich zu langsam und somit ungeeignet. Daher wird im weiteren nur noch die reine Drosselklappensteuerung betrachtet, bei der die Drosselklappe drehzahlabhängig, ohne Soll-Ist-Korrektur während des Motorauslaufs verfahren wird. Die Robustheit einer solchen Steuerung wird im Kapitel 4.2.4 (Robustheitsanalyse) untersucht.

#### 4.2.3.3 Strategie 2: Bremssystem an der Kurbelwelle (Zielbremsung)

Ausführungen von Kurbelwellenbremssystemen sind zur Zeit nicht bekannt. Ziel ist es, die Anforderungen an eine Kurbelwellenbremse zu definieren, die in der Lage ist, die Kurbelwelle ab dem letzten OT in die Zielposition zu bremsen. Das Bremsmoment wird dabei während des gesamten Bremsvorgangs kontrolliert aufgebracht. Zu Simulationszwecken wird ein hypothetisches Bremssystem definiert.

Um einen möglichst langen Motorauslauf zur Frischgasspülung der Zylinder zu ermöglichen, wird als Zeitpunkt des frühestmöglichen Bremsengriffs der letzte OT festgelegt, der sich sehr gut voraussagen läßt (Kapitel 4.1.6.2.3). Läßt sich keine eindeutige Aussage über den letzten OT treffen, wird der vorletzte OT herangezogen, von dem mit Sicherheit gesagt werden kann, daß dieser noch überwunden wird. Ein Bremsengriff nach Überschreiten des Soll-Stoppwinkels und vor Überschreiten des nächsten OT würde bedeuten, daß der nachfolgende OT bedingt durch den Bremsengriff ggf. nicht mehr überwunden werden kann und die Soll-Stopposition ( $\varphi_{\text{Bremswinkel}}$ ) im weiteren Verlauf des Motorauslaufs nicht mehr überschritten wird. Somit ist der letzte OT definitiv der frühestmögliche Zeitpunkt für einen Bremsengriff, der die geringst mögliche Bremsarbeit erfordert.

Der Bremsmomentverlauf über der Zeit wird so angenommen, daß eine konstante Verzögerung erzielt wird. Die Abschätzung des erforderlichen Bremsmomentes erfolgt mit Hilfe der Bewegungsgleichung des Kurbeltriebs (Kapitel 4.2.1.2).

$$M_{\text{Brems}} = \sum_z M_{\text{Gasmoment}_z} - M_{\text{Reibung}} - \frac{1}{2} \frac{dJ_{\text{red}}(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 - J_{\text{red}}(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} \quad (\text{Gl. 4.2.3-1})$$

Daraus ergibt sich unter der Annahme konstanter Verzögerung:

$$M_{\text{Brems}} = \sum_z M_{\text{Gasmoment}_z} - M_{\text{Reibung}} - \frac{1}{2} \frac{dJ_{\text{red}}(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 - J_{\text{red}}(\varphi) \cdot \left( \frac{\omega_{\text{Ziel}} - \omega_{\text{Brems}}}{t_{\text{Ziel}} - t_{\text{Brems}}} \right) \quad (\text{Gl. 4.2.3-2})$$

mit:  $\omega_{\text{Brems}}$  : KW-Winkelgeschwindigkeit beim Bremsengriff  
 $\omega_{\text{Ziel}} = 0$ : KW-Winkelgeschwindigkeit am Ende des Bremsvorgangs  
 $t_{\text{Ziel}} - t_{\text{Brems}}$  : Verzögerungszeit

In Bild 4.2.3.3-1 ist ein typischer Drehzahlverlauf ohne und mit hypothetischem Bremsengriff an OT exemplarisch im Drehzahl-Zeit-Diagramm dargestellt.

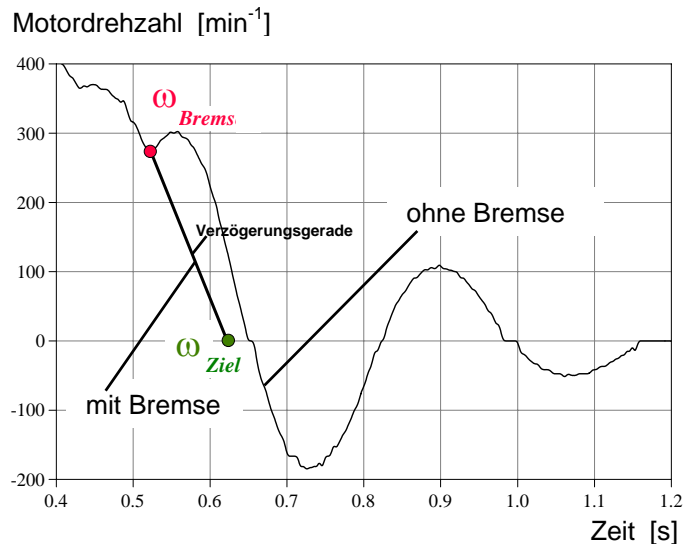


Bild 4.2.3.3-1: Drehzahlverlauf mit (Bremse) und ohne konstante Verzögerung

Bei einem Zielwinkel von  $115^\circ \text{KW n. OT}$  dauert der Bremsvorgang etwa  $0,1 \text{ s}$ . Das aufzubringende Moment beträgt etwa  $70 \text{ Nm}$ , je nach Drehzahl im letzten OT. Bei Annahme einer Sicherheit von 2 müsste eine Bremsvorrichtung daher auf etwa  $140 \text{ Nm}$  Moment ausgelegt werden. Problematisch hinsichtlich des Bauaufwandes einer Bremse dürfte sich die Forderung nach einem regelbaren Moment innerhalb von  $0,1 \text{ s}$  erweisen.

#### 4.2.4 Robustheitsanalyse

Anhand des validierten Motorsimulationsmodells werden Variationen als relevant erachteter Parameter durchgeführt und ihre Auswirkung auf das Auslaufverhalten betrachtet. Dabei wird insbesondere die Stopposition betrachtet. Zuerst werden Randbedingungen (Leerlaufdrehzahl, Saugrohrdruck im Leerlauf, letzter Verbrennungsdruckverlauf usw.) und eine Drosselklappensteuerungsstrategie vorgegeben, mit denen die Kurbelwelle im relevanten Kurbelwinkelfenster zum Stillstand kommt. Danach wird allein der jeweils betrachtete Parameter in vorgegebenen Grenzen variiert und dessen Auswirkung auf den Auslaufvorgang analysiert. Ein Regeleingriff findet im ersten Simulationdurchlauf nicht statt.

In den folgenden Simulationsschritten wird dann die Robustheit des entwickelten Regelalgorithmus analysiert. Jede Parametervariation wird nochmals mit dem Regeleingriff der hypothetischen Bremsvorrichtung durchgeführt.

Die Simulation wird für den  $1.6\text{l}$ -Motor (Kapitel 5.1) durchgeführt. Für den Saugrohrdruck während des Leerlaufbetriebs ergeben sich aus den Messungen  $350 \text{ mbar}$ . Die Leerlaufdrehzahl beträgt  $700 / \text{min}$ . Bei diesen Randbedingungen wird für die Drosselklappensteuerung ein einfacher Algorithmus verwendet: Die Drosselklappe wird bei Start der Simulation (d. h. im nächsten OT nach Abschalten der Zündung und Einspritzung) zu  $30 \%$  geöffnet und  $160 \text{ ms}$  nach Start der Simulation vollständig geschlossen. Ohne Regeleingriff stellt sich mit dieser Drosselklappensteuerung eine Stopposition von  $119^\circ \text{KW n. OT}$  ein. In [Bild 4.2.4-1](#) sind die Simulationen des

Drehzahl- und Zylinderdruckverlaufs während des Abstellvorgangs für den 1.6l-Zielmotor dargestellt.

Zur Robustheitsanalyse dieses Abstellvorgangs werden folgende Parameter variiert:

- Leerlaufdrehzahl
- Reibung
- Verdichtungsverhältnis
- Umgebungsdruck
- Ablauf der letzten Verbrennung
- Luftmassenstrom durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil
- Luftmassenstrom durch die Drosselklappe
- Ansauglufttemperatur
- Motoröltemperatur
- Getriebeöltemperatur
- Trägheitsmoment
- Ventilspiele
- Steuerzeiten

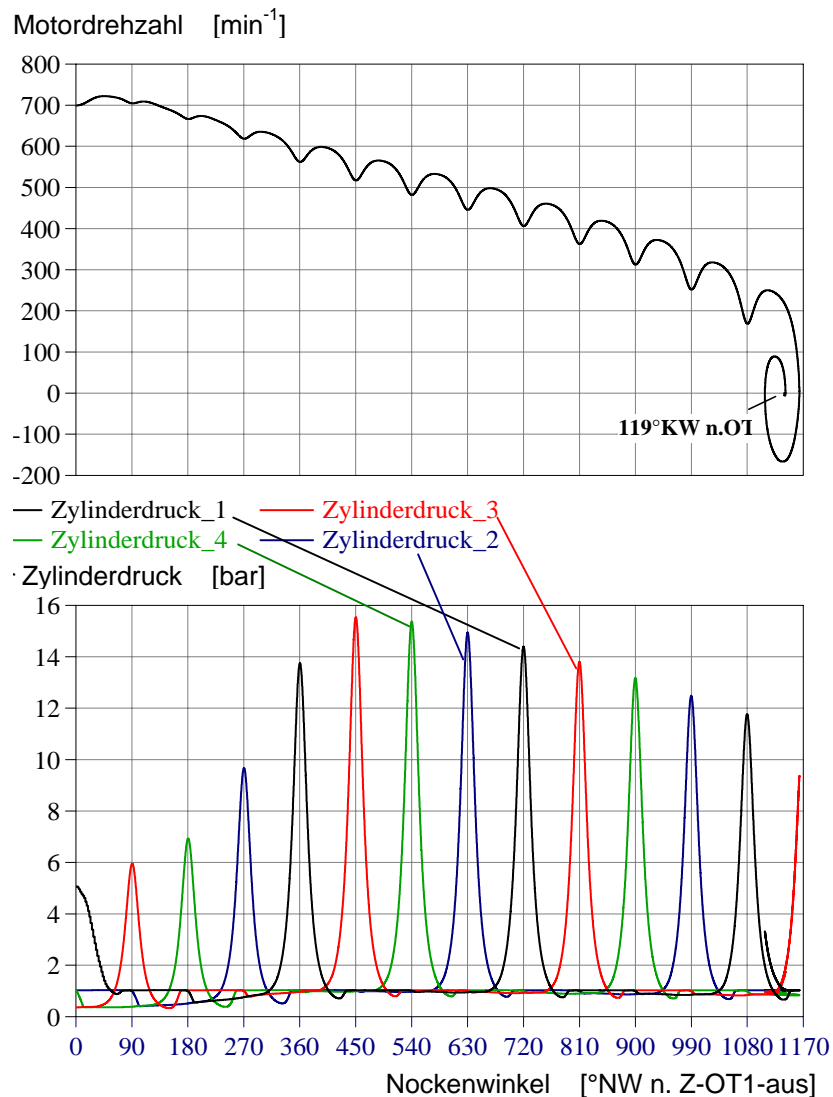


Bild 4.2.4-1: Simulierter Druck- und Drehzahlverlauf beim Abstellvorgang

#### 4.2.4.1 Variation der Leerlaufdrehzahl

Um den Einfluß der Leerlaufdrehzahl auf die Stopposition des Motors zu untersuchen, wird die Leerlaufdrehzahl in folgenden Schritten variiert:

700 /min  $\pm 1\%$ ,  $\pm 2\%$ ,  $\pm 5\%$  und  $\pm 10\%$

Die aus den Simulationen ohne Regeleingriff resultierenden Drehzahlverläufe und Stoppositionen sind in Bild 4.2.4.1-1 und Bild 4.2.4.1-2 dargestellt.

Wie Bild 4.2.4.1-1 zu entnehmen, führt bereits eine Erhöhung der Leerlaufdrehzahl um 1 % zu einem vollkommen veränderten Auslaufverhalten. Der OT bei 1170°NW wird mit der höheren Drehzahl noch überwunden, der Abstellzylinder ändert sich. Zudem ändert sich die Stopposition in Bezug zum OT des jeweiligen Expansionszylinders um 32°KW, von 119°n. OT auf 87°n. OT und liegt damit außerhalb des für den Direktstart als optimal betrachteten Kurbelwinkelfensters (100 bis 120°n. OT).

Für die Robustheit des Systems dürften bei Einstellung eines mittleren Stoppwinkels von 110°KW n. OT maximal 10°KW Abweichung zugelassen werden. Das System wäre damit ohne Regeleingriff schon für Leerlaufdrehzahlabweichungen von 1 % nicht robust hinsichtlich der Einhaltung der Stopposition, selbst wenn es möglich wäre, alle anderen Einflußparameter vollkommen konstant zu halten. Da zudem die Einhaltung der Leerlaufdrehzahl in Grenzen von deutlich weniger als  $\pm 1\%$  (hier:  $\pm 7$  /min) an heutigen Motoren nicht realistisch erscheint, scheidet eine reine Drosselklappensteuerung zur Stoppositionseinhaltung aus.

— Leerlaufsdrehzahl (700 / min) (Stopposition 119°KW n. OT)  
— +1 % Leerlaufdrehzahl (87°) — -1 % Leerlaufdrehzahl (114°)  
— +2 % Leerlaufdrehzahl (98°) — -2 % Leerlaufdrehzahl ( 96°)

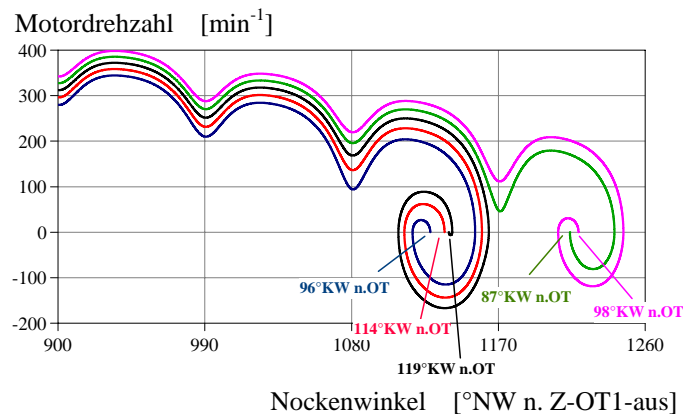


Bild 4.2.4.1-1: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation der Leerlaufdrehzahl um  $\pm 1\%$  und  $\pm 2\%$

- Leerlaufdrehzahl (700 / min) (Stopposition 119°KW n. OT)
- + 5 % Leerlaufdrehzahl ( 84°) — - 5 % Leerlaufdrehzahl (113°)
- +10 % Leerlaufdrehzahl (110°) — -10 % Leerlaufdrehzahl ( 96°)

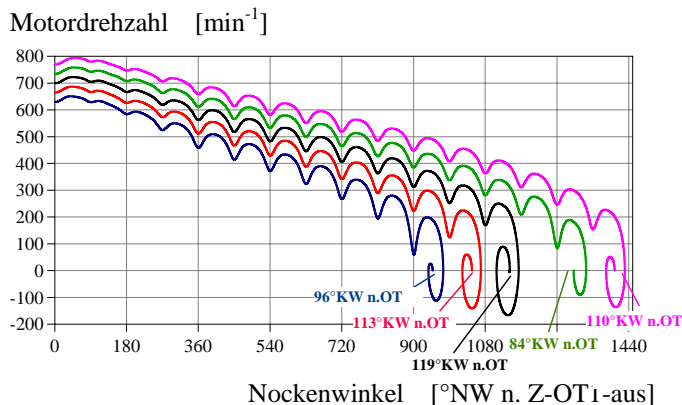


Bild 4.2.4.1-2: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation der Leerlaufdrehzahl um ±5% und ±10%

Bei einem Regeleingriff mit Hilfe des hypothetischen Bremssystems wird die Zielposition immer erreicht. In Bild 4.2.4.1-3 ist exemplarisch der Drehzahlverlauf für eine Leerlaufdrehzahlabweichung von ±2 % ab dem letzten OT für die Ausgangssimulation und einen Bremsingriff dargestellt. Das Bremsmoment hängt dabei sowohl vom Eingriffswinkel als auch von der Eingriffsdrehzahl ab (Kapitel 4.2.3.3). Hier wird der Eingriff bei einer Drehzahl unter 190 /min ermöglicht. Der Eingriff erfolgt im letzten OT vor Motorstopp. Das maximale Bremsmoment, das an der Kurbelwelle aufgebracht werden muß, beträgt ca. 50 Nm.

- + 2 % Leerlaufdrehzahl (86°) — - 2 % Leerlaufdrehzahl (96°)
- + 2 % gebremst (115°) — - 2 % gebremst (115°)

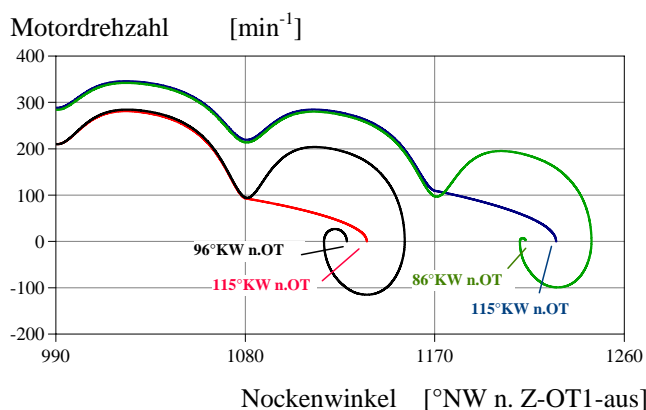


Bild 4.2.4.1-3: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation der Leerlaufdrehzahl ohne und mit Bremsingriff bei OT



#### 4.2.4.2 Variation der Reibung

Im ersten Ansatz wird der Einfluß der gesamten Motorreibung untersucht. In Bild 4.2.4.2-1 sind die Drehzahlverläufe verschiedener Auslaufvorgänge dargestellt, bei denen die Motorreibung von  $\pm 1\%$  bis  $\pm 10\%$  variiert wird. Alle anderen Parameter werden bei dieser Variation konstant gelassen. Ein Regeleingriff erfolgt nicht.

Die Reibung beeinflusst das Auslaufverhalten wesentlich. Eine Erhöhung der gesamten Reibung erzeugt sowohl eine Zeitreduzierung des Abstellvorgangs als auch eine Minimierung des in der Auspendelphase überstrichenen Kurbelwinkels. Bei Reduzierung der Reibung um  $1\%$  ändert sich die Stopposition um  $5^\circ\text{KW}$ . Bereits  $5\%$  Reibungsänderung führen zu Abweichungen der Stopposition von weit über  $20^\circ\text{KW}$ , so daß ein System ohne Regeleingriff gegenüber  $5\%$  Reibungsänderung nicht robust ist. Da allein aufgrund von mechanischer, oxidativer oder thermischer Beanspruchung moderner Mehrbereichsmotoröle irreversible Viskositätseinbußen von etwa  $25\%$  auftreten können [109], die Reibungsänderungen in ähnlicher Größenordnung hervorrufen, erscheint eine reine Drosselklappensteuerung allein wegen des Viskositätseinflusses nicht umsetzbar.

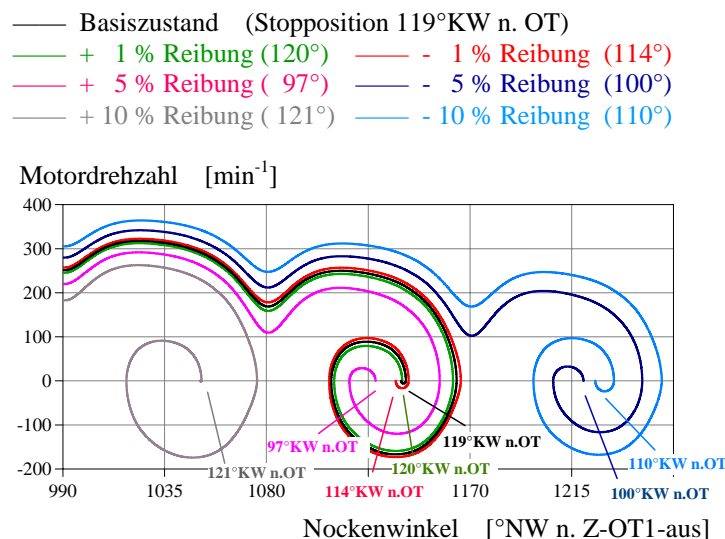
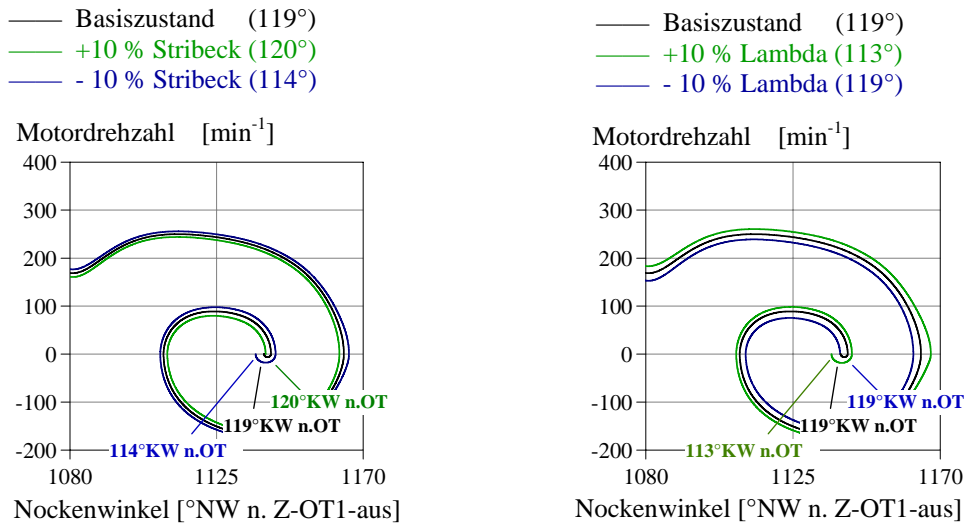


Bild 4.2.4.2-1: Drehzahlverlauf bei Variation der Motorgesamtreibung

Weiterhin wird der Übergang zwischen Mischreibung und hydrodynamischer Reibung an den Kolbenringen analysiert. Dazu wird der kritische Stribeckparameter (Kapitel 4.2.1.5.1) variiert, dessen Betrag den Übergangspunkt von Gleit- zu Mischreibung bestimmt. Eine Reduzierung des kritischen Stribeckparameters von  $10\%$  bewirkt eine Stoppositionsänderung von  $6^\circ\text{KW}$ .

Des Weiteren wird der Übergang zwischen Mischreibung und hydrodynamischer Reibung am Ventiltrieb (Kontakt zwischen Nocken und Stößel) analysiert. Dazu wird der Schmierfilmparameter  $\lambda$  (Kapitel 4.1.2.5.2) verändert. Dessen Einfluß ist von ähnlicher Bedeutung wie der des Übergangspunktes an den Kolbenringen. Eine Änderung von  $10\%$  bewirkt eine Abweichung der Stopposition von  $6^\circ\text{KW}$ .

In Bild 4.2.4.2-2 sind sowohl der Übergang zwischen Mischreibung und hydrodynamischer Reibung an den Kolbenringen als auch am Ventiltrieb dargestellt.



(a) Variation des Stribeckparameters der Kolbenringe (b) Variation des Schmierfilmparameters  
 Bild 4.2.4.2-2: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Übergangs zwischen Mischreibung und hydrodynamischer Reibung

Mit einem Regeleingriff mittels externem Bremssystem kann die Zielposition immer erreicht werden. Bild 4.2.4.2-3 stellt den Drehzahlverlauf dar ab dem letzten OT für die Ausgangssimulation (Reibung ±5 %) und einem Drehzahlverlauf mit Eingriff einer Bremse. Das maximale Bremsmoment, das dabei von der Bremse an der Kurbelwelle aufgebracht werden muß, beträgt ca. 50 Nm.

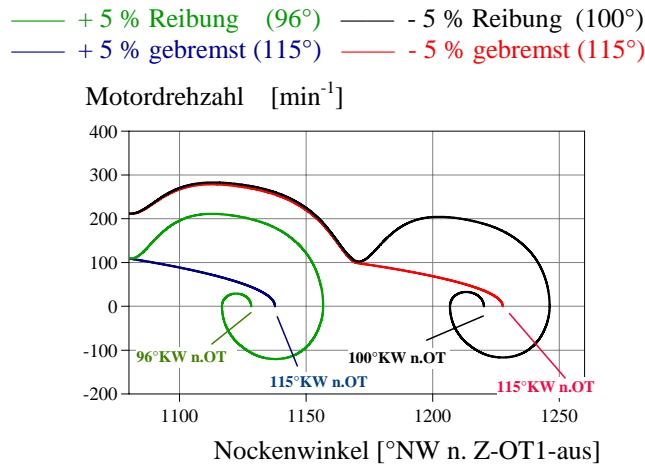


Bild 4.2.4.2-3: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation der Reibung ohne und mit Bremseneingriff bei OT

### 4.2.4.3 Variation des Verdichtungsverhältnisses

Da das geometrische Verdichtungsverhältnis direkt den Zylinderdruckverlauf beeinflusst und somit relevant für das Motorauslaufverhalten sein dürfte, wird auch dessen Einfluß untersucht. Die Simulationsergebnisse der Verdichtungsverhältnisvariationen

von  $\pm 5\%$  sind in Bild 4.2.4.3-1 dargestellt. Die Abweichung der Stopposition liegt bei  $\pm 1^\circ\text{KW}$ . Bei  $1\%$  Abweichung des Verdichtungsverhältnisses liegt sie bei  $0,8^\circ\text{KW}$ . Solange der Abstellzylinder sich durch eine Änderung des Verdichtungsverhältnisses nicht ändert, ist die Abstellposition gegenüber einer Änderung von  $5\%$  robust.

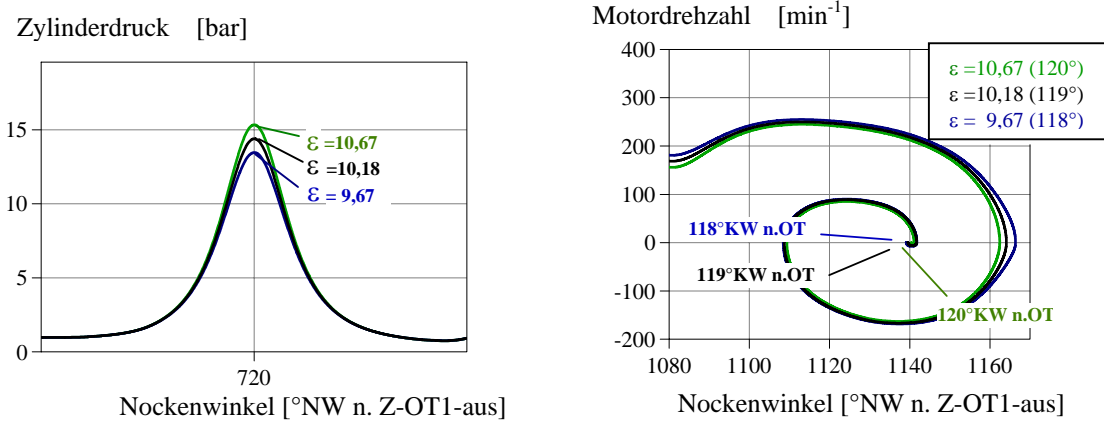


Bild 4.2.4.3-1: Zylinderdruck-, Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Verdichtungsverhältnisses um  $\pm 5\%$

Bei größeren Änderungen des Verdichtungsverhältnisses, wie beispielsweise für  $\pm 20\%$  in Bild 4.2.4.3-2 dargestellt, ist der Motorauslauf hinsichtlich der Stoppositionseinhaltung ohne Regeleinriff nicht mehr robust. Beim niedrigen Verdichtungsverhältnis läuft der Motor einen Zyklus weiter, da weniger Kompressionsarbeit zu leisten ist. Die Stopposition in diesem Zyklus weicht um  $32^\circ\text{KW}$  vom Bezugs-wert ( $119^\circ\text{KW n. OT}$  bei  $\varepsilon = 10,18$ ) ab.

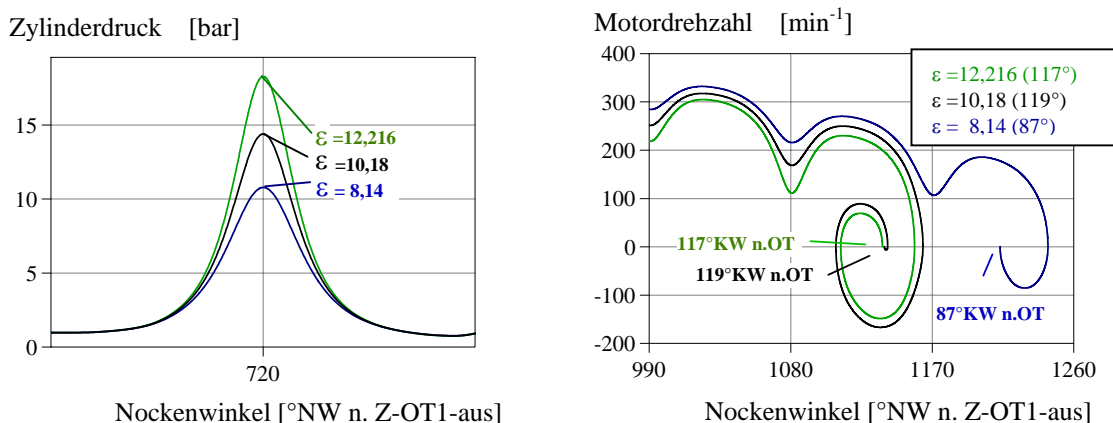


Bild 4.2.4.3-2: Zylinderdruck-, Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Verdichtungsverhältnisses um  $\pm 20\%$

Bei einem Regeleinriff mittels externem Bremssystem kann die Zielposition immer erreicht werden. In Bild 4.2.4.3-3 ist der Drehzahlverlauf mit Regeleinriff per Bremse ab dem letzten OT für die Ausgangssimulation nach Bild 4.2.4.3-2 (Verdichtungsverhältnisvariation  $\pm 20\%$ ) dargestellt. Das maximale Bremsmoment, welches an der Kurbelwelle aufgebracht werden muß, beträgt ca.  $70\text{ Nm}$ .

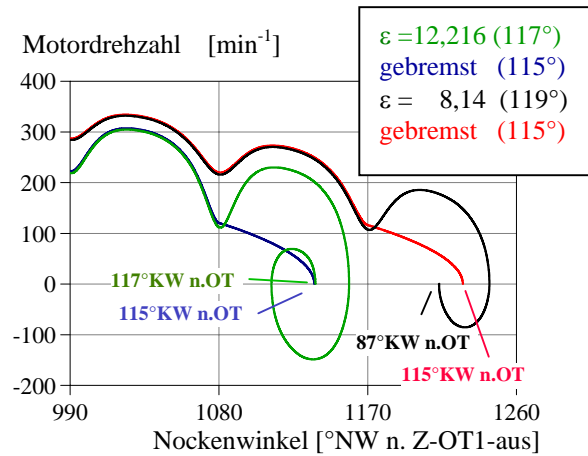


Bild 4.2.4.3-3: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Verdichtungsverhältnisses um  $\pm 20\%$  ohne und mit Eingriff einer Bremse (Bremseingriff bei OT)

#### 4.2.4.4 Variation des Umgebungsdrucks

Ein weiterer untersuchter Parameter ist der Umgebungsdruck, der sich insbesondere bei Fahrzeugbetrieb in unterschiedlichen Höhenlagen ändert. Für eine Höhe von 2000 Höhenmeter ergibt sich beispielsweise ein Umgebungsdruck von etwa 0,8 bar. Bild 4.2.4.4-1 stellt den Auslaufvorgang für verschiedene Umgebungsdrücke dar.

- Umgebungsdruck = 1,06 bar ( 95°)      — Umgebungsdruck = 1,00 bar (119°)
  - Umgebungsdruck = 1,02 bar (120°)      — Umgebungsdruck = 0,96 bar (115°)
  - Umgebungsdruck = 1,013 bar (119°)      — Umgebungsdruck = 0,80 bar ( 96°)
- (Basiszustand)

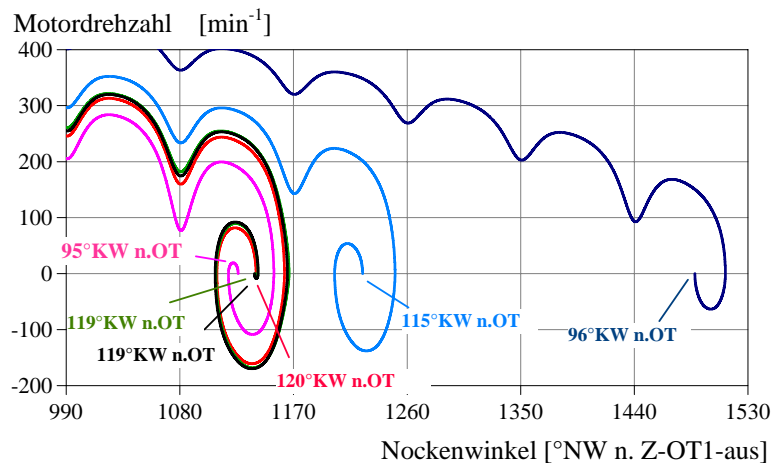


Bild 4.2.4.4-1: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Umgebungsdrucks

Bereits eine Abweichung des Umgebungsdrucks um 5 % (1,06 bar) kann zu einer deutlichen Änderung des Auslaufverhaltens führen. Im Beispiel weicht die Stopposition um 24°KW ab, so daß sie ohne Regeleingriff nicht im Zielfenster gehalten werden kann. Bei 0,8 bar Umgebungsdruck fällt die Änderung des

Auslaufverhaltens drastisch aus. Die Kurbelwelle dreht um 4 Kompressionsphasen weiter als bei 1,013 bar und die Stopposition weicht um 23°KW ab. Ohne Regeleingriff ist eine Positionierung im Zielfenster nicht möglich.

In Bild 4.2.4.4-2: ist der Drehzahlverlauf ab dem letzten OT für die Ausgangssimulation nach Bild 4.2.4.4-1 für die Variation des Umgebungsdrucks um  $\pm 5\%$  mit dem Regeleingriff einer Bremse gezeigt. Das maximale Bremsmoment, welches an der Kurbelwelle aufgebracht werden muß, beträgt ca. 50 Nm. In beiden Fällen wird mit Hilfe des Regeleingriffs die gewünschte Stopposition problemlos erreicht.

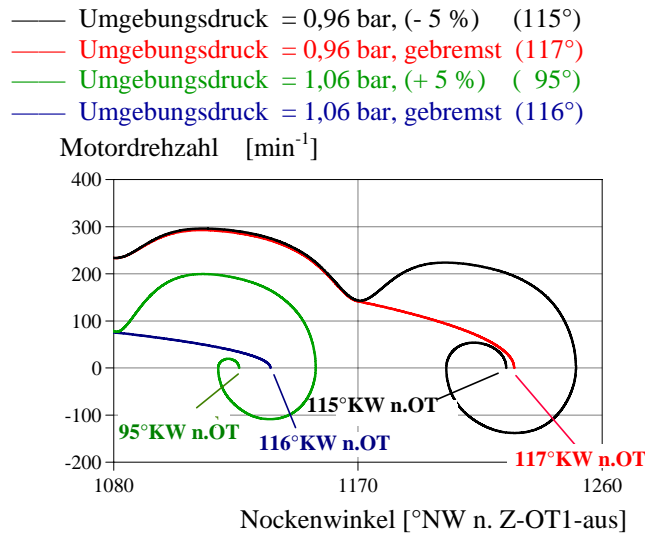


Bild 4.2.4.4-2: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Umgebungsdrucks ohne und mit Eingriff einer Bremse (Eingriff bei OT)

#### 4.2.4.5 Variation der letzten Verbrennung

Ein anderer untersuchter Variationsparameter ist die letzte Verbrennung, die nach dem Ausschalten von Zündung und Einspritzung stattfindet und unvermeidbaren zyklischen Schwankungen unterliegt. Zur einfachen Untersuchung der Auswirkungen der zyklischen Schwankungen wird ein gemessener Druckverlauf mit Multiplikatoren angehoben bzw. abgesenkt. Dadurch wird der Druck zwischen dem Startwinkel (0°KW) bis zum Erreichen von „Aö“ des 1. Zylinders verändert.

In Bild 4.2.4.5-1 sind die Auswirkungen der Variationen um  $\pm 5\%$  und  $\pm 10\%$  dargestellt. Bereits eine Abweichung des Verbrennungsdrucks um  $+10\%$  führt zu einer drastischen Änderung des Auslaufverhaltens, so daß das Zielfenster ohne Regeleingriff nicht eingehalten werden kann. Alle anderen Varianten gewährleiten dagegen eine Stopposition innerhalb des Zielfensters.

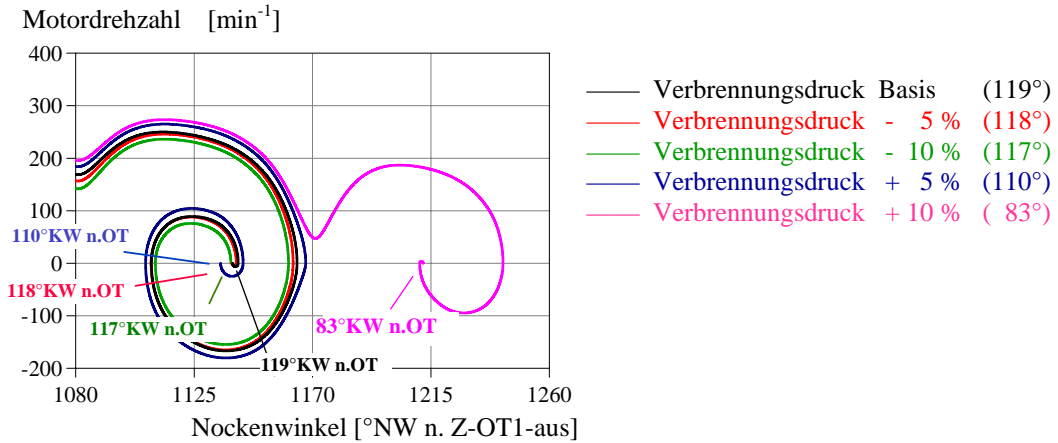


Bild 4.2.4.5-1: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation der letzten Verbrennung

#### 4.2.4.6 Variation des Leckluftmassenstroms durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil und die Drosselklappe

Bei vollständigem Schließen der Drosselklappe wird das Saugrohr zum Einlaßtrakt hin nicht vollständig abgedichtet, sondern es fließt ein Leckagestrom durch Leckspalte der Drosselklappe. Zudem tritt Leckluft durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil ins Saugrohr ein. Es liegt nah, daß die Leckluftmassenströme das dynamische Verhalten des Saugrohrdrucks entscheidend beeinflussen. Daher wird der Einfluß des Massenstroms durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil und des Drosselklappen-Leckagemassenstroms bei vollkommen geschlossener Drosselklappe während des Motorauslaufs untersucht.

Bild 4.2.4.6-1 zeigt den Motorauslauf für eine Leckagevariation von bis zu 100 %. Offensichtlich ist der Einfluß einer 10-prozentigen Variation des Massenstroms durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil auf die Stopposition relativ gering. Es kommt zu 7°KW Abweichung. Mit einer Erhöhung um 100 % beträgt die Abweichung 10°KW.

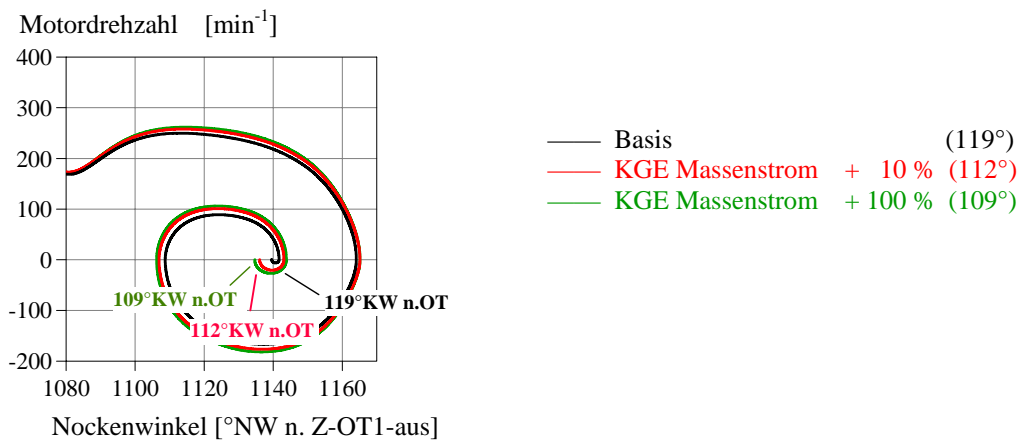


Bild 4.2.4.6-1: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Massenstroms durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil (KGE)

Ein ähnliches Verhalten zeigt sich, wenn der Leckmassenstrom durch die Drosselklappe variiert wird (Bild 4.2.4.6-2). Mit einer Absenkung des Massenstroms durch die Drosselklappe von 100 % (bei geschlossener DK während des Motorauslaufs) wird das Zielfenster nicht mehr erreicht. Die Abweichung beträgt 11°KW. Eine 100-prozentige Erhöhung des Leckagestroms führt zu einer Abweichung von 14°KW. Die Abweichung ist damit in beide Richtungen größer als 10°KW, so daß bei Auslegung der Stopposition in der Basiskonfiguration in die Mitte des Toleranzfensters das Zielfenster verlassen würde.

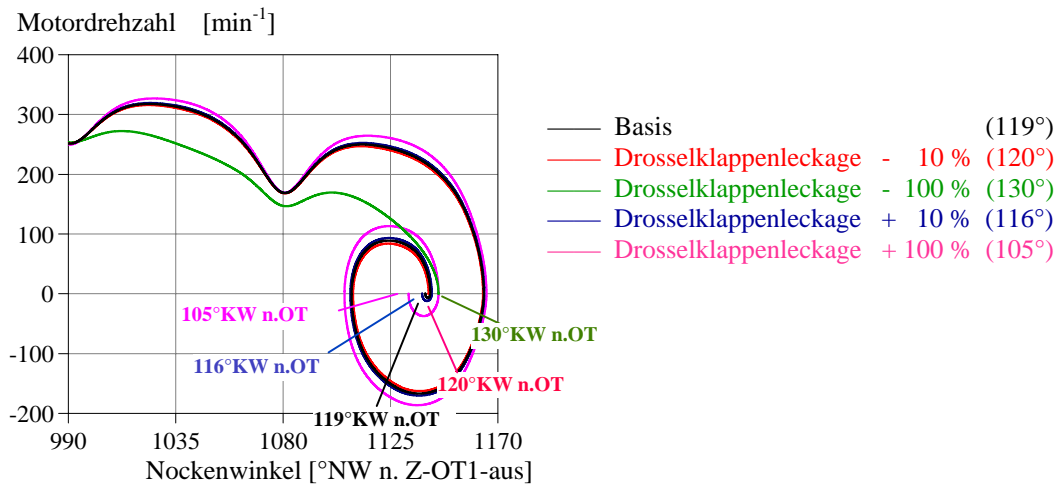


Bild 4.2.4.6-2: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Leckagestroms durch die Drosselklappe

In Bild 4.2.4.6-3 sind die Drehzahlverläufe ab dem letzten OT für die Leckmassenstromvariationen um ±100 % und einen Drehzahlverlauf mit Eingriff einer Bremse dargestellt. Der Zielwinkel wird mit Einsatz der Bremse immer erreicht. Das maximale Bremsmoment, welches an der Kurbelwellen aufgebracht werden muß beträgt ca. 70 Nm.

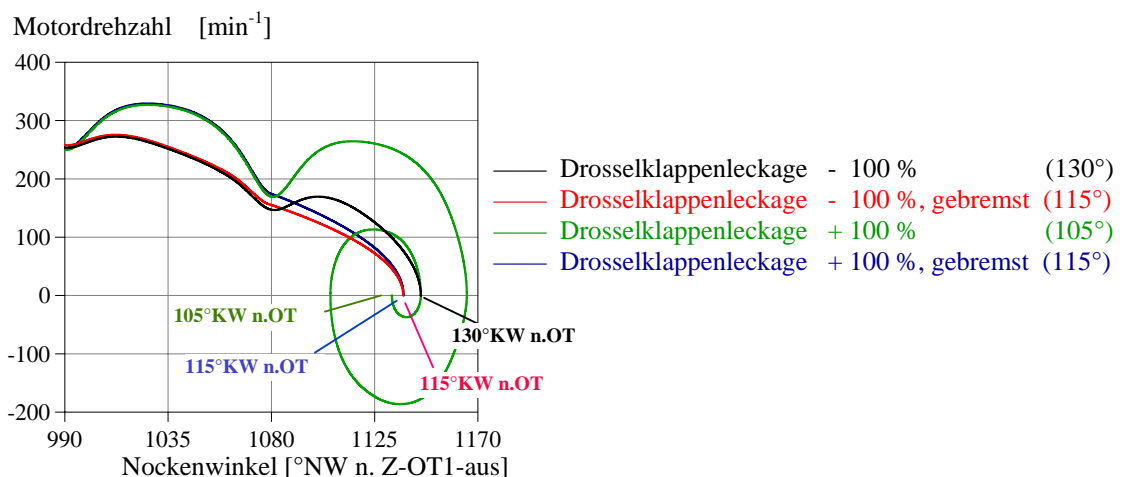


Bild 4.2.4.6-3: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Leckluftmassenstroms durch die Drosselklappe ohne und mit Eingriff einer Bremse (Eingriff bei OT)

#### 4.2.4.7 Variation der Ansaugluft- und Öltemperatur

In Bild 4.2.4.7-1 ist die Drehzahl in der Auspendelphase für verschiedene Saugrohrtemperaturen und zwar für Temperaturänderungen von  $\pm 50^\circ\text{C}$  dargestellt.  $50^\circ\text{C}$  Temperaturunterschied führen zu einer Abweichung von bis zu  $8^\circ\text{KW}$ . Das Zielfenster wird nicht verlassen

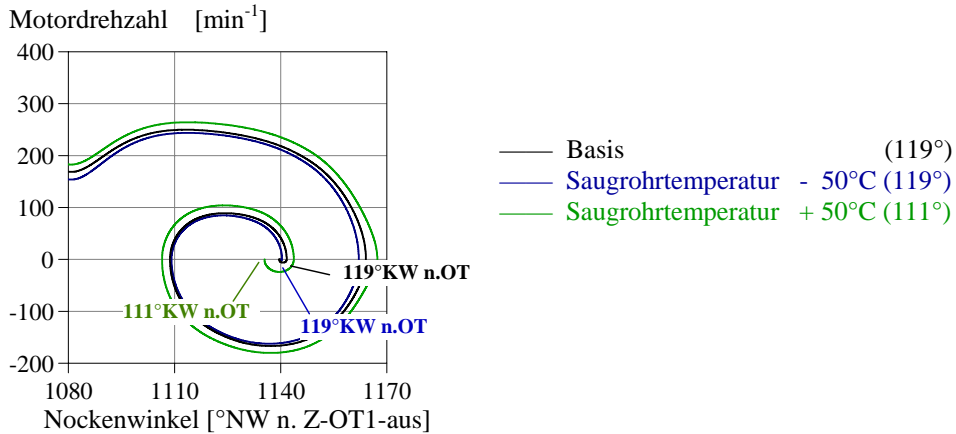


Bild 4.2.4.7-1: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation der Saugrohrtemperatur

Die Öltemperatur bestimmt die dynamische Viskosität des Öls und damit den aktuellen Reibungszustand des Motors. Kleine Änderungen der Öltemperatur ( $1^\circ\text{C}$ ) wirken sich nicht entscheidend auf die Stopposition aus. Große Änderungen hingegen ( $50^\circ\text{C}$ ) nehmen deutlich Einfluß auf den Drehzahlverlauf und die Stopposition, wie in Bild 4.2.4.7-2 zu sehen ist. Mit Hilfe eines Bremsengriffs im OT könnte die Kurbelwelle allerdings immer an der gewünschten Position zum Stillstand gebracht werden (hier nicht dargestellt). Das maximal erforderliche Bremsmoment würde in diesem Fall etwa  $75\text{ Nm}$  betragen.

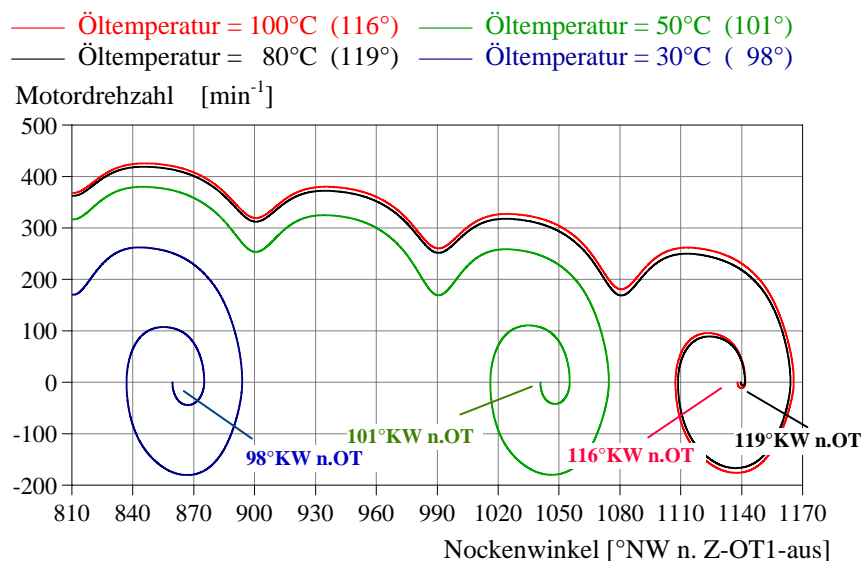


Bild 4.2.4.7-2: Drehzahlverlauf und Stopposition bei verschiedenen Motoröltemperaturen



#### 4.2.4.8 Variation des Trägheitsmoments

Eine Steigerung bzw. Reduzierung des gesamten Massenträgheitsmomentes des Motors von 1 % bewirkt eine Winkelabweichung von ca. 2°KW.

#### 4.2.4.9 Variation des Ventilspiels

Die Ventilspiele am Einlaß- und Auslaßventil beeinflussen den Zylinderdruckverlauf und somit den Auslaufvorgang. In Bild 4.2.4.9-1 sind Motorauslaufvorgänge mit unterschiedlichem Einlaßventilspiel dargestellt (Basis  $\pm 0,06$  mm und  $\pm 0,12$  mm). Dabei entsprechen 0,06 mm der Größe zulässigen Toleranzbereiches, in dem sich das Ventilspiel bei kaltem Motor befinden darf.

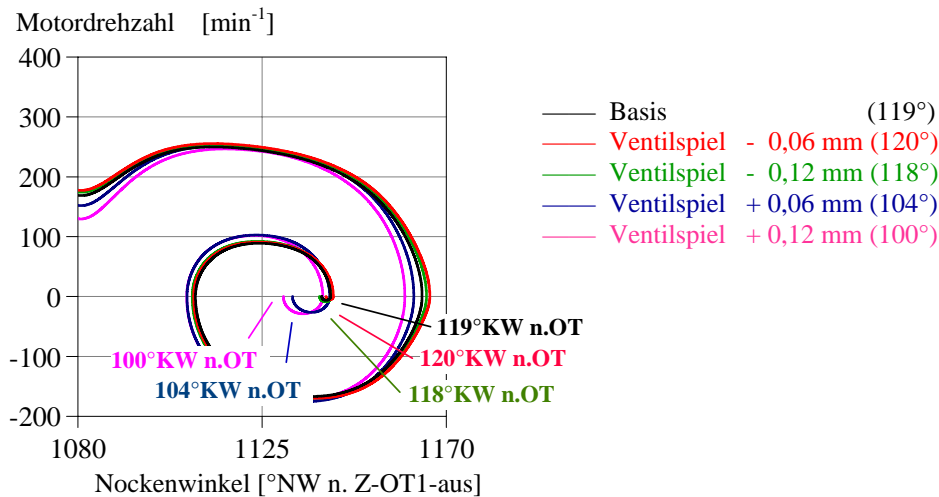


Bild 4.2.4.9-1: Drehzahlverlauf und Stopposition bei Variation des Einlaßventilspiels

Bei Ventilspieleinstellwerten innerhalb des zulässigen Toleranzbereiches (0,06 mm) liegt zwar im Beispiel die Stopposition noch im Zielfenster, die Winkelabweichung der Stopposition beträgt aber bis zu 15°KW und ist damit deutlich größer als die maximal tolerierbare Winkelabweichung (10°KW).

#### 4.2.4.10 Variation der Steuerzeiten

Um Voraussagen über den Einfluß von Steuerzeitenänderungen treffen zu können, wird die Simulation mit verschiedenen Nockenhubkurven durchgeführt. Die untersuchten Einlaßnocken sind in Bild 4.2.4.10-1 aufgeführt. Die Basisnockenwelle weist dabei eine Ventilöffnungsdauer von 240°KW auf. Bei der Untersuchung wird zuerst die Steuerzeit „Es“ konstant gehalten (Versuche (a) bis (c)), so daß sich mit Verkürzung der Ventilöffnungsdauer ein späteres „Eö“ ergibt, danach wird „Eö“ konstant gehalten, so daß sich ein früheres „Es“ ergibt (Versuche (d) bis (f)).

Auslaß		Einlaß			
Ventilöffnungs- dauer [°KW]	Steuerzeit „As“ [°KW n. OT]	Ventilöffnungs- dauer [°KW]		Steuerzeit „Eö“ [°KW n. OT]	Steuerzeit „Es“ [°KW n. UT]
240	0	Basis	240	14	46
240	0	(a)	228	26	46
240	0	(b)	236	18	46
240	0	(c)	244	10	46
240	0	(d)	228	14	34
240	0	(e)	236	14	42
240	0	(f)	244	14	50

Bild 4.2.4.10-1: Variation der Einlaßsteuerzeiten

In Bild 4.2.4.10-2 ist exemplarisch das Auslaufverhalten mit einer Öffnungsdauer von 228°KW (Versuche (a) und (e)) gegenüber der Basisöffnungsdauer (240°KW) dargestellt. Wie deutlich zu sehen, kann eine Steuerzeitenänderung leicht einen Winkelunterschied von 10°KW in der Stopposition bewirken.

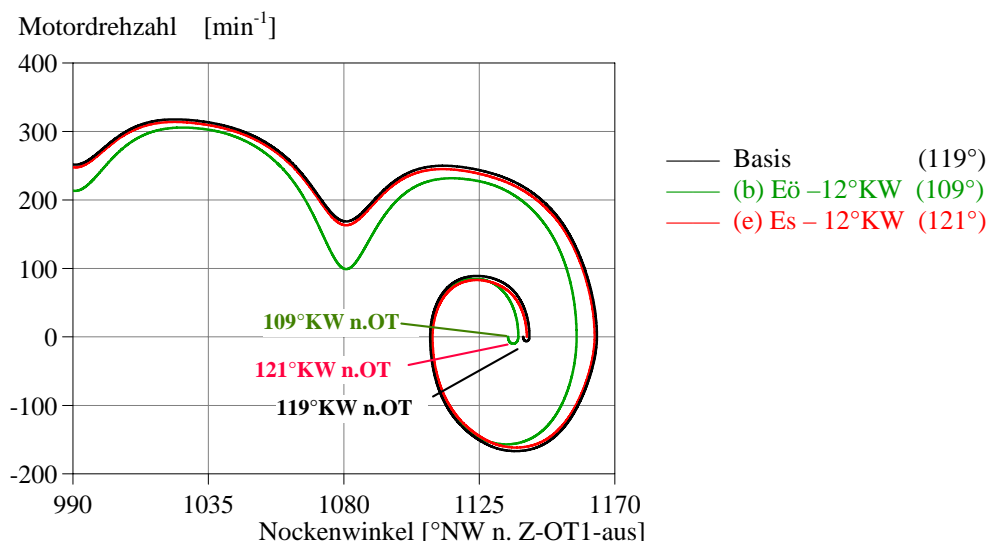


Bild 4.2.4.10-2: Drehzahlverlauf und Stopposition für eine Variation der Einlaß-Ventilöffnungsdauer (-12°KW, Versuche (a) und (d))

Einlaß		Auslaß			
Ventilöffnungs- dauer [°KW]	Steuerzeit „Eö“ [°KW n. OT]	Ventilöffnungs- dauer [°KW]		Steuerzeit „Aö“ [°KW v. UT]	Steuerzeit „As“ [°KW n. OT]
240	14	Basis	240	60	0
240	14	(a)	228	60	- 12
240	14	(b)	236	60	- 4
240	14	(c)	244	60	+ 4
240	14	(d)	228	48	0
240	14	(e)	236	56	0
240	14	(f)	244	64	0
240	14	(g)	240	61	- 1
240	14	(h)	240	64	- 4

Bild 4.2.4.10-3: Variation der Auslaßsteuerzeiten

Zur Bestimmung des Einflusses der Auslaßsteuerzeiten auf die Stopposition wird sowohl der Effekt einer parallelen Phasenverschiebung der Steuerzeiten (Bild 4.2.4.10-3, Versuche (a) bis (f)), als auch die Änderung der Ventilöffnungsdauer untersucht (Bild 4.2.4.10-3, Versuche (g) und (h)).

In Bild 4.2.4.10-4 sind exemplarisch die Auslaufvorgänge für eine Phasenverschiebung von  $1^\circ\text{KW}$  und  $4^\circ\text{KW}$  dargestellt. Während die  $1^\circ$ -Verschiebung (Versuch (g)) noch zu einer moderaten Verschiebung der Stopposition führt ( $2^\circ\text{KW}$ ), weist eine  $4^\circ$ -Verschiebung (Versuch (h)), die durchaus im Rahmen von Einstelltoleranzen liegen kann, eine Verschiebung um  $20^\circ\text{KW}$  auf, womit die Einhaltung der Stopposition nicht mehr gegeben ist.

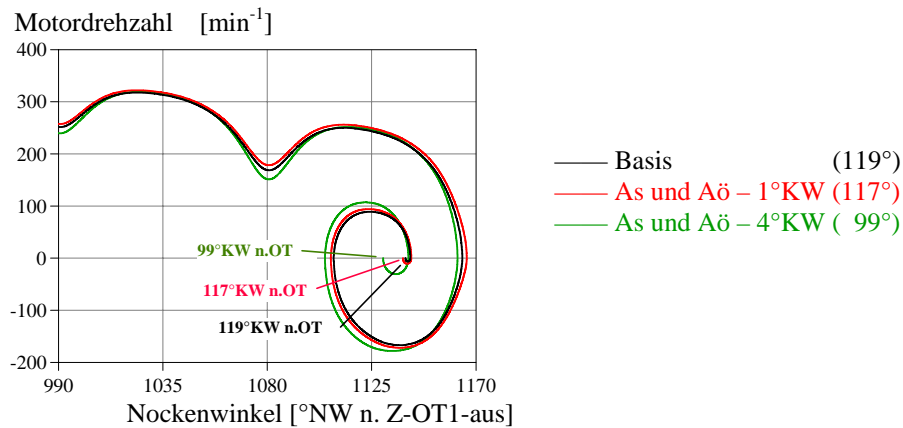


Bild 4.2.4.10-4: Drehzahlverlauf und Stopposition für eine Phasenverschiebung der Auslaßsteuerzeiten (Versuche (g) und (h))

#### 4.2.5 Schlußfolgerungen zur Einstellbarkeit der Abstellposition

Die Simulationsergebnisse bestätigen, was die Versuchsergebnisse vermuten lassen: Mit einer Drosselklappensteuerung allein ist es unmöglich, die Kurbelwelle beim Motorauslauf sicher in einem prädefinierten Kurbelwinkelbereich von  $100\text{-}120^\circ\text{KW}$  n. OT zum Stillstand zu bringen. Kleinste Streuungen in den Anfangsbedingungen oder den Randbedingungen des Motorauslaufs bewirken Kurbelwinkelabweichungen, die größer sind als die halbe oder gar die gesamte Breite des Kurbelwinkelfensters. Die Streuungen in den Anfangsbedingungen bzw. Randbedingungen so klein zu halten, daß die Störgrößen nicht ins Gewicht fallen, erscheint unrealistisch. Es bedarf daher eines geschlossenen Regelkreises zur Einstellung der Kurbelwinkelposition beim Motorstopp.

Die Drosselklappe allein als Aktuator zur Füllungsregelung in einem geschlossenen Regelkreis ist der Regelaufgabe nicht gewachsen, da die Zeitkonstante zum Absenken des Saugrohrdrucks weitaus größer ist als die Auslaufzeit des Motors. Die Auslaufzeit beträgt etwa 1 s. Ausgehend von Umgebungdruckniveau im Saugrohr beim Schließen der Drosselklappe kann selbst ein sehr dichtes Saugrohr nur auf ein Druckniveau von etwa 0,8 bar evakuiert werden (bei 700 /min Leerlaufdrehzahl). Das Druckniveau ist damit weit entfernt vom Saugrohrdruck bei Leerlauf (etwa 0,25 – 0,3 bar). Es sind daher weitere Regeleinrichtungen am Motor erforderlich, um die geforderte Abstellposition einzuhalten.

Robust funktionieren würde eine zusätzliche Bremsvorrichtung, die etwa ein maximales Moment von 70 Nm aufbringen müßte, um die Kurbelwelle sicher im geforderten Fenster zum Stillstand zu bringen. Der Bremsvorgang würde dann mit konstanter Verzögerung im letzten OT vor Motorstillstand beginnen und 100-120°KW später beim Zielkurbelwinkel enden. Dabei ist die Voraussage des letzten OT vor Motorstillstand mit hoher Zuverlässigkeit möglich anhand der Auswertung des Drehzahlverlaufs und ggf. zusätzlicher Auswertung des Zylinder- oder Saugrohrdruckverlaufs während des Motorauslaufs. Allerdings ist bei einer solchen Anordnung zu beachten, daß der Bremsvorgang nicht länger als der ungebremste Auslauf vom letzten OT bis zur ersten Überstreichung des Startwinkelbereiches (0,1 s) dauern darf. In dieser Zeit muß das Bremsmoment geregelt werden. Eine Aktuatorik zu realisieren, die eine Momentenregelung bis zu 70 Nm in 0,1 s ermöglicht, dürfte hinsichtlich des Bauaufwands wenig praxistgerecht sein.

### 4.3 Drosselklappenstrategie zur Optimierung des Motor-Abstellvorgangs

Wie aus den Versuchs- und Simulationsergebnissen ersichtlich, eignet sich die Drosselklappe allein nicht zum Regeln oder Steuern der Abstellposition. Wohl aber läßt sich die statistische Verteilung der Stopposition beeinflussen.

Zum häufigen Erreichen der startoptimalen Winkellage von ca. 100° – 120°KW n. OT ist es erforderlich, den Kompressionszylinder nach Überstreichen des letzten OT vor Motorstillstand mit weniger Frischladung zu füllen als den Expansionszylinder. Da der Füllungszustand des jeweiligen Zylinders vorwiegend vom Saugrohrdruck während der Ansaugphase abhängt, kann ein solcher Zustand mit Hilfe der Variation des Saugrohrdruckes während der Füllvorgänge von Kompressions- und Expansionszylinder erzielt werden. Je niedriger das Saugrohrdruckniveau während des Ladungswechsels ist, desto geringer ist die Zylinderfüllung. Da bei dem betrachteten 4-Zylinder-4-Takt-Reihenmotor der Kompressionszylinder 180° KW später gefüllt wird als der Expansionszylinder, muß der Saugrohrdruck während der 180°KW Phasendifferenz beim Motorauslauf, die zwischen den beiden letzten Füllvorgängen liegen, gezielt abgesenkt werden. Das heißt, es muß ein über dem Kurbelwinkel negativer Saugrohrdruckgradient vorliegen. Ein negativer Saugrohrdruckgradient läßt sich durch Schließen der Drosselklappe bei einem hohen Saugrohrdruckniveau zu Beginn des Motorauslaufs erzielen. Zur Anhebung des Saugrohrdruckniveaus auf Umgebungsdruckniveau muß die Drosselklappe gleich zu Beginn des Motorauslaufs geöffnet werden. Das nachfolgende Schließen bewirkt einen negativen Saugrohrdruckgradienten, der spätestens während der letzten beiden Zylinderfüllvorgänge vorhanden sein muß, um die geforderten Füllungsunterschiede zu erzeugen. Daher ist zur Optimierung der Stopposition eine Drosselklappenstrategie nach Bild 4.1.3-3 vorzuziehen. Die Drosselklappensteuerung allein reicht dabei nicht aus, um die Stopposition mit ausreichender Sicherheit darzustellen, was die Nutzung weiterer Aktuatoren zu diesem Zweck erforderlich macht.

Vorteilhaft wirkt sich bei der Drosselklappenstrategie nach Bild 4.1.3-3 auch aus, daß aus den Startzylindern weitgehend das Restgas ausgespült wird. Der Sauerstoffgehalt liegt nach erfolgtem Motorauslauf in den startrelevanten Zylindern bei etwa 20 % (Kapitel 4.1.5.2). Nicht ganz so vorteilhaft ist diese Drosselklappenstrategie hinsichtlich ihres Komfortverhaltens. Die Anregung in den Motorlagen beim

Motorauslauf liegt etwa auf dem Niveau eines konventionellen Anlasserstarts, tendenziell sogar leicht höher. Ob dies den Komfort-Anforderungen zukünftiger Stopp-Start-Systeme genügt, muß eingehend in weiterführenden Fahrzeugversuchen, die nicht Inhalt dieser Arbeit sind, geprüft werden.

Bei einer weiteren interessanten Drosselklappenstrategie wird die Drosselklappe erst geöffnet, nachdem die Kurbelwellendrehzahl unter die kritische Anregungsfrequenz gefallen ist (Bild 4.1.3-2). Das Komfortverhalten ist besser als das eines konventionellen Starts und damit deutlich besser als das Abstellverhalten mit der zuerst vorgeschlagenen Strategie nach Bild 4.1.3-3. Am untersuchten 1,4l-Motor ergibt sich bei Anwendung einer solchen komfortorientierten Strategie nach Bild 4.1.3-2 (Öffnung der Drosselklappe bei 680°NW) immer noch ein Sauerstoffgehalt von ca. 19 %. Allerdings stellt sich für diese Strategie auch ein mittlerer Abstellwinkel nahe 90°KW n. OT ein, da sich während des Auslaufvorgangs kein negativer Saugrohrdruckgradient ergibt.

Zusammenfassend läßt sich sagen, daß mit der Drosselklappenstrategie während des Motorauslaufs immer ein Kompromiß eingegangen werden muß hinsichtlich der Wahl der Abstellposition, der Maximierung des Sauerstoffgehaltes und der Optimierung des Komfortverhaltens (Schwingungsanregung). Bei Verwendung eines separaten Bremssystems, welches so dimensioniert ist, daß es die Positionierung der Kurbelwelle unabhängig von der Zylinderfüllung ermöglicht, sollte der zuletzt diskutierten, komfortorientierten Drosselklappenstrategie der Vorzug gegeben werden.

#### **4.4 Verwendung von Positioniereinrichtungen zur Darstellung einer geeigneten Abstellposition**

Da der Kurbelwinkel, der zu Beginn des Direktstarts vorliegt, essentielle Bedeutung für den Erfolg und die Qualität des Direktstarts hat, liegt die Forderung nahe, einen Motor mit einer Positioniereinrichtung auszurüsten, welche die Kurbelwelle vor jedem Direktstart in eine optimale Lage positioniert.

Dabei kann man, je nach Zeitpunkt der Positionierung, zwischen drei grundsätzlich verschiedenen Ansätzen zur Kurbelwellenpositionierung unterscheiden:

1. Positionierung zum Ende des Motorauslaufs
2. Positionierung bei Startanforderung
3. Positionierung zwischen Motorauslauf und Startanforderung

In den vorangegangenen Kapiteln wurden schon einige als relevant erachtete Positionierverfahren zum Ende des Motorauslaufs (1) eingehend diskutiert. Einige weitere Ansätze werden in den folgenden Unterkapiteln (4.4.1 und 4.4.2) beleuchtet.

Die Positionierung der Kurbelwelle bei Startanforderung (2) erfordert eine aktive Positionierhilfe (Antrieb) und kann erst erfolgen, nachdem der Startbefehl von der übergeordneten Stopp-Start-Logik gegeben wird. Die Positionierung muß also in der Zeit stattfinden, die vom Erteilen des Startbefehls bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl (Anfahrbereitschaft) höchstens vergehen darf. Wie aus der Literatur bekannt (Kapitel 3), beträgt diese Zeit maximal 0,5 s. Da für den Direktstart selbst, je nach

Randbedingungen, zum Teil schon mehr als 0,5 s benötigt werden und weniger als 0,3 s kaum realistisch erscheinen, verbleiben zur Positionierung der Kurbelwelle maximal 0,2 s. Eine „langsame Positionierung“, bei der die Kurbelwelle nach dem Positioniervorgang wieder zum Stillstand kommt, dürfte in diesem Zeitrahmen kaum möglich sein. Innerhalb dieser Zeit erscheint nur eine Lösung sinnvoll, bei der die Zielposition „schnell“ angefahren wird. Eine anschließende Abbremsung der Kurbelwelle erscheint im vorgegebenen Zeitintervall wenig sinnvoll. Um die Startzeitanforderungen zu erfüllen, sollte daher die zur Positionierung aufgebrauchte Bewegungsenergie gleich für den weiteren Motorhochlauf benutzt werden. Systeme, die eine derartige „Positionierung mit anschließender Nutzung der Bewegungsenergie“ leisten, gibt es bereits an fast allen Motoren, nämlich elektrische Startermotoren. Die Kombination mit einem Starter-Generator statt eines Anlassermotors wäre dabei eine denkbare Alternative. Der Unterschied zum konventionellen Motorstart würde darin bestehen, das bereits im ersten Expansionstakt der elektrische Anlasser mit der Verbrennung unterstützt würde oder der Motorhochlauf komplett von der Verbrennung übernommen würde (anlasserunterstützter Direktstart) [7] [8] [55] [64 - 70].

Die Positionierung der Kurbelwelle zwischen Motorauslauf und Startanforderung (3) erfordert eine aktive Positionierhilfe (Antrieb) und kann definitionsgemäß erst erfolgen, nachdem der Motor zum Stillstand gekommen ist. Außerdem muß der Positioniervorgang definitionsgemäß spätestens bei Erteilung des Startbefehls von der übergeordneten Stopp-Start-Logik beendet sein. Im Extremfall wird das in Frage kommende Zeitintervall Null und zwar dann, wenn der Startbefehl zeitgleich mit dem Motorstillstand erfolgt. Die Positionierung müßte in diesem Fall zum Zeitpunkt der Startanforderung beginnen, womit der oben bereits abgehandelte 2. Fall eintreten würde. Eine Positionierung zwischen Motorauslauf und Startanforderung macht daher keinen Sinn.

Einzig sinnvolle Positionierungsmöglichkeit bleibt deshalb, bei Ausschluß des Direktstarts mit Anlasserunterstützung, die Positionierung zum Ende des Motorauslaufs (1). Eine solche Positioniervorrichtung kann die vorhandene Bewegungsenergie des auslaufenden Motors nutzen, um den Ziel-Kurbelwinkel einzustellen und ist nicht auf die Zufuhr von Energie durch aktive Positionierhilfen angewiesen.

#### **4.4.1 Anforderungen an eine Bremsvorrichtung**

Zur Kurbelwellen-Positionierung bietet sich die Änderung des Auslaufverhaltens durch die kontrollierte Änderung von relevanten Parametern wie Reibung, Zylinderdruck usw. an.

Die Änderung des Zylinderdrucks und der Zylinderfüllung durch Drosselklappenansteuerung wird bereits in Kapitel 4.2 eingehend untersucht. Dort werden auch die Anforderungen an ein Bremssystem hergeleitet, daß zur zuverlässigen Einstellung der Abstellposition erforderlich wäre.

Für eine Zielbremsung ab dem letzten OT beträgt das maximal aufzubringende Bremsmoment für den Versuchsmotor etwa 70 Nm. Dieses Bremsmoment muß innerhalb der Zeit, die zwischen dem Überstreichen des Kurbelwinkelfensters vom

letzten OT bis zur Zielposition vergeht (etwa 0,1 s), kontrolliert aufgebracht werden. Für dein ideales System ergeben sich zudem folgende allgemeine Anforderungen:

- preiswert, möglichst ohne Mehrkosten
- möglichst keine zusätzlichen Bauteile
- Aktuatorik sollte bereits möglichst in jedem Fahrzeug verfügbar sein

#### 4.4.2 Nutzung von Nebenaggregaten zur Kurbelwellenpositionierung

Die Nutzung bereits am Motor vorhandener Nebenaggregate zur Auslaufsteuerung würde sich wenig aufwendig gestalten. Daher werden nachfolgend die vorhandenen Nebenaggregate bezüglich ihrer Eignung zur Auslaufsteuerung untersucht.

##### Generator (Starter-Generator)

Ein Generator ist in jedem Fahrzeug vorhanden. Ohne weitere Modifikationen lässt sich durch den Abgriff elektrischer Leistung das Antriebsmoment variieren. Somit erscheint der Generator als idealer Aktuator zur Beeinflussung des Motorauslaufs.

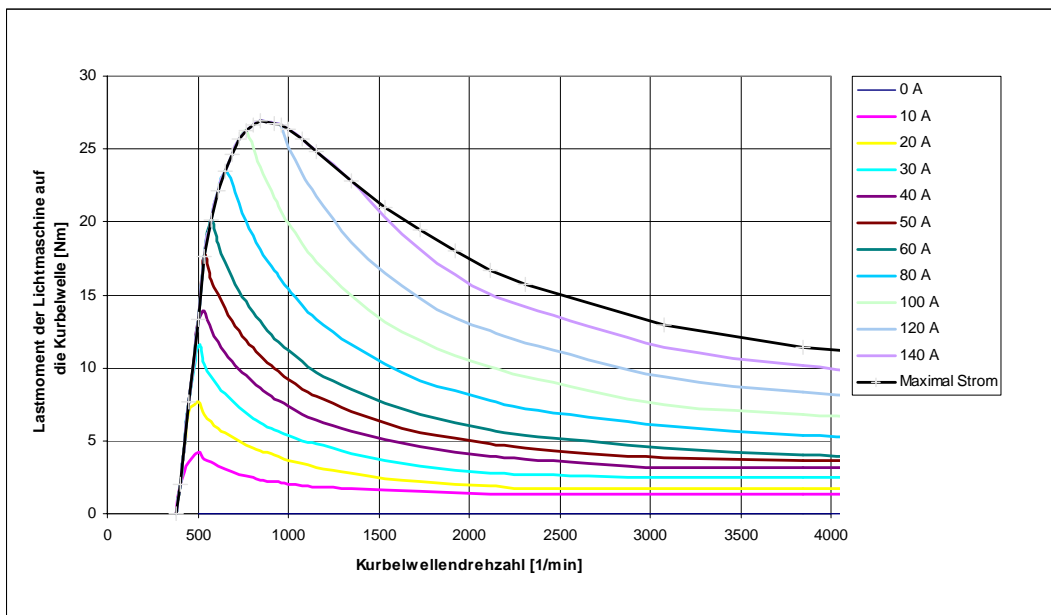


Bild 4.4.2-1: Generatorkennfeld des 1,6l-Versuchsmotors (Lastmoment an der Kurbelwelle bei Umgebungstemperatur 25°C)

Wie in Bild 4.4.2-1 dargestellt, lässt sich mit dem am Zielmotor verwendeten konventionellen Generator bei 700 /min Kurbelwellendrehzahl und maximalem Generatorstrom etwa ein Moment von 25 Nm an der Kurbelwelle erzeugen. Bei 500 /min beträgt das maximale Moment 15 Nm und unterhalb von 400 /min kann kein Moment mehr aufgebracht werden. Da zur Zielbremsung ein Moment von bis zu 70 Nm unterhalb der Drehzahl am letzten OT vor Motorstillstand (ca. 180 –320 /min) erforderlich ist, ist der Generator nicht dazu geeignet, unterhalb der Leerlaufdrehzahl ein ausreichendes Drehmoment zur Zielbremsung zur Verfügung zu stellen.

Die alternative Verwendung eines Starter-Generators zur Zielbremsung wird nicht weiter betrachtet, weil die Kombination von Direktstart mit einem Starter-Generator wenig sinnvoll erscheint, da an einem 1.6l-4-Zylindermotor alle Anforderungen an den Stopp-Start-Betrieb allein mit dem Starter-Generator zu erfüllen wären. Durch Applikation des Startergenerators würden zudem die ökonomischen Vorteile des Direktstartsystems wegfallen.

### Ölpumpe

Eine Ölpumpe ist an jedem Motor vorhanden. Durch Verschließen der Abströmöffnung und des Überdruckventils läßt sich der Innendruck der Pumpe erhöhen und ein zusätzliches Antriebsmoment erzeugen. Durch die Einbringung von zusätzlichen Steuerelementen müßte sich demnach die Ölpumpe bei rein qualitativer Betrachtung zur Positionierung verwenden lassen. Zur Feststellung des maximalen Antriebsmomentes werden daher Ölpumpen des Zielmotors an ihrer Abströmöffnung und am Überdruckventil verschlossen und das Antriebsmoment im relevanten Drehzahlbereich für den Motorauslauf (0 - 700 /min) am Ölpumpenprüfstand der Ford Werke AG vermessen. Die Drehmomentkennlinie ist in Bild 4.4.2-2 dargestellt. Das Antriebsmoment beträgt unterhalb von 700 /min weniger als 0,3 Nm und ist damit viel geringer, als zur Zielbremsung benötigt würde. Die Ölpumpe als Aktuator scheidet somit aus.

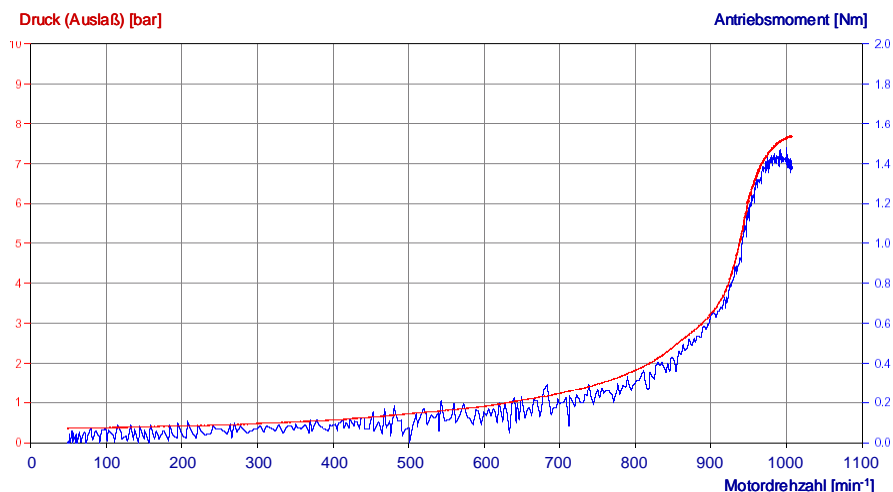


Bild 4.4.2-2: Drehmomentkennlinie der Ölpumpe mit verschlossener Auslaßöffnung und verschlossenem Überdruckventil

### Wasserpumpe

Eine Wasserpumpe ist, wie auch eine Ölpumpe, an jedem Motor vorhanden. Durch Verschließen der Abströmöffnung läßt sich der Innendruck der Pumpe erhöhen und ein zusätzliches Antriebsmoment erzeugen. Durch die Einbringung von zusätzlichen Steuerelementen müßte sich demnach auch die Wasserpumpe bei rein qualitativer Betrachtung zur Positionierung verwenden lassen. Zur Feststellung des maximalen Antriebsmomentes werden daher Wasserpumpen des Zielmotors an ihrer Abströmöffnung verschlossen und das Antriebsmoment im relevanten Drehzahlbereich für den Motorauslauf (0 - 700 /min) am Pumpenprüfstand der Ford Werke AG vermessen. Die Drehmomentkennlinie ist in Bild 4.4.2-3 dargestellt. Das Verschließen des Abströmquerschnitts ist bei den betrachteten, niedrigen Drehzahlen nicht aus den Daten ersichtlich. In beiden Fällen – bei geöffneter wie auch geschlossener Auslaßöffnung – ergeben sich im relevanten Drehzahlbereich immer nahezu gleiche Werte zwischen 0,3 und 0,4 Nm. Die Wasserpumpe als Aktuator scheidet somit zur Auslaufpositionsregelung aus.



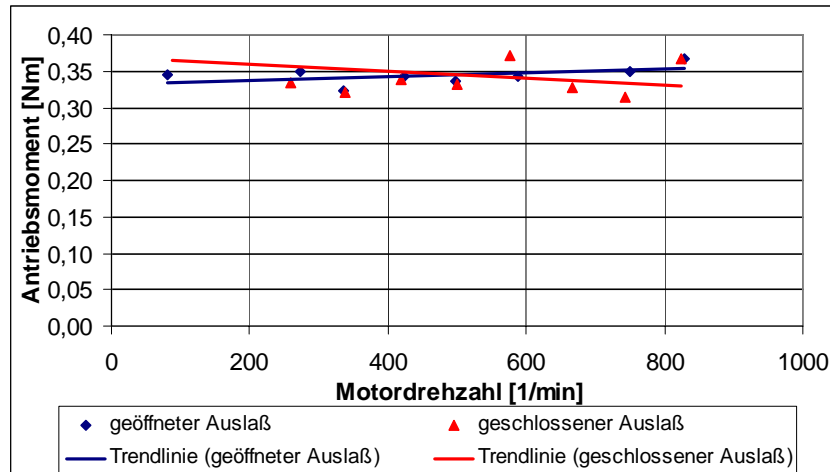


Bild 4.4.2-3: Drehmomentkennlinien der Wasserpumpe mit verschlossener und geöffneter Auslaßöffnung

### Klimakompressor

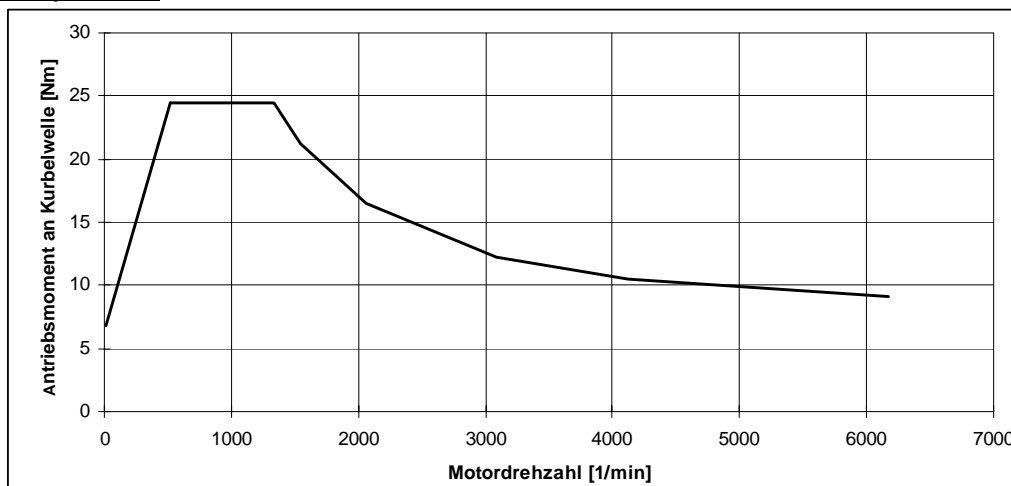


Bild 4.4.2-4: Vollastdrehmoment (stationär) des Klimakompressors

Mit dem Klimakompressor läßt sich, wie aus Bild 4.4.2-4 ersichtlich, kein ausreichendes Drehmoment für eine Zielbremsung erreichen. Weiterhin ist dieses Moment beim Einschalten des Klimakompressors nicht sofort verfügbar. Der erste Momentenanstieg erfolgt erst 0,5 s nach dem Einschalten. Weiterhin ist ein Klimakompressor nicht in allen Fahrzeugen verfügbar. Der Klimakompressor als Aktuator scheidet somit zur Auslaufpositionsregelung ebenfalls aus.

Weitere Nebenaggregate, die zur Beeinflussung des Motorauslaufs in Betracht kommen würden (z.B. Lenkhilfepumpe), sind nicht an jedem Motor vorhanden bzw. werden zum Teil elektrisch angetrieben, so daß ein genereller Einsatz dieser Komponenten zur Beeinflussung des Motorauslaufs nicht zielführend erscheint.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die an gängigen Motoren verfügbaren Nebenaggregate ohne Modifikationen nicht dazu geeignet sind, den Motorauslauf mittels Zielbremsung so zu beeinflussen, daß eine geeignete Stopposition sichergestellt werden kann.

## 5 Untersuchung des Direktstarts

Zur Untersuchung der Direktstartfähigkeit des 1,6l-4-Zylinder-4Takt-Reihenmotors mit strahlgeführter Benzindirekteinspritzung wird zuerst ein Simulationsmodell erstellt, mit dem die Haupteinflußparameter analysiert werden. Anschließend werden experimentelle Untersuchungen durchgeführt, mit deren Hilfe die Simulationsergebnisse überprüft, die Grenzen des Direktstarts aufgezeigt und die Anforderungen an den Motor zur Umsetzung der Direktstartfunktionalität formuliert werden.

### 5.1 Simulation des Direktstarts

Die Direktstartsimulation, samt Modellkalibrierung und Startparametervariation, wurde als Diplomarbeit [115] erstellt, die im Rahmen dieser Dissertation betreut wurde.

#### 5.1.1 Mathematisches Modell

Jeder Zylinder wird einzeln modelliert. Zur Aufstellung der Bewegungsgleichung der Kurbelwellendrehbewegung werden die aus den Gaskräften resultierenden Momente der einzelnen Zylinder zusammengefaßt. Die Momente werden positiv angenommen, wenn sie die Kurbelwelle in Drehrichtung beschleunigen.

$$M_{zyl1} + M_{zyl2} + M_{zyl3} + M_{zyl4} = M_{Summe} \quad (\text{Gl. 5.1-1})$$

Zur Berechnung des gesamten an der Kurbelwelle wirkenden äußeren Momentes ( $M_{Gesamt}$ ) wird zusätzlich zum resultierenden Summenmoment aus den Gaskräften der einzelnen Zylindermodelle ( $M_{Summe}$ ) ein Reibmoment  $M_{Reib}$  für den kompletten Motor berücksichtigt.  $M_{Reib}$  wirkt entgegen dem Summenmoment ( $M_{Summe}$ ).

$$M_{Summe} - M_{Reib} = M_{Gesamt} \quad (\text{Gl. 5.1-2})$$

Mit dem Gesamtmoment ( $M_{Gesamt}$ ) wird die Newton'sche Bewegungsgleichung für die Kurbelwellenrotation aufgestellt. Das auf die Kurbelwelle reduzierte Trägheitsmoment  $J_{red}$  des Gesamtmotors wird als konstant angenommen. Es setzt sich aus den auf die Kurbelwellendrehzahl reduzierten Massenträgheitsmomenten aller bewegten Einzelkomponenten des Motors zusammen.

$$J_{red} \cdot \ddot{\varphi} = M_{Gesamt} \quad (\text{Gl. 5.1-3})$$

Durch einfache Integration von (Gl. 5.1-3) ergibt sich die Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  (Gl. 5.1-4). Durch nochmalige Integration erhält man den der Kurbelwinkel  $\varphi$  (Gl. 5.1-5). Die Grenzen  $i$  und  $i+1$  der Integrale sind die Rechenschritte des Simulationsmodells.

$$\int_i^{i+1} \ddot{\varphi} dt = \dot{\varphi}(i+1) - \dot{\varphi}(i) = \Delta\dot{\varphi}(i+1) \quad (\text{Gl. 5.1-4})$$

$$\int_i^{i+1} \dot{\varphi} dt = \varphi(i+1) - \varphi(i) = \Delta\varphi(i+1) \quad (\text{Gl. 5.1-5})$$

Da die Zylindermodelle entsprechend der Zündfolge phasenversetzt laufen, werden aus dem fortlaufenden Winkel  $\alpha$ , der die Bewegung der Kurbelwelle bezogen auf Zylinder 1 charakterisiert, zylinderspezifische Kurbelwinkel  $\varphi_j$  generiert.  $\varphi_j$  läuft ab dem Z-OT eines jeden Zylinders von 0°KW bis 720°KW. Die zylinderspezifischen Kurbelwinkel  $\varphi_j$  sind Eingangsgrößen für die einzelnen Zylindermodelle.

### 5.1.1.1 Zylindermodell

In den jeweiligen Zylindermodellen werden aus den thermodynamischen und geometrischen Zusammenhängen die Zylinderdruckverläufe und das aus diesen resultierende Drehmoment berechnet. Ein Zyklus setzt sich aus Kompression, Kraftstoffeinspritzung, Verbrennung und Expansion zusammen. Da die Ladungswechselverluste aufgrund des hohen Saugrohrdrucks für den Direktstart vernachlässigbar sind, wird der Ladungswechsel im Modell nicht berücksichtigt.

#### Kompression

Für den Kolbenweg  $x_K(\varphi_j)$  gilt [96] mit dem Kurbelradius  $r_k$  und dem Schubstangenverhältnis  $\lambda_p$  ( $l$  ist die Länge der Pleuelstange, siehe auch Bild 4.2.1.1-1):

$$x_K(\varphi_i) = r_k \left[ (1 - \cos \varphi_i) + \frac{l}{\lambda_p} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_p \cdot \sin^2 \varphi_i} \right) \right] \quad (\text{Gl. 5.1-6})$$

$$\lambda_p = \frac{r_k}{l} \quad (\text{Gl. 5.1-7})$$

Für das winkelabhängige Zylindervolumen ( $V_{Zyl,i} = V_{Zyl}(\varphi_i)$ ) gilt (mit der Kolbenfläche  $A_k$  und dem Kompressionsvolumen  $V_c$  [96]):

$$V_{Zyl,i} = V_{Zyl}(\varphi_i) = A_k \cdot x_K(\varphi_i) + V_c \quad (\text{Gl. 5.1-8})$$

Im Modell wird vom Zeitpunkt des Kompressionsbeginns bei der Steuerzeit „Es“ bis zum Zündzeitpunkt (ZZP) von einer polytropen Kompression eines idealen Gases ausgegangen. Der Polytropenexponent für die Kompression ( $n_{komp}$ ) wird bei der Modellkalibrierung mit Hilfe von Meßdaten ermittelt. Es gilt (mit dem Zylinderdruck  $p_{Zyl,i}$  und dem winkelabhängigen Zylindervolumen  $V_{Zyl,i}$ ) [100]:

$$p_{Zyl,i} \cdot V_{Zyl,i}^{n_{komp}} = const. \quad (\text{Gl. 5.1-9})$$

Zusammen mit der idealen Gasgleichung ergibt sich für jeden Rechenschritt der Zylinderdruckverlauf ( $p_{Zyl,i+1}$ ) und der Gastemperaturverlauf ( $T_{Zyl,i+1}$ ) in Abhängigkeit vom Zylindervolumen ausgehend vom vorherigen Zustand [100].

$$p_{Zyl,i+1} = p_{Zyl,i} \cdot \left( \frac{V_{Zyl,i}}{V_{Zyl,i+1}} \right)^{n_{komp}} \quad (\text{Gl. 5.1-10})$$

$$T_{Zyl,i+1} = T_{Zyl,i} \cdot \left( \frac{V_{Zyl,i}}{V_{Zyl,i+1}} \right)^{n_{komp}-1} \quad (\text{Gl. 5.1-11})$$

Wärmeverluste werden durch Wahl des Polytropenexponenten berücksichtigt.

### Einspritzung

Es wird davon ausgegangen, daß beim Direktstart bei weitem nicht die gesamte eingespritzte Kraftstoffmasse vollständig verbrennt. Um diesen Effekt zu erfassen, wird zwischen der zugeführten Kraftstoffmasse pro Verbrennung  $m_B$  mit dem dazugehörigen Luftverhältnis  $\lambda_E$  und der real an der Verbrennung teilnehmenden Kraftstoffmasse  $m_{B,V}$  mit dem dazugehörigen Luftverhältnis  $\lambda_V$  unterschieden und zwar individuell für die ersten 3 Verbrennungen beim Direktstart.

Durch das Luftverhältnis  $\lambda_E$ , berechnet mit der zugeführten Kraftstoffmasse ( $m_B$ ), wird das in der Motorsteuerung einzustellende Luftverhältnis beschrieben. Zudem wird vorausgesetzt, daß während des Einspritzvorgangs die gesamte Kraftstoffmasse  $m_B$  verdampft und die erforderliche Verdampfungswärme das Zylinderdruckniveau senkt.

Die Kraftstoffmasse  $m_B$  wird aus dem vorgegebenen Luftverhältnis  $\lambda_E$  wie folgt berechnet (mit der im Zylinder vorhandenen Luftmenge  $m_L$  und dem stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{St}$ ) [96]:

$$m_B = \frac{m_L}{L_{St} \cdot \lambda_E} \quad (\text{Gl. 5.1-12})$$

Vereinfachend wird eine unendlich kleine Einspritzzeit und Verdunstungszeit angenommen. Mit dieser Vereinfachung läßt sich der Einspritzzeitpunkt auf den Zeitpunkt (ZZP) legen ( $t_{ein} = t_{ZZP}$ ). Die Luftdichte  $\rho_{Luft}$  wird zum ZZP ( $t_{ZZP}$ ) unter Verwendung der idealen Gasgleichung berechnet. Anschließend wird zu diesem Zeitpunkt die im Zylinder befindliche Luftmasse  $m_L$  berechnet. Die Gesamtmasse des Gemischs  $m_G$  ist die Summe der Gemischbestandteile.

$$\rho_{Luft} = \frac{p_{Zyl}(t_{ZZP})}{R_{Luft} \cdot T_{Zyl}(t_{ZZP})} \quad (\text{Gl. 5.1-13})$$

$$m_L = \rho_{Luft} \cdot V_{Zyl}(t_{ZZP}) \quad (\text{Gl. 5.1-14})$$

$$m_G = m_B + m_L \quad (\text{Gl. 5.1-15})$$

Die tatsächlich an der Verbrennung teilnehmende Kraftstoffmenge  $m_{B,V}$  wird durch die Eingabe des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda_V$  vorgegeben. Die Einstellung von  $\lambda_V$  erfolgt durch den Abgleich mit Messungen am Versuchsmotor.

$$m_{B,V} = \frac{m_L}{L_{St} \cdot \lambda_V} \quad (\text{Gl. 5.1-16})$$

Die Absenkung des Zylinderdrucks durch den verdampfenden Brennstoff wird vereinfachend mit dem „1. Hauptsatz der Thermodynamik für geschlossene Systeme“ [100] beschrieben. Der Enthalpie- und Massenstrom des eintretenden Kraftstoffs wird vernachlässigt und die abgeführte Verdampfungswärme als Wärmetransport bei konstantem Volumen angenommen. Zudem wird angenommen, daß die komplette Verdampfung zum ZZP stattfindet. Die Verdampfungswärme  $Q_{verd}$  ergibt sich (mit der brennstoffspezifischen Verdampfungsenthalpie  $h_v$ ) zu:

$$Q_{verd} = -m_B \cdot h_v \quad (\text{Gl. 5.1-17})$$

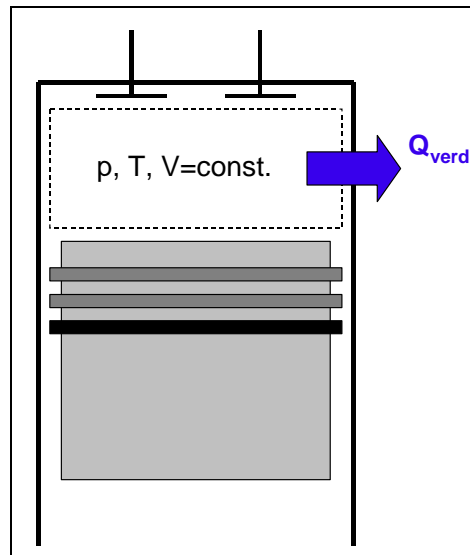


Bild 5.1.1-1: Verdampfungswärme als Wärmetransport bei konstantem Volumen

Damit lautet der 1. Hauptsatz der Thermodynamik:

$$U_{i+1} - U_i = -m_B \cdot h_v \quad (\text{Gl. 5.1-18})$$

Für die innere Energie  $U$  ergibt sich mit der kalorischen Zustandsgleichung:

$$U_i = m_G \cdot c_v \cdot T_{Zyl,i} \quad (\text{Gl. 5.1-19})$$

Aus Gleichung (Gl. 5.1-18) erhält man die Temperaturabsenkung durch Kraftstoffverdampfung ( $T_{Zyl,i+1} - T_{Zyl,i}$ ). Mit Hilfe der idealen Gasgleichung kommt man auf die Druckabsenkung durch Kraftstoffverdampfung ( $p_{Zyl,i+1} - p_{Zyl,i}$ ).

$$m_G \cdot c_{v,Gemisch} \cdot (T_{Zyl,i+1} - T_{Zyl,i}) = -m_B \cdot h_v \Leftrightarrow$$

$$T_{Zyl,i+1} = T_{Zyl,i} - \frac{m_B \cdot h_v}{m_G \cdot c_{v,Gemisch}} \quad (\text{Gl. 5.1-20})$$

$$p_{Zyl,i+1} = \frac{m_G \cdot R_G \cdot T_{Zyl,i+1}}{V_{Zyl,i+1}} \quad \text{mit : } V_{Zyl,i+1} = V_{Zyl,i} \quad (\text{Gl. 5.1-21})$$

Dabei ist  $c_{v,Gemisch}$  die spezifische Wärmekapazität des Gemisches bei konstantem Volumen [100] und lautet wie folgt (mit den Massenverhältnissen von Luft  $\mu_{Luft}$  und Brennstoff  $\mu_{Brennstoff}$ , sowie den spezifischen Wärmekapazitäten von Luft  $c_{v,Luft}$  und Brennstoff  $c_{v,Brennstoff}$ ):

$$c_{v,Gemisch} = c_{v,Luft} \cdot \mu_{Luft} + c_{v,Brennstoff} \cdot \mu_{Brennstoff} \quad (\text{Gl. 5.1-22})$$

$$\mu_{Luft} = \frac{m_L}{m_G}$$

und (Gl. 5.1-23)

$$\mu_{Brennstoff} = \frac{m_B}{m_G}$$

Die Gaskonstante des Gemisches  $R_{Gemisch}$  wird, wie auch die spezifischen Wärmekapazitäten, als konstant angenommen und ergibt sich zu:

$$R_{Gemisch} = R_{Luft} \cdot \mu_{Luft} + R_{Brennstoff} \cdot \mu_{Brennstoff} \quad (\text{Gl. 5.1-24})$$

## Verbrennung

Der Modellblock Verbrennung berechnet die Druck- und Temperaturzunahme durch fortschreitende Verbrennung mit Hilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik für offene Systeme [100]. In Bild 5.1.1-2 sind die berücksichtigten Energie- und Massenströme dargestellt.

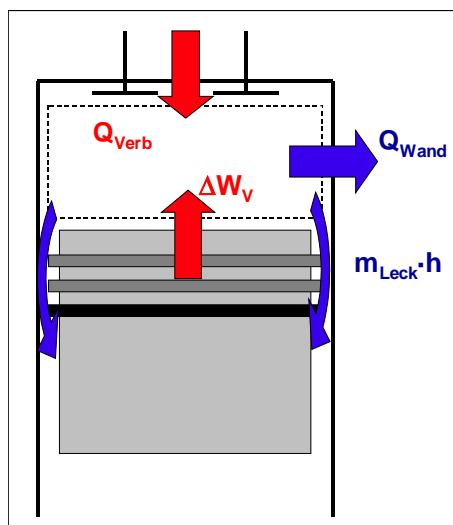


Bild 5.1.1-2: Energieströme während der Verbrennung

Mit dem Verbrennungswärmestrom  $\dot{Q}_{verb}$ , dem Wandwärmestrom  $\dot{Q}_{wand}$ , der Volumenänderungsarbeit  $\Delta W_V$  sowie dem Enthalpiestrom  $\dot{m}_{Leck} \cdot h$  (Leckageenthalpiestrom), der durch die Leckage zwischen Kolbengruppe und Zylinderwand auftritt, lässt sich der 1. Hauptsatz der Thermodynamik wie folgt formulieren (mit  $\Delta t$  als Zeitintervall zwischen zwei Rechenschritten):

$$U_{i+1} - U_i = \dot{Q}_{verb} \cdot \Delta t - \dot{Q}_{wand} \cdot \Delta t + \Delta W_V - \dot{m}_{Leck} \cdot \Delta t \cdot h \quad (\text{Gl. 5.1-25})$$

Dabei ergibt sich die Volumenänderungsarbeit zu [100]:

$$\Delta W_{V,i+1} = W_{V,i+1} - W_{V,i} = - \int_i^{i+1} p_{Zyl} \cdot dV \quad (\text{Gl. 5.1-26})$$

Mit der Polytropenbeziehung und der idealen Gasgleichung folgt aus (Gl. 5.1-26):

$$\Delta W_{V,i+1} = \frac{p_{Zyl,i} \cdot V_{Zyl,i}}{n-1} \cdot \left[ \left( \frac{V_{Zyl,i}}{V_{Zyl,i+1}} \right)^{n-1} - 1 \right] \quad (\text{Gl. 5.1-27})$$

Zur Kalibrierungsmöglichkeit des Modells sind zwei unterschiedliche Polytropenexponenten wählbar. Der erste  $n_{komp\_v}$  gilt für die Kompression ab dem ZZP bis zum OT. Der zweite  $n_{exp\_v}$  gilt für die Expansion vom OT bis zum Verbrennungsende (VE).

Für Gleichung (Gl. 5.1-27) gilt:

$$\begin{aligned} n &= n_{komp\_v} && \text{für } ZZP < \alpha < OT \\ \text{und} &&& \\ n &= n_{exp\_v} && \text{für } OT < \alpha < Brennende \end{aligned} \quad (\text{Gl. 5.1-28})$$

### Umsatzrate

Unter der Annahme vollständiger Verbrennung des an der Verbrennung teilnehmenden Kraftstoffs (die unvollständige Verbrennung wird später berücksichtigt) gilt für den Gesamtbetrag der freiwerdenden Verbrennungswärme (mit dem brennstoffspezifischen unteren Heizwert  $H_u$ , sowie der in Gleichung (Gl. 5.1-16) bestimmten Brennstoffmasse  $m_{B,V}$ ):

$$Q_{v,max} = m_{B,V} \cdot H_u \quad (\text{Gl. 5.1-29})$$

Der zeitliche Verlauf der Wärmefreisetzung wird mit der Umsatzratenfunktion nach Vibe berechnet [116] [117]. Die Umsatzrate  $x_B$  berechnet sich wie folgt:

$$x_B(t) = \frac{m_{B,verb}(t)}{m_{B,V}} = 1 - \exp \left[ C \cdot \left( \frac{t}{t_{ges}} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{Gl. 5.1-30})$$

In Gleichung (Gl. 5.1-30) ist  $x_B$  die Umsatzrate,  $m$  der Formfaktor der Umsatzratenfunktion,  $t$  die Brenndauer ab Brennbeginn,  $t_{ges}$  die gesamte Brenndauer,  $m_{B,V}$  die an der Verbrennung teilnehmende Brennstoffmasse und  $m_{B,verb}$  die Brennstoffmasse, die bereits an der Verbrennung teilgenommenen hat. Mit der Festlegung, daß bei Umsetzung von 99,9% der Brennstoffmasse das Brennende erreicht ist, erhält man für die Konstante  $C$  nach Umformung von Gleichung (Gl. 5.1-30) den Zahlenwert  $-6,908$ .

Um die Einflüsse einer unvollständigen Verbrennung zu berücksichtigen, wird angenommen, daß nur 93% des eingesetzten Brennstoffes umgesetzt werden [118]:

$$x_{B,umv}(t) = x_B(t) \cdot 0,93 \quad (\text{Gl. 5.1-31})$$

Der Formfaktor  $m$  bestimmt die Kurvenform der Vibe-Funktion.

Für den zeitlichen Verlauf der Verbrennung in der Simulation muß der Faktor  $m$  aus Meßdaten vom Zielmotor ermittelt werden. Dazu wird der 10 %-, 50 %- und 90 %-Punkt des Brennstoffumsatzes, sowie das Brennende  $VE$  herangezogen (nachfolgend  $x10$ ,  $x50$ ,  $x90$  und  $VE$  genannt). Diese Meßwerte werden in der Simulation durch Adaption von  $m$  nachgebildet. Dazu wird die Gleichung (Gl. 5.1-30) nach  $m$  aufgelöst. Für die drei Punkte  $x10$ ,  $x50$  und  $x90$  ergeben sich die drei verschiedenen Formfaktoren  $m10$ ,  $m50$  und  $m90$ . Um mit der Vibe-Funktion die ermittelten Meßdaten nachzubilden, ist eine Anpassung des Formfaktors über den Zeitraum der Verbrennung erforderlich. Zur Anpassung des Formfaktorverlaufs zwischen den Punkten  $m10$ ,  $m50$  und  $m90$  wird durch diese Punkte der Graph einer quadratischen Funktion gelegt. In Bild 5.1.1-3 sind die berechneten Formfaktoren  $m10$ ,  $m50$  und  $m90$  für einen ZZP von  $10^\circ\text{KW}$  v. OT dargestellt und mit dem Graph einer quadratischen Funktion überlagert.

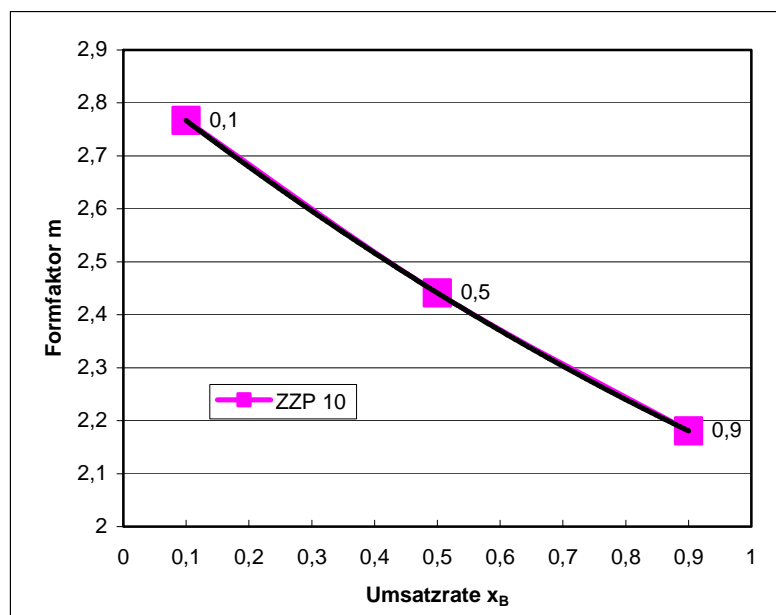


Bild 5.1.1-3: Vibe-Formfaktor als Funktion der Umsatzrate



Unter der Annahme, daß sich der Formfaktor während der Verbrennung gemäß dieser Kurve verhält, kann der zeitliche Verlauf des Formfaktors einfach durch eine quadratische Gleichung (Gl. 5.1-32) beschrieben werden. Die Koeffizienten der quadratischen Gleichung können durch Einsetzen der aus Messungen bekannten zeitlichen Umsatzraten ( $t(x10)$ ,  $t(x50)$  und  $t(x90)$ ) bestimmt werden. Gemessene winkelbezogene Umsatzraten und deren zeitliche Umrechnung sind für verschiedene Betriebspunkte in der Tabelle in Bild 5.1.2-1 aufgeführt. Die Lösung der quadratischen Gleichung in den Meßpunkten liefert die Koeffizienten  $a$ ,  $b$  und  $c$ .

$$m(t) = at^2 + bt + c \quad (\text{Gl. 5.1-32})$$

Der zeitliche Verlauf des Wärmestroms aus der Verbrennung kann mit der zeitabhängigen Umsatzrate  $x_{B,unv}(t)$  wie folgt bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{verb} = \frac{d(x_{B,unv}(t) \cdot m_{B,V} \cdot H_u)}{dt} \quad (\text{Gl. 5.1-33})$$

### Wandwärmübergang

Der Wandwärmestrom wird im Modell durch folgenden Ansatz bestimmt [96]:

$$\dot{Q}_{wand} = \alpha_{wand} \cdot A_{\alpha} \cdot (T_{gas} - T_{wand}) \quad (\text{Gl. 5.1-34})$$

Dabei ist  $\alpha_{wand}$  der Wandwärmübergangskoeffizient,  $A_{\alpha}$  die winkelabhängige Oberfläche des Zylinderraumes und  $(T_{gas} - T_{wand})$  die Temperaturdifferenz zwischen der Wand ( $T_{wand}$ ) und dem Gas im Zylinder ( $T_{gas}$ ). Für die winkelabhängige Oberfläche  $A_{\alpha} = A_{wand}(\alpha)$  gilt [96].

$$A(\varphi) = 2\pi \cdot \frac{D_k}{2} \cdot \left( x_K(\varphi) + \frac{V_c}{A_k} \right) + 2 \cdot A_k \quad (\text{Gl. 5.1-35})$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{wand}$  wird nach dem Ansatz von Woschni berechnet [96] [117] [119]:

$$\alpha_{wand} = 0,013 \cdot D_k^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot (C_1 \cdot v)^{0,8} \quad (\text{Gl. 5.1-36})$$

mit:	$\alpha_{wand}$	- Wärmeübergangskoeffizient	$[W/(m^2K)]$
	$D_k$	- Zylinderbohrung = Kolbendurchmesser	$[m]$
	$p, T$	- Druck und Temperatur im Zylinder	$[N/m^2, K]$
	$v$	- effektive Geschwindigkeit	$[m/s]$

wobei:

$$v = c_m + \frac{C_2}{C_1} \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 5.1-37})$$

mit:	$c_m$	- mittlere Kolbengeschwindigkeit	$[m/s]$
	$C_2 = 3,24e-3$	- Otto-Motor	$[m/(s \cdot K)]$
	$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot (c_u/c_m)$	- für die Hochdruckphase	$[-]$
	$c_u/c_m$	- Einlaßdrallzahl	$[-]$

Hierbei ist

$$c_m = 2 \cdot (2 \cdot r_k) \cdot n \quad (\text{Gl. 5.1-38})$$

mit dem Kurbelradius  $r_k [m]$  und der Drehzahl  $n [s^{-1}]$ .

$\Delta T$  wird wie folgt berechnet:

$$\Delta T = \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \quad (\text{Gl. 5.1-39})$$

mit:  $p_1, T_1, V_1$  - Zustand bei Verdichtungsbeginn  $[Pa], [K], [m^3]$   
 $p_0$  - winkelabhängiger Druck ohne Verbrennung  $[Pa]$   
 $V_h$  - Hubvolumen  $[m^3]$

Durch Einsetzen der Gleichungen (Gl. 5.1-37) und (Gl. 5.1-39) in (Gl. 5.1-36) ergibt sich:

$$\alpha_{wand} = 0,013 \cdot D_k^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left[ C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} (p - p_0) \right]^{0,8} \quad (\text{Gl. 5.1-40})$$

Für die Berechnung der Größe  $p_0$  wird Gleichung (Gl. 5.1-10) herangezogen. Eingesetzt in Gleichung (Gl. 5.1-34) kann der Wandwärmestrom berechnet werden.

$$Q_{wand} = \int \dot{Q}_{wand} \cdot dt = \Delta Q_{i+1} = Q_{i+1} - Q_i = \int_i^{i+1} \alpha_{wand} \cdot A(\varphi_i) \cdot (T_{gas,i} - T_{wand}) \cdot dt \quad (\text{Gl. 5.1-41})$$

## Leckage

Zur Berechnung des Leckagestroms zwischen Kolben bzw. Kolbenringen und Zylinderwand wird angenommen, daß die Durchflußgleichung für eine isentrope Strömung gilt [33] [120] [121]. Zuerst wird der theoretische Massenstrom  $\dot{m}_{theoretisch}$  berechnet:

$$\dot{m}_{theoretisch} = A_{eff} \frac{p_i}{\sqrt{R_{Gemisch} \cdot T_i}} \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_{Kurbelgehäuse}}{p_i} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_{Kurbelgehäuse}}{p_i} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (\text{Gl. 5.1-42})$$

Dabei ist  $A_{eff}$  die effektive Durchflußfläche,  $\kappa$  der Isentropenexponent,  $p_i$  der Druck vor der Drosselstelle (im Zylinder),  $p_{Kurbelgehäuse}$  der Druck nach der Drosselstelle (im Kurbelgehäuse) und  $T_i$  die Temperatur vor der Drosselstelle (im Zylinder).

Unterhalb des Kolbens, im Kurbelgehäuse, liegt beim Direktstart Umgebungsdruck vor. Die effektive Öffnungsfläche  $A_{eff}$  ist ein zu kalibrierender Parameter, dessen Ermittlung in Kapitel 5.1.2 (Modellkalibrierung) beschrieben wird. Für den Isentropenexponenten des ausströmenden Rauchgases  $\kappa$  wird 1,3 angenommen [121].

Aus dem theoretischen Massenstrom wird nach [121] durch die Berücksichtigung von Korrekturfaktoren ( $C_v$  und  $C_c$ ) ein realer Massenstrom berechnet:

$$\dot{m}_{Leck} = C_v \cdot C_c \cdot \dot{m}_{theoretisch} \quad (\text{Gl. 5.1-43})$$

mit:  $C_v \cdot C_c = K_c$

Für scharfkantige Öffnungen variiert  $C_v$  von 0.95 bis 0.99.  $C_c$  beträgt im allgemeinen zwischen 0,61 und 0,72 [121]. Für die Öffnung zwischen Kolbengruppe und Zylinderwand wird  $K_c = 0,65$  angenommen [121].

Die spezifische Enthalpie des Leckagemassenstroms ergibt sich nach der kalorischen Zustandsgleichung zu [100]:

$$h = c_p \cdot T \quad (\text{Gl. 5.1-44})$$

Die innere Energie folgt aus der kalorischen Zustandsgleichung (Gl. 5.1-19). Mit den explizit berechneten Größen aus den Gleichungen (Gl. 5.1-33) ( $\dot{Q}_{verb}$ ), (Gl. 5.1-41) ( $\dot{Q}_{wand}$ ), (Gl. 5.1-27) ( $\Delta W_V$ ), sowie (Gl. 5.1-43) zusammen mit (Gl. 5.1-44) und (Gl. 5.1-42) ( $\dot{m}_{Leck} \cdot h$ ) folgt aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik (Gl. 5.1-25) der Temperaturverlauf im Zylinder während der Verbrennung.

### Geschleppter Druckverlauf

Der geschleppte Druckverlauf wird benötigt, um den Wandwärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{Wand}$  im Modell „Wandwärmeübergang“ zu berechnen. Bei der Bestimmung der Druck- und Temperaturverläufe während des geschleppten Verlaufs werden die Gesetzmäßigkeiten der polytropen Zustandsänderung aus den Gleichungen (Gl. 5.1-10) und (Gl. 5.1-11) herangezogen. Für die Polytropenexponenten werden beim geschleppten Druckverlauf andere Werte eingesetzt als bei der Verbrennung. Die Polytropenexponenten für Kompression und Expansion werden aus Schleppmessungen am Zielmotor ermittelt.

### Expansion

Nach erfolgter Verbrennung befindet sich Restgas im Zylinderraum, welches expandiert wird bis das Auslaßventil öffnet „Aö“. Der Druck- und Temperaturverlauf vom Verbrennungsende  $VE$  bis „Aö“ wird mit Hilfe der Polytropenbeziehung und der idealen Gasgleichung berechnet:

$$p_{i+1} = p_i \cdot \left( \frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^{n_{exp}} \quad (\text{Gl. 5.1-45})$$

$$T_{i+1} = T_i \cdot \left( \frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^{n_{exp}-1} \quad (\text{Gl. 5.1-46})$$

Als Polytropenexponent wird hier  $n_{exp}$  verwendet. Dieser hat einen anderen Wert als  $n_{komp}$  (für die Kompression), da die Expansion mit Restgas statt mit Gemisch stattfindet.

### 5.1.1.2 Drehmomentberechnung

Analog zu Kapitel 4.2.1.3 wird mit Hilfe des Zylinderdrucks  $p_{zyl}$  und der Kolbenfläche  $A_k$  die Gaskraft  $F_G$  auf den Kolben berechnet (Bild 4.2.1.3-1):

$$F_{G,i} = A_k \cdot p_{zyl,i} \quad (\text{Gl. 5.1-47})$$

Für die Stangenkraft  $F_S$  gilt [101]:

$$F_{S,i} = \frac{F_{G,i}}{\cos \beta_i} \quad (\text{Gl. 5.1-48})$$

Daraus folgt die Tangentialkraft an der Pleuelwelle  $F_T$  [101] (dabei ist  $a$  die seitliche Auslenkung des Pleuels: Bild 4.2.1.3-1):

$$F_{T,i} = F_{S,i} \cdot \cos(90 - (\varphi_i + \beta_i)) = F_{G,i} \cdot \frac{\sin(\varphi_i + \beta_i)}{\cos \beta_i} \quad (\text{Gl. 5.1-49})$$

$$\beta_i = \arcsin\left(\frac{a_i}{l}\right) = \arcsin\left(\frac{r_k \cdot \sin \varphi_i}{l}\right) = \arcsin(\lambda_p \cdot \sin \varphi_i) \quad (\text{Gl. 5.1-50})$$

Mit der Tangentialkraft  $F_T$  als Funktion des Zylinderdrucks  $p_{zyl}$  und des Pleuelwinkels Winkel  $\varphi_j$  wird das Antriebsdrehmoment eines Zylinders berechnet:

$$M_{zyl,i} = F_{T,i} \cdot r_K \quad (\text{Gl. 5.1-51})$$

### 5.1.1.3 Saugrohrmodell

Zur Berechnung des Saugrohrdruckverlaufs wird der Luftinhalt des Saugrohrs bilanziert. Dabei ist  $\dot{m}_{Drossel}$  der auf die Drosselklappe zuströmende Massenstrom und  $\dot{m}_{zyl1-4}$  der in die Zylinder abströmende Massenstrom (Bild 5.1.1-4).

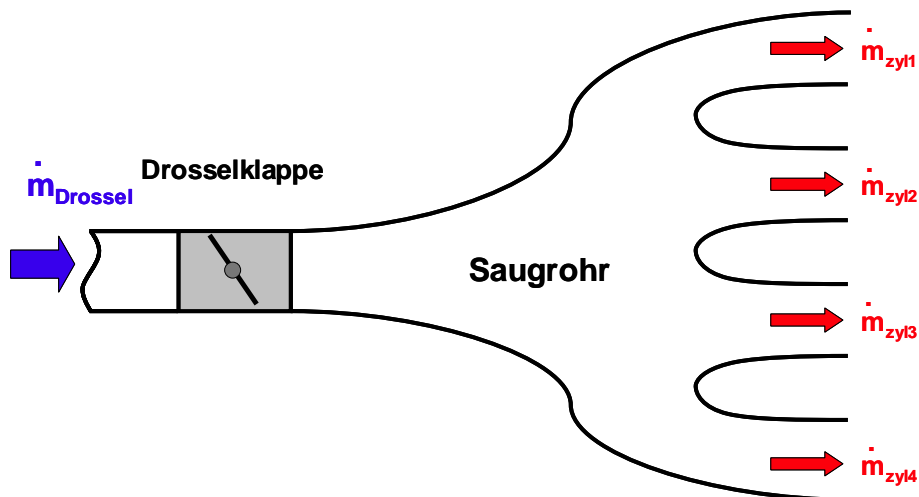


Bild 5.1.1-4: Massenbilanz am Saugrohr

Die Luftmassenänderung im Saugrohr ergibt sich zu:

$$\Delta m_{\text{Saugrohr}} = \Delta m_{\text{Drossel}} - \Delta m_{\text{Zylinder}} \quad (\text{Gl. 5.1-52})$$

mit:  $\Delta m_{\text{Saugrohr}}$  Massenänderung im Saugrohr pro Rechenschritt  
 $\Delta m_{\text{Drossel}}$  Durch die Drosselklappe zuströmende Masse pro Rechenschritt  
 $\Delta m_{\text{Zylinder}}$  Durch die Zylinder abströmende Masse pro Rechenschritt

In Abhängigkeit des Drosselklappenöffnungswinkels wird ein theoretischer Massenstrom  $\dot{m}_{\text{theo,Drossel}}$  aus einer Normkennlinie (gültig für 1,013 bar und 20°C) ausgelesen [86] [95] [115]. Eine Anpassung an real vorliegende Druck- und Temperaturbedingungen erfolgt mit Hilfe von Korrekturfaktoren.

Vereinfacht wird zur Berechnung des in die Zylinder abfließenden Massenstroms  $\dot{m}_{\text{zyl,1-4}}$  das pro Zylinder angesaugte Volumen  $V_{\text{Eö,Es}}$  ermittelt.

$$V_{\text{Eö,Es}} = V_{\text{Es}} - V_{\text{Eö}} \quad (\text{Gl. 5.1-53})$$

mit dem Zylindervolumen bei „Es“  $V_{\text{Es}}$  und dem Zylindervolumen bei „Eö“  $V_{\text{Eö}}$ .

Für das insgesamt abgesaugte Volumen aller 4 Zylinder  $V_{\text{zyl}}$  gilt.

$$V_{\text{zyl}} = \sum_{k=1}^4 V_{\text{Es,Eö,k}} \quad (\text{Gl. 5.1-54})$$

Mit der idealen Gasgleichung wird die angesaugte Luftmasse berechnet. Dabei wird angenommen, daß zum Zeitpunkt der Ventilöffnung der Druck im Zylinder gleich dem Saugrohrdruck ist.

$$m_{\text{zyl}} = \frac{p_{\text{Saugrohr}} \cdot V_{\text{zyl}}}{R_{\text{Luft}} \cdot T_{\text{Saugrohr}}} \quad (\text{Gl. 5.1-55})$$

Durch Differenzieren ergibt sich der Massenstrom  $\dot{m}_{\text{zyl,1-4}}$ .

$$\dot{m}_{\text{zyl,1-4}} = \frac{dm_{\text{zyl,1-4}}}{dt} \quad (\text{Gl. 5.1-56})$$

Mit der idealen Gasgleichung wird mit der Luftmasse im Saugrohr (Gl. 5.1-52) der Saugrohrdruck berechnet.

$$p_{\text{Saugrohr}} = \frac{m_{\text{Saugrohr}} \cdot R_{\text{Luft}} \cdot T_{\text{Saugrohr}}}{V_{\text{Saugrohr}}} \quad (\text{Gl. 5.1-57})$$

### 5.1.1.4 Reibungsmodell

Das Reibmoment wird vereinfachend über den Kurbelwinkel konstant angenommen. Die Drehzahlabhängigkeit wird berücksichtigt. Das Modell unterscheidet zwischen Haftreibung und Gleitreibung. Die Größenordnung des Reibmomentes wird aus Auslaufmessungen am Zielmotor abgeleitet (Kapitel 5.1.2 „Modellkalibrierung“).

### 5.1.2 Modellkalibrierung

Zur Kalibrierung des Leckagemodells muß die Leckagefläche (Ringfläche zwischen Kolben/Kolbenringen und der Zylinderwand)  $A_{eff}$  in Gleichung (Gl. 5.1-42) bestimmt werden. Im ersten Ansatz wird sie als Ringspalt mit minimaler Ölfilmstärke  $h_{min}=1\mu m$  angenommen [122]. Unter dieser Annahme ergibt aus Gleichung (Gl. 5.1-43) der Leckagestrom  $\dot{m}_{Leck}$  und damit die simulierte Leckagemenge pro Zyklus  $\Delta m_{Leck,Sim}$ .

$$\Delta m_{Leck,Sim} = \int_{Es}^{A\ddot{o}} \dot{m}_{Leck} \cdot dt = 30,4 \frac{g_{Gemisch}}{Zyklus} \quad (Gl. 5.1-58)$$

Da die rein analytische Blow-By-Berechnung nach Munro [120] sehr zweifelhaft erscheint, wird zur Überprüfung dieses Wertes die Leckagemasse pro Zyklus aus Blow-By -Messungen am Motorenprüfstand (mit einem dem Zielmotor ähnlichen Motor) bestimmt und im Betriebspunkt  $n = 800 /min$ ,  $p_{me} = 0,7 \text{ bar}$ ,  $ZZP = 9,5^\circ KW$  v. OT ( $p_{Saugrohr} = 0,325 \text{ bar}$ ) mit der analytisch berechneten Leckagemenge verglichen.

Der gemessene Blow-By-Wert beträgt:

$$\frac{\Delta m_{Leck,Messung}}{m_{Gesamt}} = 1,7\% \quad (Gl. 5.1-59)$$

Für die berechnete Leckagemasse pro Zyklus bezogen auf den Zylinderinhalt bei „Es“ ( $74^\circ KW$  n. UT) ergibt sich in diesem Betriebspunkt.

$$\frac{\Delta m_{Leck,Sim}}{m_{Gesamt}} = 9\% \quad (Gl. 5.1-60)$$

Die Blow-By-Meßwerte am Prototypenmotor liegen also deutlich unter der im ersten Ansatz berechneten Leckagemenge. Aus der Literatur [123] läßt sich für einen 1,6 l-4 Zylinder-4-Takt-Ottomotor im oben genannten Betriebspunkt eine Blow-By-Menge von etwa 6 % extrapolieren. Die große Abweichung der gemessenen, berechneten und in der Literatur gefundenen Werte decken sich mit Untersuchungen von Munro [120], wonach am gleichen Motor bei zwei Messungen unter gleichen Randbedingungen sehr unterschiedliche Blow-By-Mengen gefunden werden können. Für den oben genannten Betriebspunkt wird der Meßwert vom Zielmotor (1,7 %) als Basis für die Leckagemengenabschätzung beim Start genommen.

Die Blow-By-Menge verhält sich bei Nulllast etwa umgekehrt proportional zur Drehzahl [123]. Da bei den entscheidenden Direktstartzyklen, die es zu simulieren gilt (bis zum OT 2), die Drehzahl nur etwa 50 – 60 % der Leerlaufdrehzahl beträgt, sind beim Direktstart höhere Leckagemengen zu erwarten als im Leerlauf. Daher wird die effektive Leckagefläche  $A_{\text{eff}}$  in Gleichung (Gl. 5.1-42) so eingestellt, daß sich ein Blow-By-Wert von 3% ergibt:

$$\frac{\Delta m_{\text{Leck}}}{m_{\text{Gesamt}}} = 3\% \quad (\text{Gl. 5.1-61})$$

Die weitere Modellkalibrierung erfolgt mit Meßdaten vom Zielmotor. Zur Kalibrierung des Brennverlaufs werden im ersten Ansatz Zündhaken verwendet bei einer Motordrehzahl von  $n = 800 / \text{min}$  und einem effektivem Mitteldruck von  $p_{me} = 0,7 \text{ bar}$ . Aus den gemessenen Zylinderdruckverläufen werden die Umsatzraten  $x_B(t)$  und anschließend die Lagen der 10 %-, 50 %- und 90 %-Umsatzraten ( $x_{10}$ ,  $x_{50}$ ,  $x_{90}$ ), sowie das Verbrennungsende ( $VE$ ) für alle 4 Zylinder nach Rassweiler-Withrow [124] bestimmt. Dabei wird das Brennende  $VE$  durch den Schnittpunkt des Brennverlaufes  $B_i$  mit der Zeitachse bestimmt ( $B_i = 0$ ) [125].

$$B_i = \left[ p_i - \left( \frac{V_{i-1}}{V_i} \right)^n \cdot p_{i-1} \right] \cdot \frac{V_{i-1}}{V_s} \quad (\text{Gl. 5.1-62})$$

mit:  $B_i$  Brennverlauf [Pa]  
 $p_i, p_{i-1}$  gemessene Druckdaten [Pa]  
 $V_i, V_{i-1}$  winkelabhängiges Volumen [ $m^3$ ]  
 $V_s$  Volumen bei Verbrennungsstart [ $m^3$ ]

Aus dem Brennverlauf  $B_i$  wird die Umsatzrate  $x_B$  berechnet.

$$x_B(t) = \frac{\sum_{i=ZZP}^{\varphi} B_i}{\sum_{i=ZZP}^{VE} B_i} \quad (\text{Gl. 5.1-63})$$

Aus den 10 %-, 50 %- und 90 %-Umsatzraten ( $x_{10}$ ,  $x_{50}$ ,  $x_{90}$ ) wird der Kurvenverlauf der Formfaktorkurve ermittelt (Kapitel 5.1.1).

ZZP	°KW v. OT	-10,10	-15,12	-20,11	-25,10	-30,12	-35,11	-40,10
$\varphi(x_{10})$	°KW n. OT	13,71	8,71	4,30	0,87	-2,39	-4,99	-6,47
$\varphi(x_{50})$	°KW n. OT	26,96	20,84	15,37	11,35	7,30	4,47	2,78
$\varphi(x_{90})$	°KW n. OT	41,08	34,15	27,16	22,18	16,71	13,22	11,02
$\varphi(VE)$	°KW n. OT	62,19	54,74	46,86	41,28	35,62	32,81	31,85
$t(x_{10})$	s	0,0050	0,0050	0,0051	0,0054	0,0058	0,0063	0,0070
$t(x_{50})$	s	0,0077	0,0075	0,0074	0,0076	0,0078	0,0082	0,0089
$t(x_{90})$	s	0,0107	0,0103	0,0098	0,0098	0,0098	0,0101	0,0106
$t(VE)$	s	0,0151	0,0146	0,0140	0,0138	0,0137	0,0142	0,0150

Bild 5.1.2-1: Meßdaten vom Zielmotor;  $n = 800 / \text{min}$ ,  $p_{me} = 0,7 \text{ bar}$

Die Tabelle in Bild 5.1.2-1 enthält Meßdaten des Zielmotors, die zur Kalibrierung herangezogen werden. Mit (Gl. 5.1-30) und (Gl. 5.1-32) werden die Formfaktorkurve und die Vibe-Funktion berechnet.

Zur Kalibrierung des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda_v$  (bei vorgegebenem Einspritzluftverhältnis  $\lambda_E$ ) und der Polytropenexponenten  $n_{komp}$ ,  $n_{komp,v}$ ,  $n_{exp,v}$  und  $n_{exp}$  wird das Ergebnis der Simulationsrechnung an die gemessenen Druckverläufe angepaßt.

Bild 5.1.2-2 zeigt den simulierten Druckverlauf (rot) eines Zyklus im Betriebspunkt  $n = 800 / \text{min} / p_{me} = 0,7 \text{ bar} / ZZP = 20^\circ \text{KW v. OT}$  im Vergleich zu 8 gemessenen Druckverläufen (grün, Zylinder 1 - 4 aus 2 verschiedenen Meßreihen am gleichen Motor, jeweils über 300 Zyklen gemittelt). Deutlich zu sehen sind die Schwankungen in den gemessenen Zylinderdruckverläufen von Zylinder zu Zylinder und von Meßreihe zu Meßreihe. Für das Modell wird ein mittlerer Druckverlauf kalibriert. Für das Verbrennungsluftverhältnis und die Polytropenexponenten ergeben sich die in der Tabelle (Bild 5.1.2-3) aufgeführten Werte. Die Größenordnung des Kompressions-Polytropenexponenten paßt sehr gut zu Daten aus Schleppversuchen am Zielmotor, die des Expansions-Polytropenexponenten sehr gut zu Werten, die in Indiziersystemen für Verbrennungsmotoren verwendet werden [126].

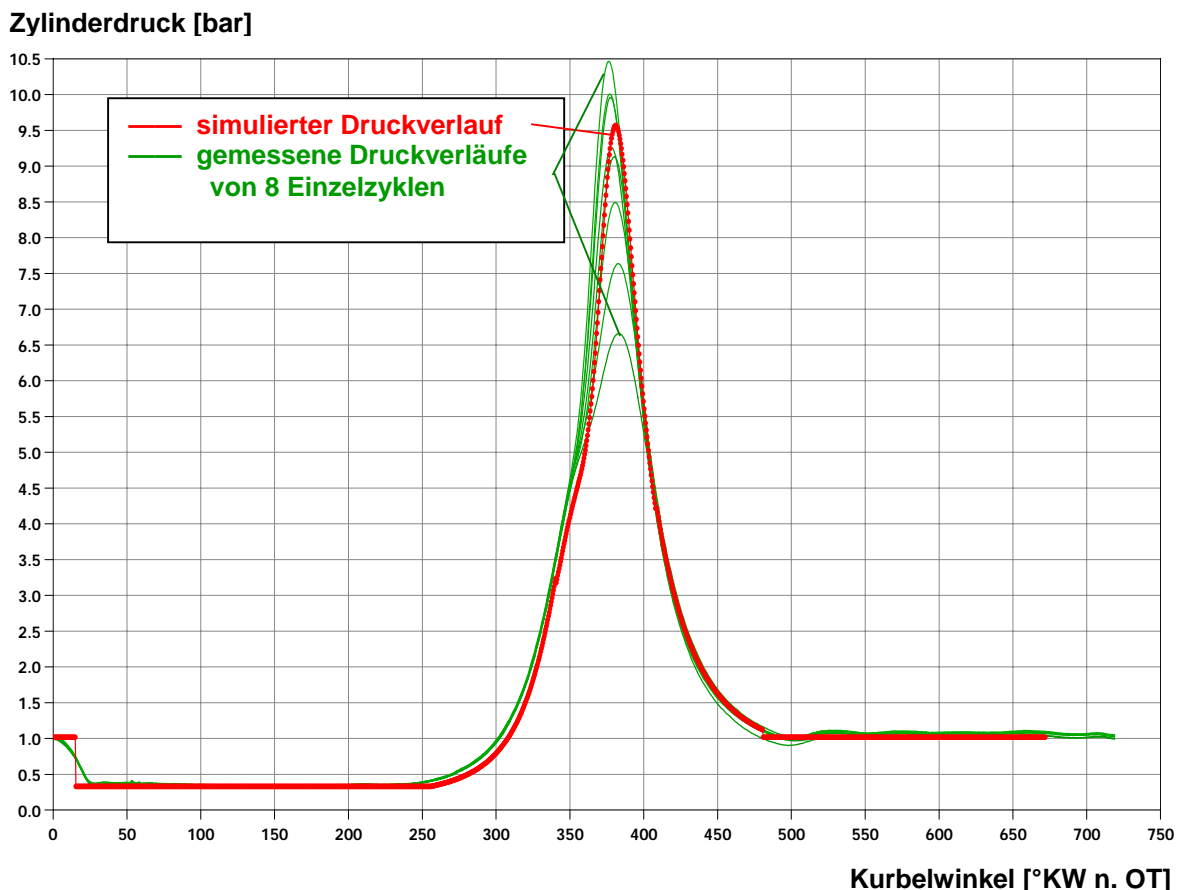


Bild 5.1.2-2:  $n = 800 / \text{min} / p_{me} = 0,7 \text{ bar} / ZZP = 20^\circ \text{KW v. OT}$   
Vergleich: Simulation – Messungen



$n_{komp}$	Es - ZZP	1,36
$n_{komp\_v}$	ZZP - OT	1,36
$n_{exp\_v}$	OT - VE	1,25
$n_{exp}$	VE - Aö	1,25
$\lambda_v$	800/min, 0,7 bar	1,35
$\lambda_{v\_rev\_start}$	Rückdrehung	1,45
$\lambda_{v\_start\_1}$	1. Expansionszyklus	1,87

Bild 5.1.2-3: Kalibrierparameter - Polytropenexponenten und Verbrennungsluftverhältnisse

Nach Bestimmung der Polytropenexponenten und des Verbrennungsluftverhältnisses im Leerlaufpunkt werden separat für die ersten beiden Verbrennungen des Direktstarts die Verbrennungsluftverhältnisse ( $\lambda_{v\_i}$ ) ermittelt und zwar durch Abgleich der simulierten Zylinderdruckverläufe mit den gemessenen Druckverläufen eines Direktstarts.

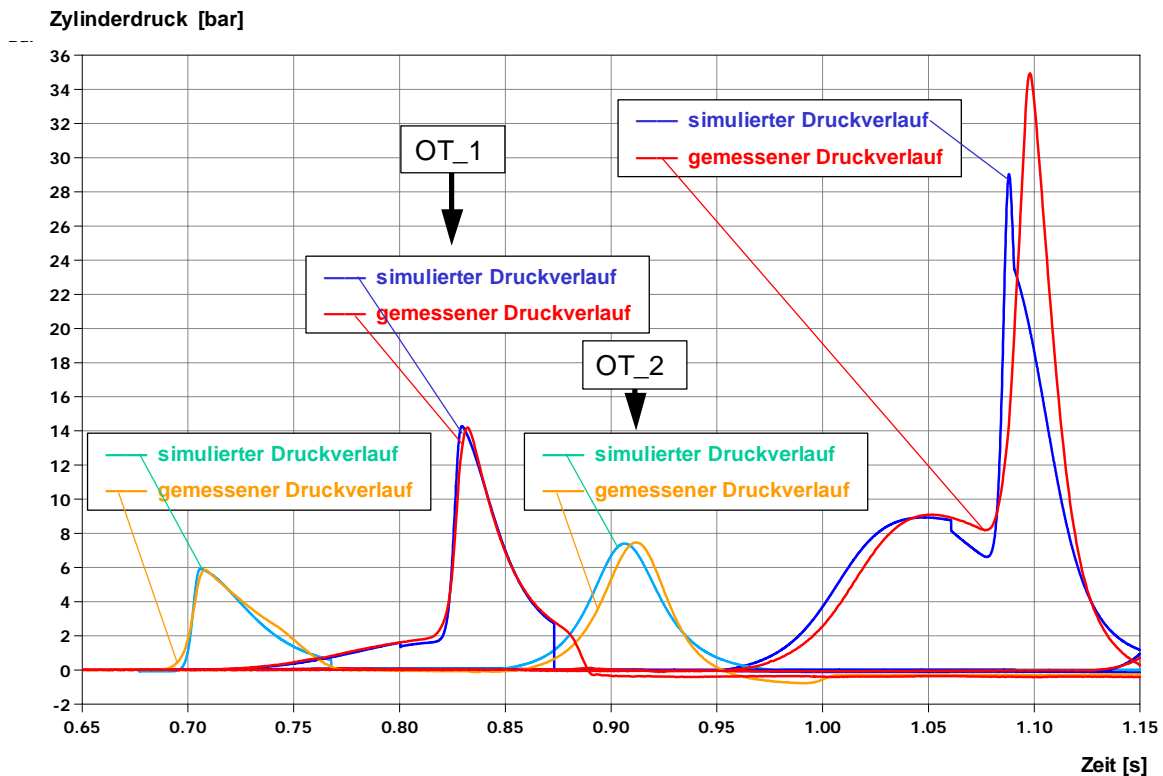


Bild 5.1.2-4: Zylinderdruckverlauf beim Motorstart: Vergleich Simulation - Messung

Mit den kalibrierten Werten ergeben sich die simulierten Druckverläufe beim erweiterten Direktstart wie in Bild 5.1.2-4 dargestellt. Die Druckverläufe der 4 verschiedenen Zylinder sind farblich unterschiedlich dargestellt. Dabei wird der Direktstart im Beispiel mit der Rückdrehexpansion von Zylinder 3 eingeleitet. Die 1. Expansion in Vorwärtsdrehrichtung findet im Zylinder 1 statt. Anschließend erfolgt die Restgasverdichtung und -expansion in Zylinder 3. Darauf folgt die 2. Verbrennung in Vorwärtsrichtung in Zylinder 4. Zum Vergleich sind die gemessenen Druckverläufe mit eingezeichnet. Bis zum Ende des 1. Expansionszyklus (nach OT<sub>1</sub>) liegen die

gemessenen und simulierten Signale sehr gut aufeinander. Die Abweichungen der anschließenden Kompression zum OT\_2 beziehen sich nur auf den zeitlichen Verlauf und ergeben sich aus einer Drehzahlabweichung. Die kurbelwinkelbezogenen Druckverläufe liegen aufeinander. Erst ab dem 3. Zyklus ergeben sich nennenswerte Unterschiede zwischen Simulation und Messung. Da sich der Erfolg des Direktstarts aber bereits am OT\_2 entscheidet, ist der 3. Zyklus für die Vorhersage des Starterfolgs nicht relevant.

Ein weiterer Kalibrierparameter ist die Motorreibung. Diese wird im Modell als Funktion der Motordrehzahl dargestellt. Hinunter bis zu einer Drehzahl von ca. 600 /min ist die mittlere Reibung aus Schleppmessungen an einem dem Zielmotor vergleichbaren Motor bekannt (Bild 5.1.2-5). Unterhalb von 600 /min liegen keine Daten aus Schleppmessungen vor. Es ist aber davon auszugehen, daß die Reibung unterhalb von 600 /min wieder ansteigen wird, da hydrodynamische Reibung in Mischreibung übergeht. Ein solcher Kurvenverlauf ist andeutungsweise zu erkennen.

Zur Bestimmung der Motorreibung unterhalb von 600 /min wird der Drehzahlverlauf eines erfolgreichen Direktstarts herangezogen. Durch einen Vergleich der simulierten und der gemessenen Drehzahl wird die Motorreibung abgeschätzt.

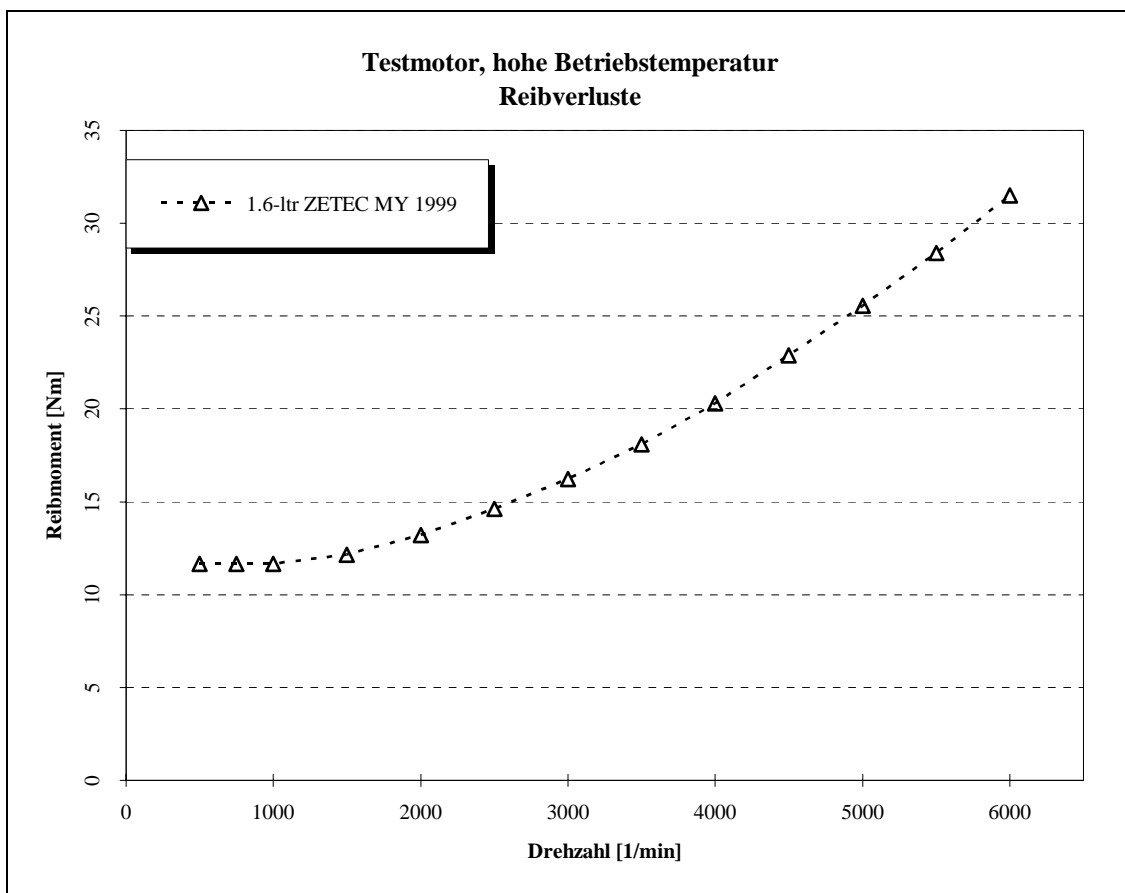


Bild 5.1.2-5: Reibungsverluste eines geschleppten 1,6 l, 4-Zylindermotors [127]

Die folgende Tabelle (Bild 5.1.2-6) zeigt die im Modell verwendete Reibmomentkennlinie in Abhängigkeit von der Drehzahl. Werte unterhalb von 600 /min sind mit Hilfe von Direktstartmessungen abgeschätzt.

Reibung	20	20	19	17,5	13	Nm
Drehzahl	0	20	100	350	1000	1/min

Bild 5.1.2-6: Reibmomentkennlinie unterhalb von 1000 /min

Das Losbrechmoment, das heißt das Drehmoment, welches der Verbrennungsdruck bei der ersten Verbrennung überwinden muß, damit die Kurbelwellenrotation beginnt, beträgt 20 Nm.

In Bild 5.1.2-7 wird der simulierte Drehzahlverlauf beim Motorstart mit Meßdaten verglichen.

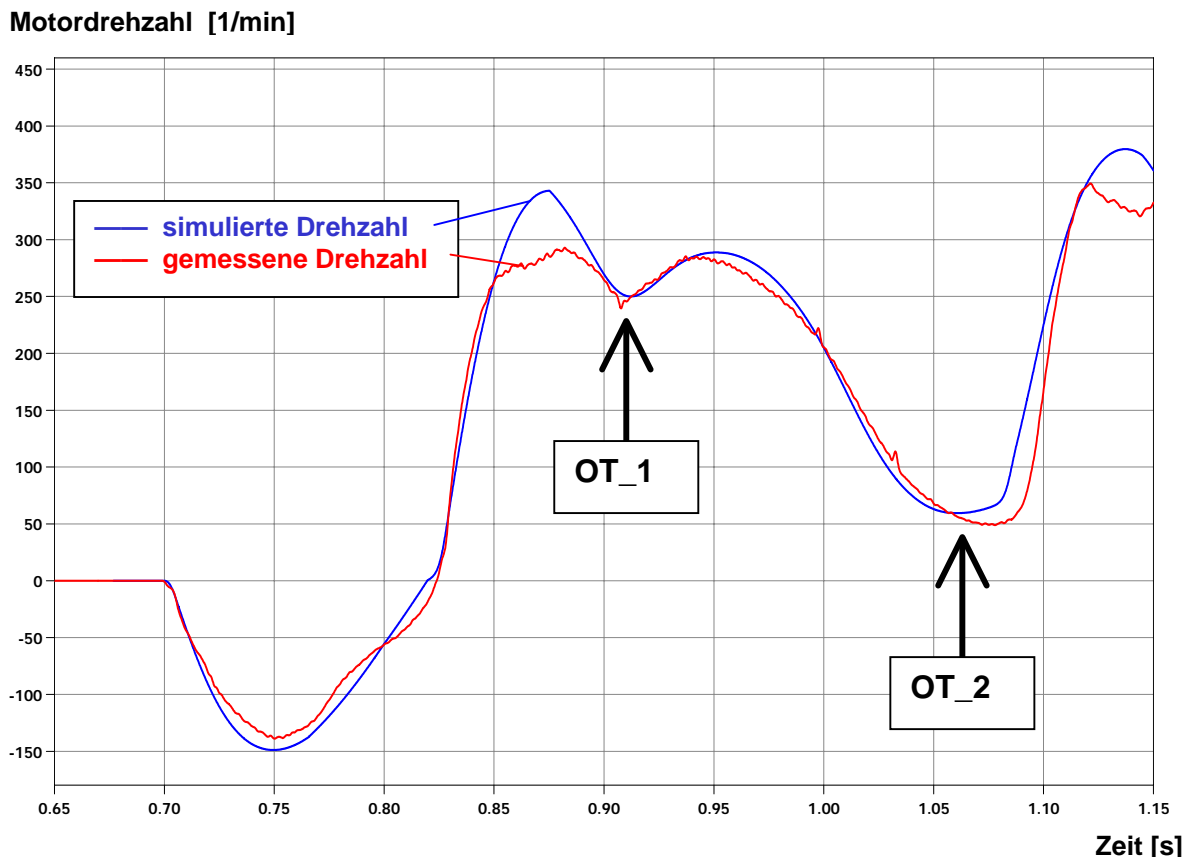


Bild 5.1.2-7: Drehzahlverlauf beim Motorstart: Vergleich Simulation - Messung

Bis zur 1. Kompression liegen der simulierte und der gemessene Verlauf fast aufeinander. Kurz vor Erreichen des OT<sub>1</sub> kommt es zu einer deutlichen Abweichung der Drehzahlssignale, obwohl die Druckverläufe an dieser Stelle (Bild 5.1.2-4) relativ genau übereinander liegen. Gründe für diese Abweichung können sein: die sehr einfach abgeschätzte Reibkennlinie unterhalb von 600 /min, die nicht ins Modell implementierte Ventiltrieb-dynamik oder das nicht berücksichtigte Zwei-Massen-Schwungrad. Dennoch werden die kritischen OT-Drehzahlen  $n_{OT_1}$  und  $n_{OT_2}$  von Zylinder 3 (OT<sub>1</sub>) und Zylinder 4 (OT<sub>2</sub>) gut wiedergegeben. Somit ist die Vorhersage des Direktstarterfolgs gut möglich.

### 5.1.3 Modellverifizierung

Zur Modellverifizierung werden Leerlaufmessungen in verschiedenen Betriebspunkten herangezogen und mit Simulationsergebnissen verglichen, die unter Verwendung der zuvor ermittelten Kalibrierparameter berechnet wurden.

Bild 5.1.3-1 zeigt einen Vergleich der Druckverläufe bei  $n = 800 /min$ ,  $p_{me} = 0,7 \text{ bar}$  und einem Zündzeitpunkt von  $10^\circ\text{KW v. OT}$ , Bild 5.1.3-2 bei  $30^\circ\text{KW v. OT}$ . Der berechnete Verlauf (rote Kurve) liegt innerhalb der gemessenen Verläufe, bei denen deutliche Schwankungen der Meßdaten (grüne Kurven) von Zylinder zu Zylinder erkennbar sind. Diese Schwankungen werden durch das Simulationsmodell nicht wiedergegeben.

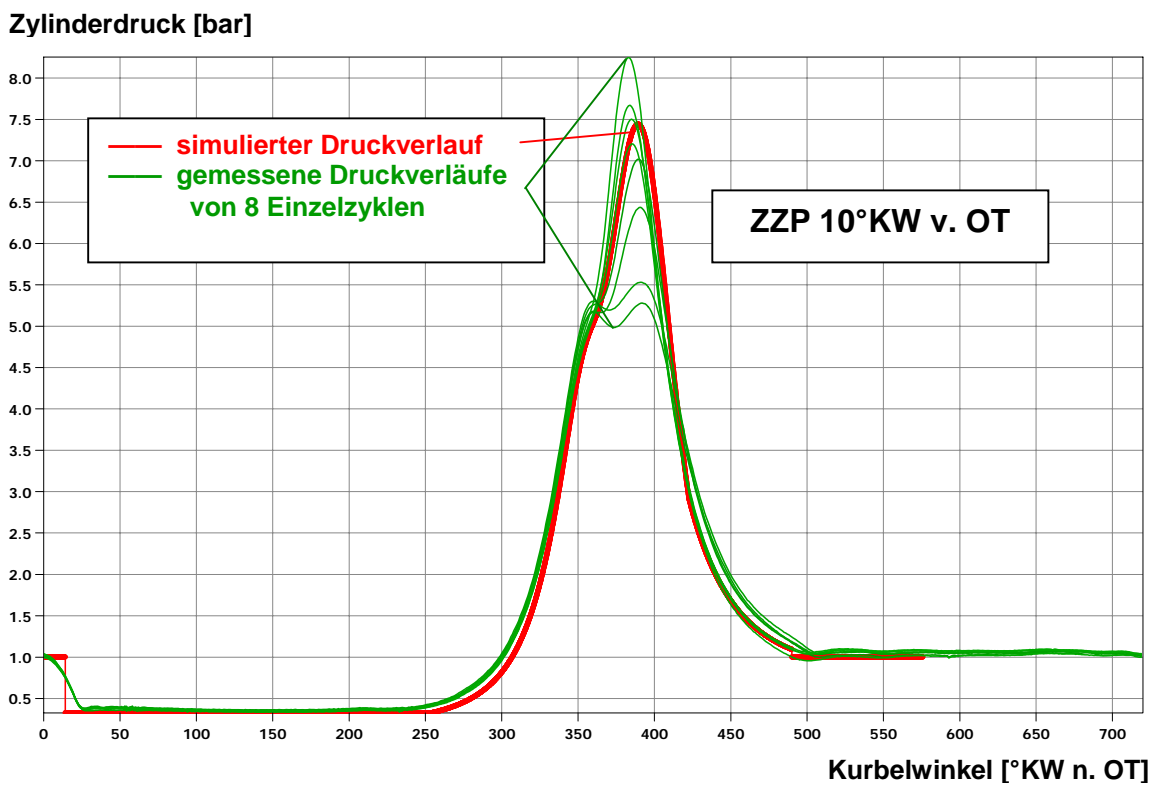


Bild 5.1.3-1:  $n = 800 /min$  /  $p_{me} = 0,7 \text{ bar}$  / ZP =  $10^\circ\text{KW v. OT}$   
Vergleich: Simulation - Messungen

### Zylinderdruck [bar]

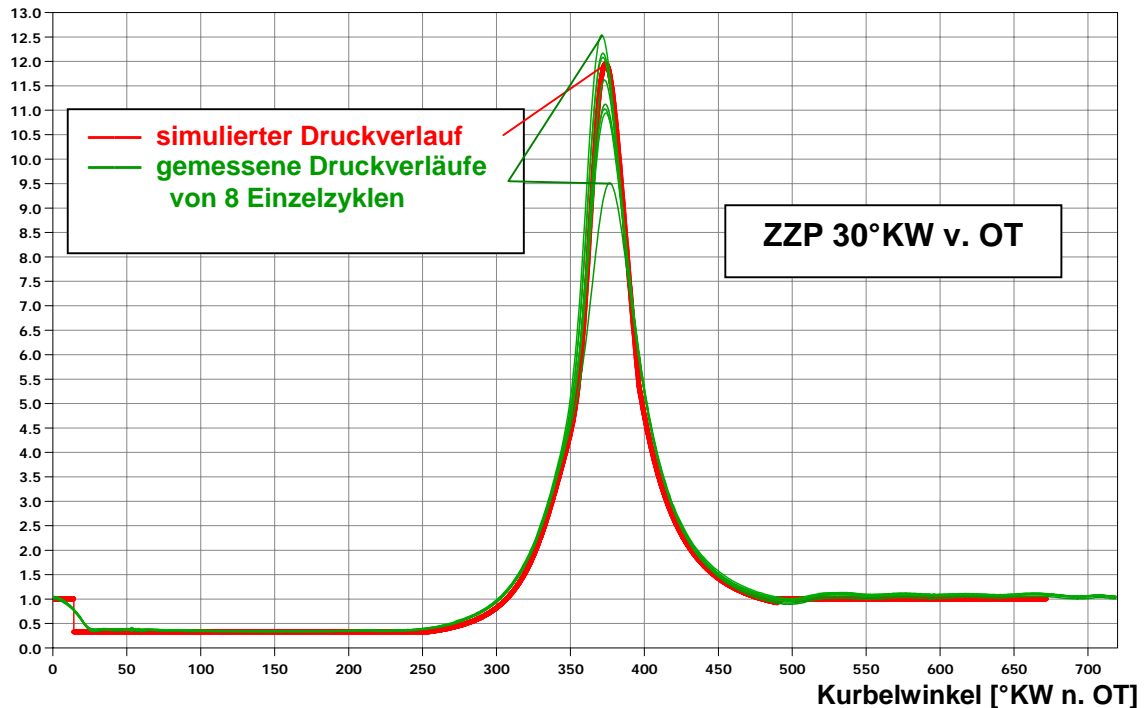


Bild 5.1.3-2:  $n = 800 \text{ /min}$  /  $p_{me} = 0,7 \text{ bar}$  / ZZZP = 30°KW v. OT  
Vergleich: Simulation – Messungen

## 5.1.4 Parametervariation – Einfluß auf die Direktstartfähigkeit

Um den Einfluß von Umgebungsbedingungen und konstruktiven Motorparametern auf die Direktstartfähigkeit des Zielmotors abschätzen zu können, werden relevante Parameter im Modell variiert und ihr Einfluß auf die Direktstartfähigkeit quantifiziert.

Zur Quantifizierung der Direktstartfähigkeit werden (wie schon in [33] [34] [35] vorgeschlagen) die Drehzahlen in den ersten beiden oberen Totpunkten ( $n_{OT\_1}$  und  $n_{OT\_2}$ ) und die während der ersten beiden Direktstartzyklen geleisteten Arbeiten herangezogen. Die Arbeiten werden, wie in Kapitel 5.2.4 beschrieben, aus dem Druck- und Kurbelwinkelverlauf bestimmt.

### 5.1.4.1 Startbedingungen – Einfluß der Motorstillstandszeit

Zur Direktstartsimulation ist es erforderlich, sinnvolle Startbedingungen für die Drücke und die Gastemperaturen in den Startzylindern, sowie den Saugrohrdruck und die Saugrohrtemperatur anzugeben.

Da der einem Direktstart vorangehende Abstellvorgang mit geöffneter Drosselklappe stattfinden muß (Kapitel 4), erreicht der Saugrohrdruck bereits vor dem Motorstillstand Umgebungsdruckniveau, so daß für den Saugrohrdruck zu Beginn der Direktstartsimulation Umgebungsdruck angenommen wird: ( $p_{Saugrohr} = p_{Umgebung} = 1013 \text{ mbar}$ ).

Selbst nach einem Motorstopp mit vollkommen geschlossener Drosselklappe würde spätestens einige Sekunden nach Motorstopp Umgebungsdruckniveau erreicht.

Die Saugrohrtemperatur (Gastemperatur im Saugrohr) ist abhängig von der Bauteiltemperatur und von der Motorstillstandszeit. Sie ist näherungsweise gleich der Temperatur vor der Drosselklappe. Es wird eine stationäre Temperatur von 40°C als Starttemperatur für einen betriebswarmen Motor angenommen.

Beim Direktstart wird sowohl die im Expansionszylinder als auch die im Kompressionszylinder eingeschlossene Luftmenge zum Motorstart genutzt. Die Druck- und Temperaturbedingungen beim Start bestimmen direkt die eingeschlossenen Luftmengen und sind daher entscheidende Parameter für den Direktstarterfolg. Aus Messungen ist bekannt, daß sich bereits mit Stillstand der Kurbelwelle Umgebungsdruckniveau im Brennraum einstellt (Kapitel 4.1.6.2.1). Startbedingung für den Direktstart ist daher Umgebungsdruck in beiden Startzylindern.

Die Gastemperaturen in den Startzylindern werden unmittelbar beeinflusst von den Oberflächentemperaturen der zylindervolumen-begrenzenden Bauteile (Kolben, Zylinderwand, Brennraummulde des Zylinderkopfes) und der Verweilzeit des Gases im Zylinder (Motorstillstandszeit). Die Bauteiltemperaturen wiederum hängen unmittelbar von der Kühlwassertemperatur ab. Es ist bekannt, daß der Einfluß der Kühlwassertemperatur auf die Direktstartfähigkeit signifikant ist [32 - 35]. Es fehlt aber der physikalische Zusammenhang zwischen Kühlwassertemperatur, Motorstoppdauer und Gastemperatur in den Startzylindern beim Motorstart ( $T_{Zyl}$ ).

Die Abhängigkeit Zylinderwandtemperatur beim Motorstart ( $T_{Wand}$ ) von der Kühlwassertemperatur wird durch Messungen an einem mit Temperatursensoren ausgerüsteten Versuchsmotor ermittelt. Die Ergebnisse sind in [Bild 5.1.4.1-1](#) dargestellt. Dort sind die Kühlwassertemperatur und 8 verschiedene Zylinderwandtemperaturen nach dem Abstellen des Motors über einen Zeitraum von 120 s aufgetragen. Der Abschaltzeitpunkt des Motors befindet sich bei  $t = 80 s$ . Jede der 4 Zylinderbuchsen ist sowohl an der Einlaß- als auch an der Auslaßseite mit Temperatursensoren bestückt. Sämtliche Sensoren sind 1 mm hinter der Zylinderwand und 6,7 mm unterhalb der Kopfdichtung plaziert.

Zum Abstellzeitpunkt beträgt die Kühlwassertemperatur 90°C, die Zylinderwandtemperaturen liegen in einem Bereich von 92°C bis 101°C. Die mittlere Zylinderwandtemperatur beträgt 97°C.

Nach dem Abstellen des Motors bleiben die Zylinderwandtemperaturen relativ konstant, während die Kühlwassertemperatur kontinuierlich abfällt. Sinnvolle Abstellzeiten findet man in der Literatur. Die durchschnittliche Leerlaufzeit (und damit Abstellzeit bei Stopp-Start-Betrieb) europäischer Fahrzeuge beträgt (je nach Studie) zwischen 11 s und 20 s. Etwa 80 % der Leerlaufphasen sind kürzer als 30 s [128] [129]. Da Stopp-Start Betrieb zur Sicherstellung des Fahrkomforts (Heizung) und zur Minimierung der Motorreibung nur bei Kühlwassertemperaturen größer als etwa 40°C – 60°C zum Einsatz kommen würde, sind auch nur durchschnittliche Abstellzeiten von Interesse, bei denen die Kühlwassertemperatur mehr als 60°C beträgt. Diese liegen (je nach Datenerhebung) zwischen 26 s und 40 s [128]. Etwa 90 % der Leerlaufphasen sind kürzer als 60 s bis 75 s [128].

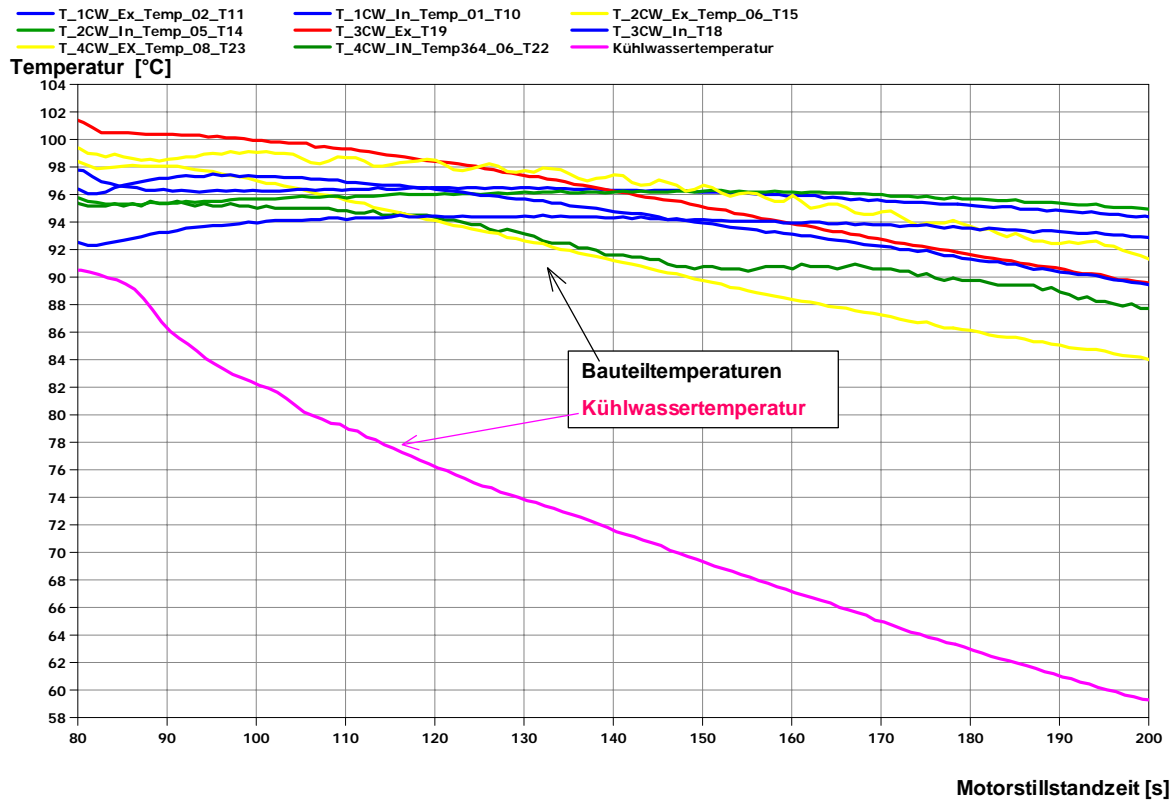


Bild 5.1.4.1-1: Abhängigkeit der Zylinderwandtemperaturen und der Kühltwassertemperatur von der Motorstillstandszeit

Nach 33 s Stillstandszeit (Mittelwert der Abstellzeiten für Kühltwassertemperaturen größer als 60 C) beträgt die Kühltwassertemperatur 78°C, die Zylinderwandtemperaturen liegen zwischen 94°C und 99°C. Die mittlere Zylinderwandtemperatur beträgt etwa 97°C. Um von der Kühltwassertemperatur auf die Wandtemperatur zu schließen, wird daher im Modell der Kühltwassertemperatur ein konstanter Wert von 20°C aufaddiert.

Die Erwärmung der einströmenden Luft durch die Zylinderwände wird bereits während des Motorauslaufs beginnen. Dabei sorgt die Ladungsbewegung der einströmenden Luft für einen Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion. Vereinfacht wird angenommen, daß die Luft, die sich an der Zylinderwand befindet, erst nach Motorstillstand durch eine natürliche Konvektionsströmung, die sich im Zylinder einstellt, aufgewärmt wird.

Der Wärmestrom zwischen Zylinderwand und eingeschlossener Luft berechnet sich zu [130]:

$$\dot{Q}_{Wand} = \alpha_{Wand} \cdot A_{Wand} \cdot (T_{Wand} - T_{Luft}) \quad (\text{Gl. 5.1-64})$$

mit  $\alpha_{Wand}$ : Wärmeübergangskoeffizienten bei natürlicher Konvektion  
 $A_{Wand}$ : Oberfläche des Zylinderraums  
 $T_{Wand}$ : Zylinderwandtemperatur  
 $T_{Luft}$ : Lufttemperatur

Für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{Wand}$  wird ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient  $\bar{\alpha}_{Wand}$  angenommen, der unter gewissen Voraussetzungen (Gl. 5.1-67) mit den Wärmeübergangsgesetzen der Ähnlichkeitstheorie für die senkrechte Platte berechnet werden kann [130].

$$\bar{\alpha}_{Wand} = \frac{\lambda_{Wand} \cdot \bar{Nu}}{L} \quad (\text{Gl. 5.1-65})$$

mit:  $\bar{Nu}$  : mittlere Nusselt-Zahl,  
 $\lambda_{Wand}$ : Wärmeleitfähigkeit der Grenzschicht  
 $L$ : charakteristische Länge (hier  $L = x_K(\varphi)$ , Kolbenweg (Gl. 5.1-6))

Die Nusselt-Zahl ist eine Funktion der Grashof-Zahl ( $Gr$ ) und der Prandtl-Zahl ( $Pr$ ) (Gl. 5.1-72), wobei:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta_{Luft} \cdot (T_{Wand} - T_{Luft}) \cdot L^3}{\left( \frac{\eta_{Luft}}{\rho_{Luft}} \right)^2} \quad (\text{Gl. 5.1-66})$$

mit:  $g$ : Erdbeschleunigung  
 $\beta_{Luft}$ : Wärmeausdehnungskoeffizient von Luft  
 $T_{Wand}$ : Wandtemperatur  
 $T_{Luft}$ : Lufttemperatur  
 $\eta_{Luft}$ : Viskosität der Luft  
 $\rho_{Luft}$ : Luftdichte

Die charakteristische Länge  $L$  entspricht dem Kolbenweg  $x_K(\varphi)$  (Gl. 5.1-6). Für einen sinnvollen Startwinkel von  $110^\circ$  KW n. OT [33] [34] [35] ergibt sich eine Länge von  $L = 0,0601 \text{ m}$ . Für diese charakteristische Länge, einer Ansauglufttemperatur von  $40^\circ\text{C}$  und einer Wandtemperatur von  $100^\circ\text{C}$  (betriebswarmer Motor, Kühlwassertemperatur  $80^\circ\text{C}$ ) ergibt sich eine Grashof-Zahl von  $13,84 \cdot 10^5$ . Damit ist die Bedingung in (Gl. 5.1-67) erfüllt (Gl. 5.1-68) und für den senkrechten Zylinder gelten die Wärmeübergangsgesetze für die senkrechte Platte [130].

$$\frac{D_K}{L} > 35 \cdot Gr^{-\frac{1}{4}} \quad (\text{Gl. 5.1-67})$$

$$\frac{0,079}{0,061} > 35 \cdot 13,84 \cdot 10^5^{-\frac{1}{4}} \Leftrightarrow 1,295 > 1,02 \quad (\text{Gl. 5.1-68})$$

Bei betriebswarmem Motor ist die Bedingung für einen Startwinkelbereich von  $90^\circ$ - $120^\circ$  KW erfüllt (ein größerer Startwinkelbereich ist kaum sinnvoll [33] [34] [35]). Niedrigere Wandtemperaturen als  $100^\circ\text{C}$  führen zu einer Senkung der Grashof-Zahl, was der Erfüllung der Bedingung entgegen kommt.

Zur Beurteilung der Strömungsart wird die Prandtl-Zahl ( $Pr$ ) berechnet. Den Übergang von einer laminar ausgebildeten zu einer turbulenten Strömung findet bei einem kritischen Produkt aus Prandtl-Zahl und Grashof-Zahl statt (Gl. 5.1-69):



$$4 \cdot 10^9 \approx Gr_{krit} \cdot Pr \quad (\text{Gl. 5.1-69})$$

$$Gr_{krit} = \frac{4 \cdot 10^9}{Pr} = 5,128 \cdot 10^9 \quad (\text{Gl. 5.1-70})$$

Mit der Prandtl-Zahl  $Pr=0,78$  für Luft [130] und der kritischen Grashof-Zahl  $Gr_{krit}$  (Gl. 5.1-70) gilt:

$$Gr = 13,84 \cdot 10^5 \ll Gr_{krit} = 5,128 \cdot 10^9 \quad (\text{Gl. 5.1-71})$$

Da die Grashofzahl  $Gr = 13,84 \cdot 10^5$  im Anwendungsfall weit unterhalb der kritischen Grashofzahl ( $Gr_{krit}$ ) liegt, kann eine laminar ausgebildete Strömung an den Zylinderwänden angenommen werden. Für die Bestimmung der Nusselt-Zahl gilt dann:

$$\overline{Nu} = c \cdot (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} = 16,235 \quad (\text{Gl. 5.1-72})$$

mit:  $c$ : Strömungsgeschwindigkeit ( $c \approx 0,516$ ) [130]

Die Temperatur der Grenzschicht wird als arithmetisches Mittel aus Wand- und Lufttemperatur zu  $70^\circ\text{C}$  angenommen. Für Luft bei  $70^\circ\text{C}$  gilt  $\lambda_{Wand} = 0,0292 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  [130]. Für den Wärmeübergangs-Koeffizienten ergibt sich nach (Gl. 5.1-65):

$$\overline{\alpha}_{Wand} = \frac{\lambda_{Wand}}{L} \cdot \overline{Nu} = 7,88 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \right] \quad (\text{Gl. 5.1-73})$$

Im folgenden Bild (Bild 5.1.4.1-2) ist die berechnete Lufttemperatur in Abhängigkeit von der Motorstillstandszeit dargestellt ( $t = 0 \text{ s}$ : Abstellen des Motors). Bei der Rechnung beträgt die Wandtemperatur  $100^\circ\text{C}$ , die Kühlwassertemperatur dementsprechend  $80^\circ\text{C}$  und die Ansauglufttemperatur  $40^\circ\text{C}$ .

Nach 5 Sekunden sind 99 % der stationären Endtemperatur erreicht. Somit kann für durchschnittliche Motorstillstandszeiten, die deutlich größer als 5 s sind [128] [129], die Lufttemperatur, wie bei der nachfolgenden Parametervariation, gleich der Zylinderwandtemperatur gesetzt werden.

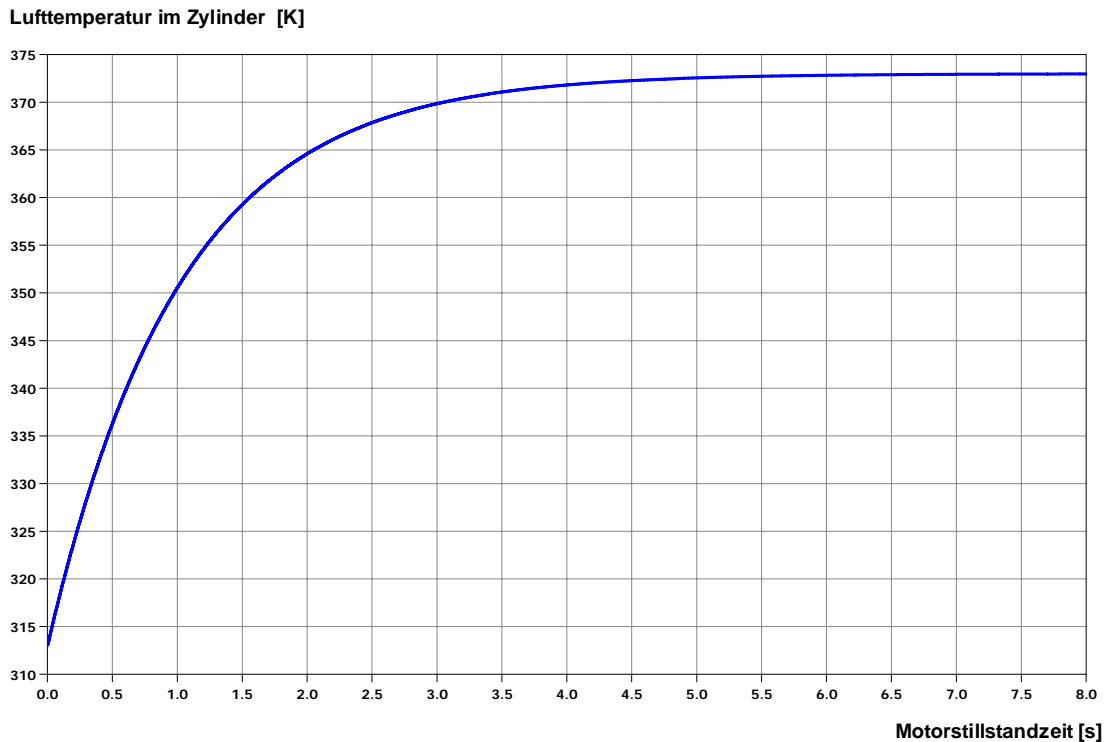


Bild 5.1.4.1-2: Lufterwärmung im Zylinder als Funktion der Motorstillstandszeit ( $T_{Kühlwasser} = 80^{\circ}C$ ,  $T_{Wand} = 100^{\circ}C$ ,  $T_{Ansaugluft} = 40^{\circ}C$ )

### 5.1.4.2 Erweiterter Direktstart

Da mit dem erweiterten Direktstart gegenüber dem einfachen Direktstart ein wesentlich besseres Startverhalten erreichbar ist [33] [34] [35], wird mit dem Simulationsmodell vornehmlich der erweiterte Direktstart untersucht.

#### 5.1.4.2.1 Einfluß des Start-Kurbelwinkels

Zur Untersuchung des Startwinkeleinflusses auf die Direktstartfähigkeit wird der Motorstart mit verschiedenen Startkurbelwinkeln simuliert. Alle anderen Parameter werden im ersten Ansatz (Basismotor) bezogen auf das kalibrierte Modell nicht verändert.

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
116	14	74	3	57	10,18	75	1,013

Bild 5.1.4.2.1-1: Einstellungen für die Startwinkelvariation (Basiskonfiguration)

Bild 5.1.4.2.1-1 zeigt die Einstellwerte des Simulationsmodells für die Startwinkelvariation. Da diese Einstellungen der Motorkonfiguration entsprechen, mit der die Modellkalibrierung durchgeführt wurde, wird diese Konfiguration im folgenden als Basiskonfiguration bezeichnet.

Zur Bestimmung des möglichen Startfensters (Startkurbelwinkelbereich, in dem der Direktstart erfolgreich funktioniert) wird der Startdrehzahlverlauf unter Verwendung der Basiseinstellung mit verschiedenen Startpositionen gerechnet. In Bild 5.1.4.2.1-2 ist der Drehzahlverlauf über der Zeit für verschiedene Startwinkel (100°KW bis 118°KW n. OT) dargestellt.

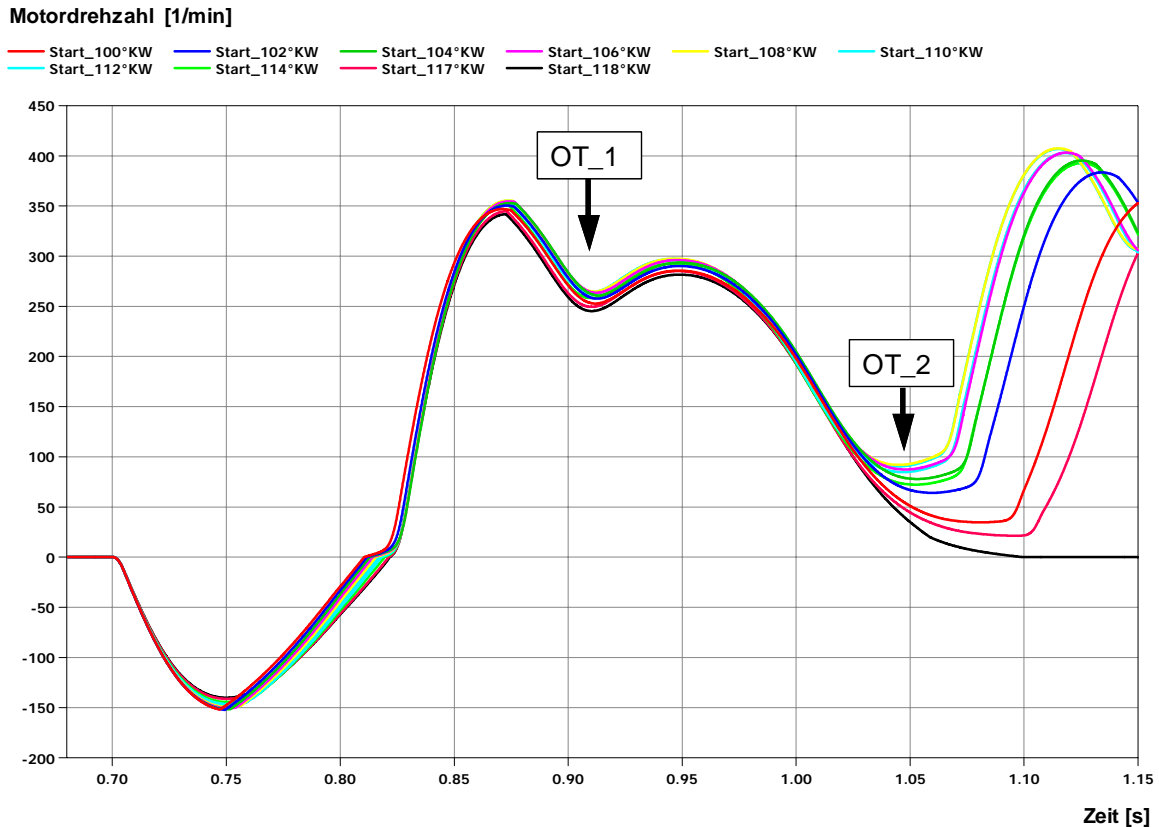


Bild 5.1.4.2.1-2: Variation des Startwinkels (Basiskonfiguration)

Bei Startwinkeln von 100°KW - 117°KW n. OT wird der 2. OT überwunden und der Direktstart ist erfolgreich. Bei 118°KW n. OT „stirbt“ der Motor am 2. OT ab, d. h. er bleibt stehen, so daß ein erfolgreicher Direktstart verhindert wird. Die maximale Drehzahl im 2. OT wird bei einem Startwinkel von 108° KW n. OT erreicht ( $n_{OT_2} = 92 /min$ ). 108° KW n. OT ist daher bei dieser Konfiguration der günstigste Startkurbelwinkel.

Bild 5.1.4.2.1-3 zeigt das mögliche Startfenster der Basiskonfiguration. In dieser Art der Darstellung der Ergebnisse aus Bild 5.1.4.2.1-2 wird auf der Ordinate die Drehzahl am 1. OT ( $n_{OT_1}$ ) positiv, die am 2. OT ( $n_{OT_2}$ ) negativ gezeichnet. Auf der Abszisse wird der Startwinkel aufgetragen. Diese Darstellungsform gibt einen schnellen Überblick über das mögliche Startkurbelwinkelfenster sowohl beim erweiterten als auch beim einfachen Direktstart und eignet sich daher hervorragend für Vergleiche verschiedener Konfigurationen. Sobald eine der beiden aufgetragenen Drehzahlen Null wird, ist kein Direktstart mehr möglich. Je höher die Beträge der beiden Drehzahlen sind, desto besser ist die Direktstartqualität.

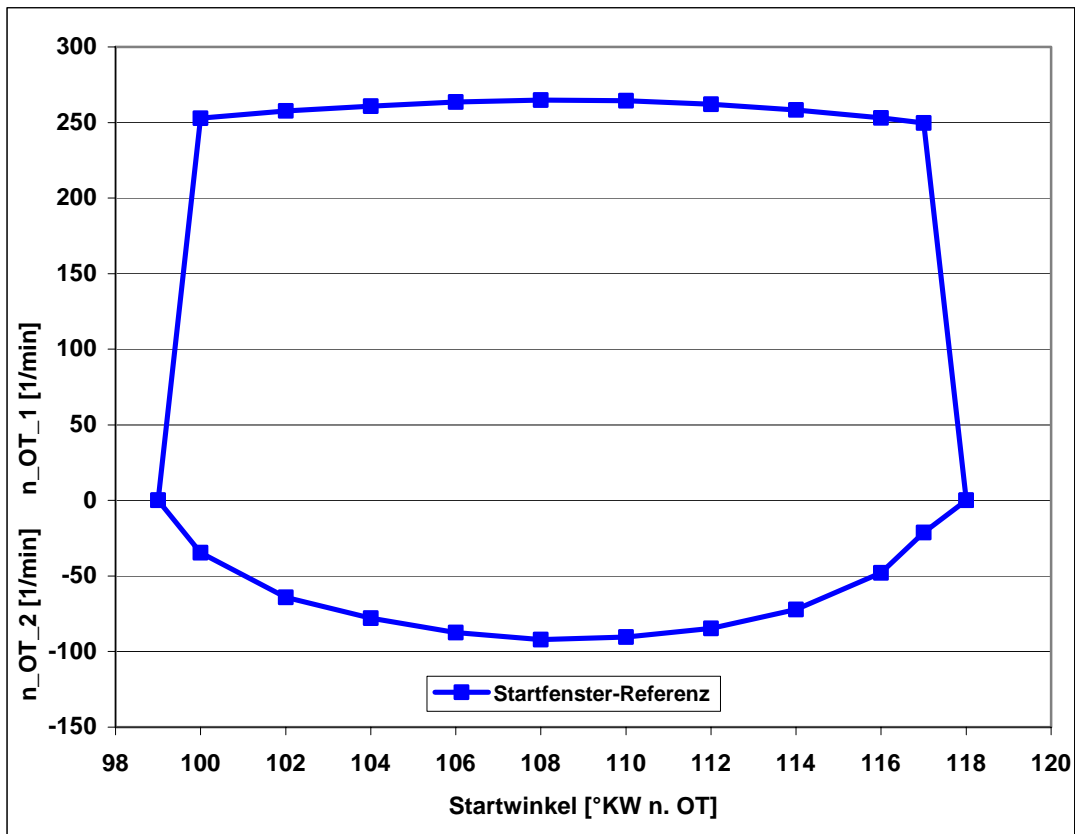


Bild 5.1.4.2.1-3: Startfenster bei Basiskonfiguration

Wie aus Bild 5.1.4.2.1-3 ersichtlich, ergibt die Simulation für die Basiskonfiguration ein mögliches Startfenster von 100°KW - 117°KW n. OT und einen optimalen Startwinkel von 108° KW n. OT ( $n_{OT_2} = 92 /min$ ).

Eine Startwinkelvariation in dieser Art wird bei jeder Parametervariation durchgeführt.

### 5.1.4.2.2 Einfluß der Kühlwassertemperatur

Da der Druck in den Zylindern dem Umgebungsdruck entspricht, bestimmt die Kühlwassertemperatur die Dichte des eingeschlossenen Gasvolumens und ist damit entscheidend verantwortlich für die beim Direktstart verfügbare Sauerstoffmasse. Der Direktstart wird mit folgenden Einstellungen simuliert (Bild 5.1.4.2.2-1):

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	74	3	57	10,18	75	1,013
variiert	14	74	3	57	10,18	35	1,013
variiert	14	74	3	57	10,18	55	1,013
variiert	14	74	3	57	10,18	85	1,013

Bild 5.1.4.2.2-1: Einstellungen für die Kühlwassertemperaturvariation (Basiskonfiguration)

Bild 5.1.4.2.2-2 zeigt den Einfluß der Kühlwassertemperatur bei einem Startwinkel von  $116^\circ\text{KW n. OT}$  auf die Direktstartfähigkeit des Motors. Die Kalibriertemperatur (Basis,  $75^\circ\text{C}$ ) ist mit Symbolen markiert (grüne Kurve). Bereits bei einer Temperaturerhöhung um  $10^\circ\text{C}$  (auf  $85^\circ\text{C}$ ) ist ein Direktstart nicht mehr möglich. Der 2. OT wird nicht mehr überwunden. Mit abnehmender Kühlwassertemperatur nimmt die Drehzahl im 2. OT zu. Während dort bei  $75^\circ\text{C}$  nur  $50 /\text{min}$  erreicht werden, führt eine Temperaturabsenkung um  $20^\circ\text{C}$  (auf  $55^\circ\text{C}$ ) zu einer Drehzulanhebung um etwa  $90 /\text{min}$  auf  $140 /\text{min}$ .

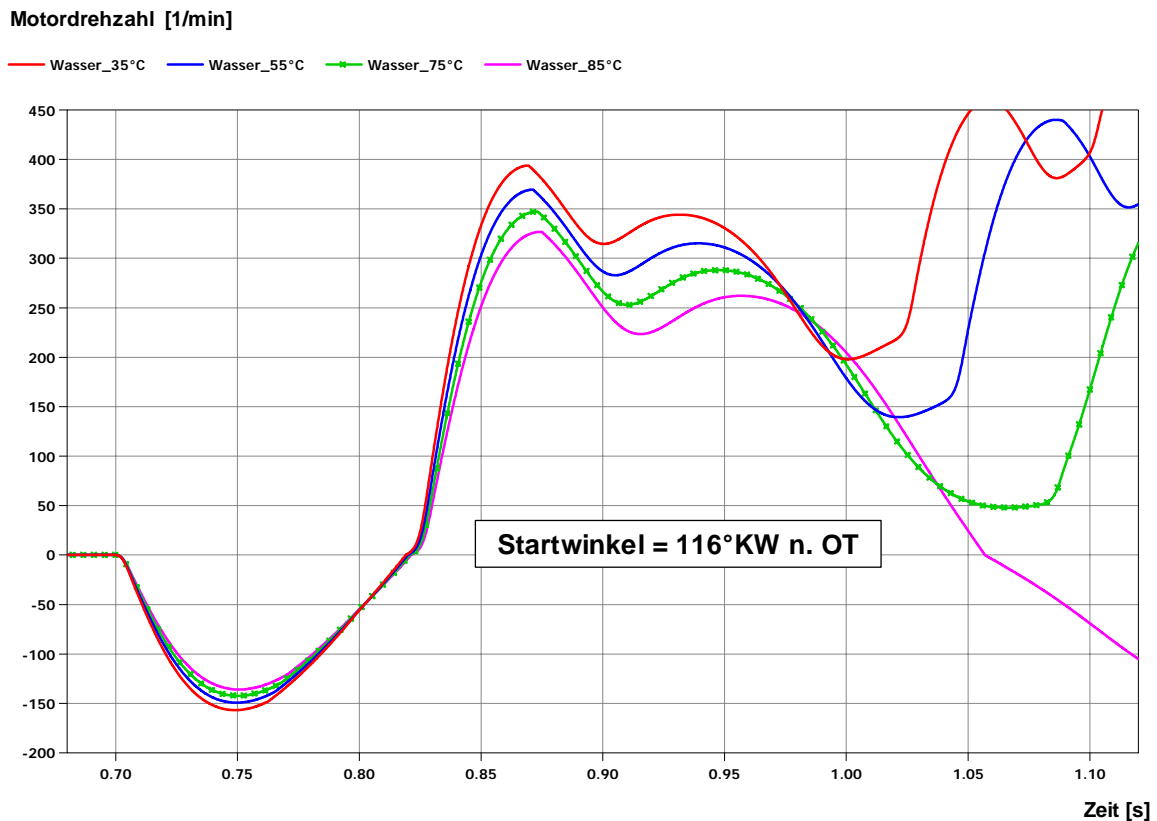


Bild 5.1.4.2.2-2: Kühlwassertemperaturvariation beim Startwinkel  $116^\circ\text{KW n. OT}$

Bild 5.1.4.2.2-3 zeigt vergleichend die Kurbelwinkel-Startfenster bei 4 verschiedenen Kühlwassertemperaturen gemäß der Darstellungsform in Bild 5.1.4.2.1-3. Wie erwartet, hat die Kühlwassertemperatur im gesamten Startwinkelbereich einen erheblichen Einfluß auf die Direktstartfähigkeit [33] [34] [35]. Je geringer die Kühlwassertemperatur ist, desto größer ist das Startfenster. Grund dafür ist die höhere Luftdichte bei niedriger Temperatur. In Luft höherer Dichte kann mehr Brennstoff eingespritzt und somit mehr Energie freigesetzt werden (gleiches Verbrennungsluftverhältnis vorausgesetzt).

Eine Absenkung der Kühlwassertemperatur von  $75^\circ\text{C}$  auf  $55^\circ\text{C}$  führt zu einer Vergrößerung des Startfensters von  $17^\circ$  ( $100^\circ\text{KW} - 117^\circ\text{KW n. OT}$ ) auf  $29^\circ$  ( $94^\circ\text{KW} - 123^\circ\text{KW n. OT}$ ). Bei einer Erhöhung der Starttemperatur um  $10^\circ\text{C}$  auf  $85^\circ\text{C}$  hingegen startet der Motor überhaupt nicht mehr.

Bei betriebswarmem Motor betragen die Kühlmitteltemperaturen heutiger Fahrzeuge mindestens 85°C, bei modernen Konzepten mit Kennfeldkühlung im Teillastbereich auch deutlich mehr (105°C – 115°C) [131] [132]. Für zukünftige Entwicklungen werden Kühlwassertemperaturen von bis zu 140°C als thermodynamisch sinnvoll angesehen [131]. Daher ist das Direktstartverhalten für den Fahrzeugeinsatz hinsichtlich der Beschränkung durch die Kühlwassertemperatur dringend zu verbessern.

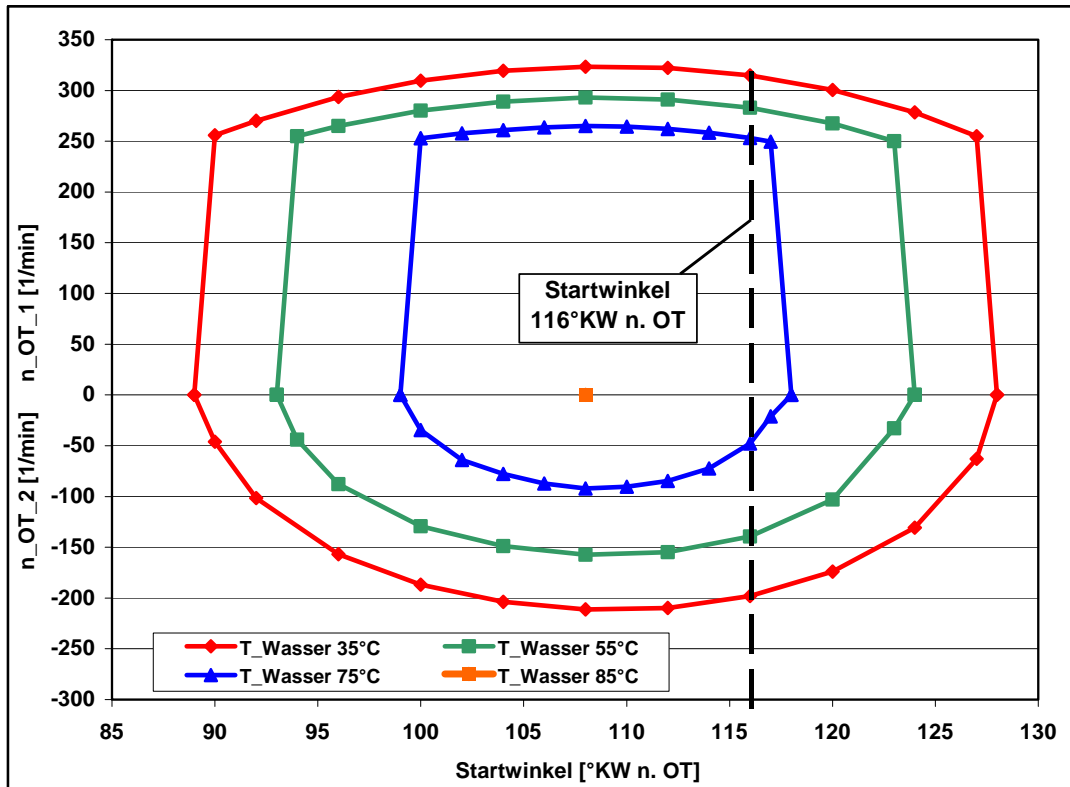


Bild 5.1.4.2.2-3: Startfenster bei Variation der Kühlwassertemperatur

### 5.1.4.2.3 Einfluß der Gemischbildung

Verbesserungspotential für den Direktstart liegt auch in der Gemischaufbereitung. Die Verbrennungsluftverhältnisse sind durch den Abgleich mit Meßdaten gewonnene Kalibrierparameter (Kapitel 5.1.2). Sämtliche der 3 einzelnen kalibrierbaren Verbrennungsluftverhältnisse sind deutlich größer als 1 (Bild 5.1.4.2.3-1). Das heißt, der eingespritzte Kraftstoff ist bei weitem nicht vollständig verbrannt. Gründe für dieses Verhalten sind vermutlich der geringe Zünddruck (insbesondere bei den ersten beiden Verbrennungen) und die schlechte Gemischaufbereitung, die ohne Ladungsbewegung auskommen muß. Theoretisch ließen sich daher durch Verbesserungen der Gemischaufbereitung fettere Verbrennungsluftverhältnisse einstellen.

Um das Potential gemischbildungsverbessernder Maßnahmen abschätzen zu können, werden, ohne konkrete Maßnahmen zu kennen, die Verbrennungsluftverhältnisse in 2 Stufen gesenkt.

Im ersten Schritt wird das Verbrennungsluftverhältnis in allen Zyklen um 0,3 abgesenkt. Das Verbrennungsluftverhältnis der 2. Expansion und aller weiteren Expansionen in Vorwärtsdrehrichtung ( $\lambda_V$ ) beträgt damit 1,05 und ist damit kaum noch zu verbessern. Die Verbrennungsluftverhältnisse des 1. Anfettungsschrittes sind in nachfolgender Tabelle (Bild 5.1.4.2.3-1) aufgeführt.

Kalibrierte Verbrennungsluftverhältnisse		
Lambda_v_rev_start	Lambda_v_start_1	Lambda_v
1,45	1,87	1,35
Annahme: Delta_Lambda_v_i = 0,3		
Lambda_v_rev_start	Lambda_v_start_1	Lambda_v
1,15	1,55	1,05

Bild 5.1.4.2.3-1: Verbrennungsluftverhältnisse ( $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$ )

Bild 5.1.4.2.3-2 zeigt das Startfenster für die verbesserte Gemischaufbereitung nach Bild 5.1.4.2.3-1 im Vergleich zum kalibrierten Basisstartfenster bei 75°C Kühlwassertemperatur.

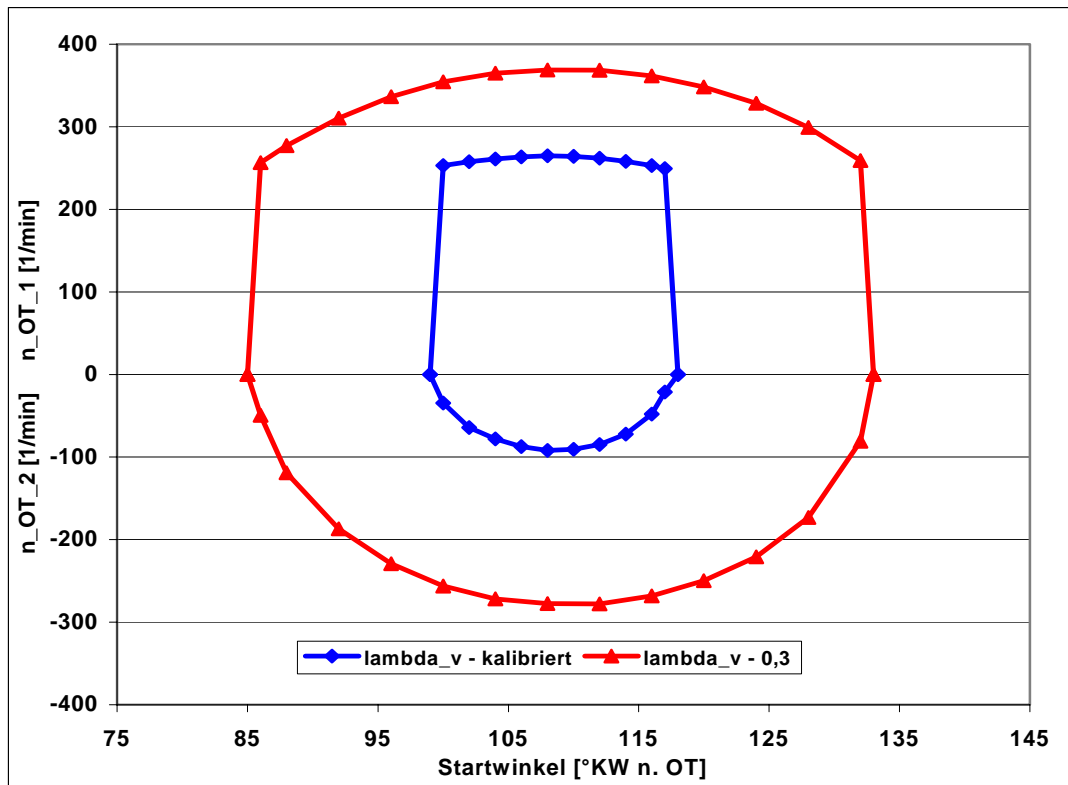


Bild 5.1.4.2.3-2: Startfenster für  $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$  (75°C Kühlwassertemperatur)

Die Absenkung der Verbrennungsluftverhältnisse um 0,3 führt zu einer Vergrößerung des Startfenster von 17°KW (100°KW - 117°KW n. OT) auf 47°KW (86°KW - 133°KW n. OT) und ist damit deutlich effizienter, als eine Absenkung der Kühlwassertemperatur um 20°C (Startfenster: 29°KW; 94°KW - 123°KW n. OT, siehe Bild 5.1.4.2.2-3).

Für die verbesserte Gemischaufbereitung wird zusätzlich die Abhängigkeit der Direktstartqualität von der Kühlwassertemperatur (analog zu Kapitel 5.1.4.2.2) untersucht. Die Simulation wird mit folgenden Einstellungen gestartet:

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	74	3	57	10,18	75	1,013
variiert	14	74	3	57	10,18	85	1,013
variiert	14	74	3	57	10,18	105	1,013
variiert	14	74	3	57	10,18	115	1,013

Bild 5.1.4.2.3-3: Einstellungen für die Kühlwassertemperaturvariation

$$(\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3)$$

Für die um 0,3 verringerten Verbrennungsluftverhältnisse (verbesserte Gemischaufbereitung) ergeben sich für verschiedene Kühlwassertemperaturen folgende Startfenster (Bild 5.1.4.2.3-4):

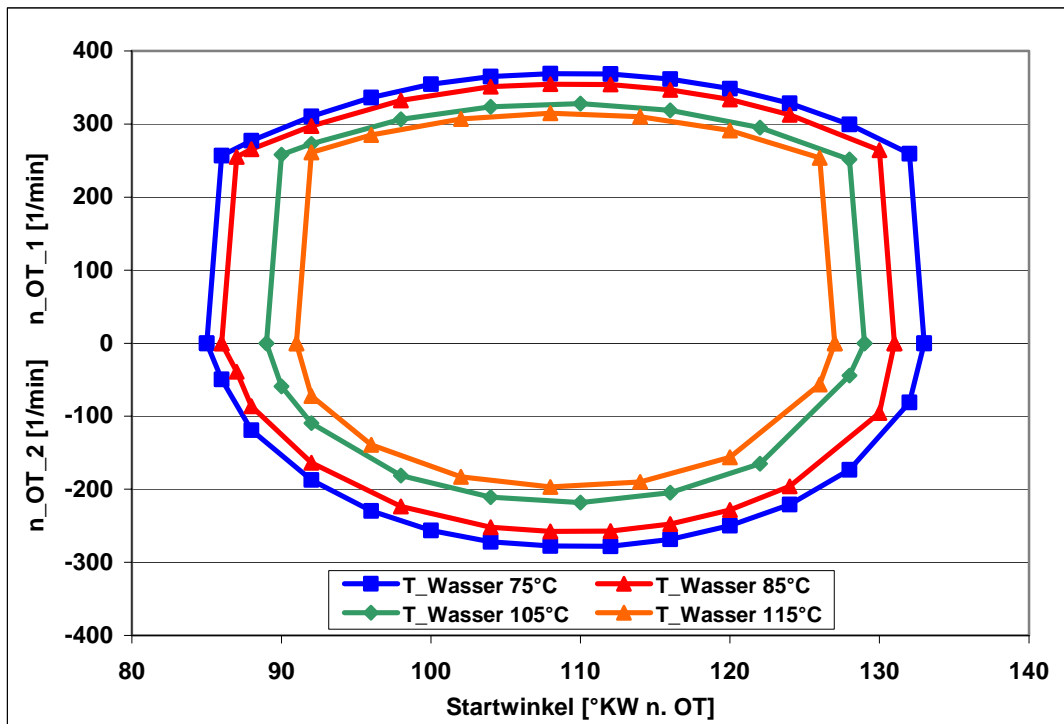


Bild 5.1.4.2.3-4: Startfenster bei  $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$

Im Gegensatz zur Basiskonfiguration (Bild 5.1.4.2.2-3) ist mit der angenommenen verbesserten Gemischaufbereitung ein erweiterter Direktstart bei 85°C und sogar bei 115°C Kühlwassertemperatur möglich. Die Startfenster betragen 43°KW (87°KW - 130°KW n. OT) für 85°C und 35°KW (92°KW - 127°KW n. OT) für 115°C.



Die theoretisch maximale Arbeit, die während des Direktstarts geleistet werden kann, ergibt sich, wenn die Verbrennungsluftverhältnisse der ersten 3 Verbrennungen den Wert 1 annehmen ( $\lambda_{Vi} = 1$ ). In diesem Fall würde sämtlicher in dem jeweiligen Brennraum befindlicher Sauerstoff zur vollständigen Kraftstoffoxidation genutzt. Um diesen theoretischen Zustand zu erreichen, müsste eine optimale Gemischaufbereitung realisiert werden. Diese Simulation - mit den Werten aus Bild 5.1.4.2.3-5 - zeigt die theoretischen Grenzen des Direktstarts. In Bild 5.1.4.2.3-6 ist das Startfenster bei diesen theoretischen, optimalen Verbrennungsbedingungen dargestellt.

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	74	3	57	10,18	75	1,013
variiert	14	74	3	57	10,18	115	1,013

Bild 5.1.4.2.3-5: Einstellungen für die Kühlwassertemperaturvariation bei  $\lambda_{Vi} = 1$

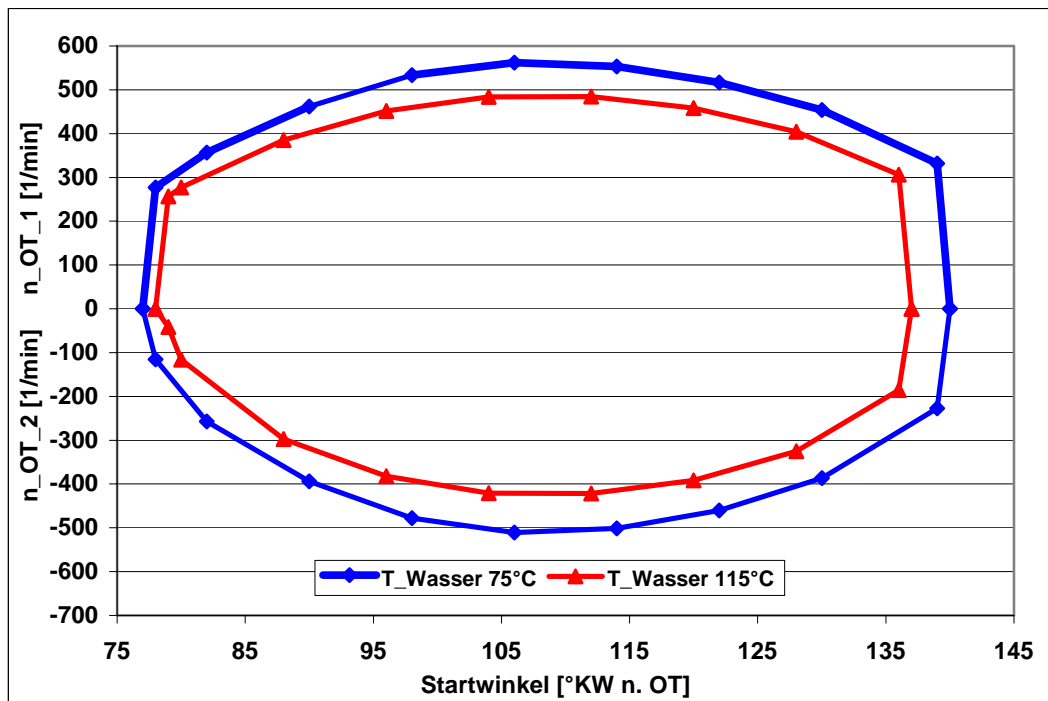


Bild 5.1.4.2.3-6: Startfenster bei  $\lambda_{Vi} = 1$

Bei theoretisch bestmöglicher Gemischaufbereitung und Verbrennung ( $\lambda_{Vi} = 1$ ) betragen die Startfenster 62°KW (77°KW - 139°KW n. OT) für 75°C und 58°KW (78°KW - 136°KW n. OT) für 115°C Kühlwassertemperatur.

Den Simulationsergebnissen zufolge liegt in der Verbesserung der Gemischaufbereitung ein großes Potential, um den Direktstart auch bei praxistauglichen Kühlmitteltemperaturen und großen Startfenstern zu ermöglichen. Konkrete Maßnahmen zur Gemischverbesserung können beispielsweise die optimierte Gestaltung des Brennraums (Anordnung von Injektor und Zündkerze) oder die Optimierung von Zündkerze und Injektor selbst sein.

### 5.1.4.2.4 Einfluß der Reibung

Zur Untersuchung des Motorreibungseinflusses auf das Direktstartverhalten wird die im Modell hinterlegte, drehzahlabhängige Reibungskennlinie mit Faktoren von 0,98 bis 1,1 multipliziert. Die Werte der so modifizierten Kennlinien sind in der nachfolgenden Tabelle (Bild 5.1.4.2.4-1) aufgeführt. Der Reibfaktor 1 entspricht der kalibrierten Kennlinie.

Drehzahl [1/min]	0	20	100	350	1000	Reibfaktor
Reibung [Nm]	20	20	19	17,5	13	1
	20,4	20,4	19,38	17,85	13,26	1,02
	21	21	20,95	18,38	13,65	1,05
	22	22	20,9	19,25	14,3	1,1
	19,6	19,6	18,62	17,15	12,74	0,98

Bild 5.1.4.2.4-1: Modifizierte Reibkennlinienwerte

Alle weiteren eingestellten Parameter während der Reibungsvariation können der Tabelle in Bild 5.1.4.2.4-2 entnommen werden.

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	74	3	57	10,18	75	1,013

Bild 5.1.4.2.4-2: Einstellungen für die Reibungsvariation

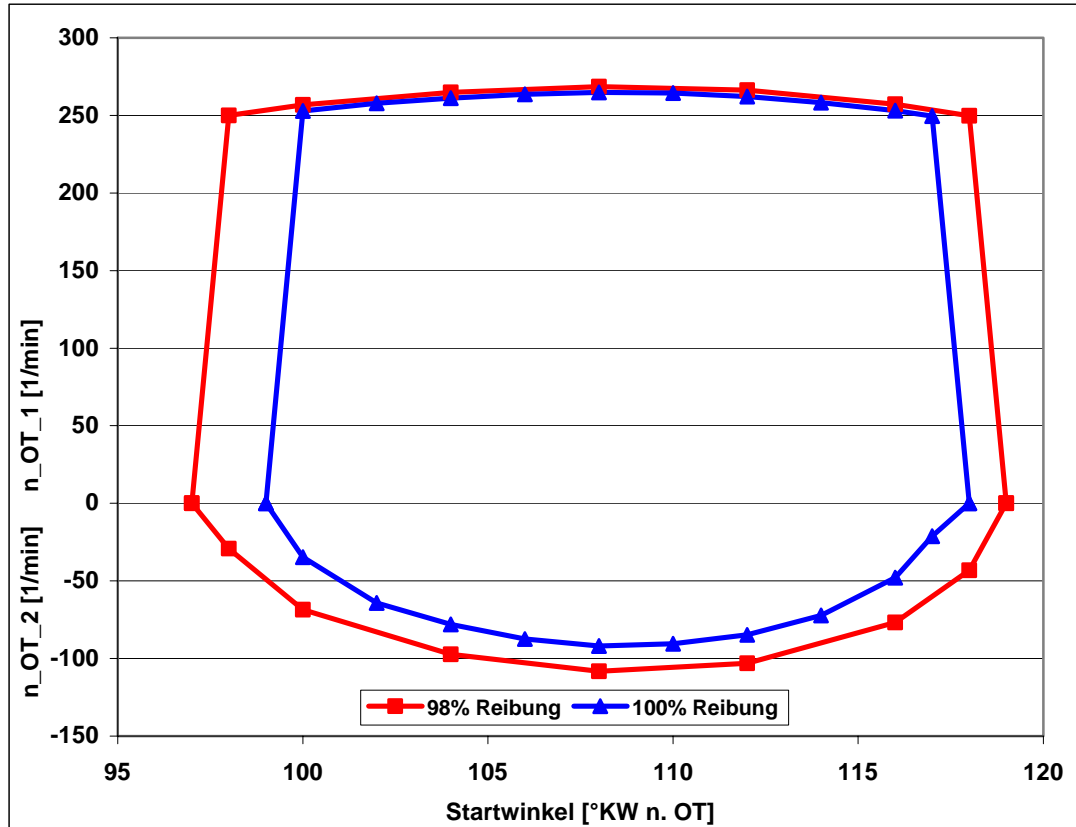


Bild 5.1.4.2.4-3: Variation der Motorreibung (Kühlwassertemperatur = 75°C)

In Bild 5.1.4.2.4-3 ist das Startfenster für 98 % Reibung dem kalibrierten Startfenster gegenübergestellt. Die Absenkung der Reibung um 2 % führt bei 75°C Kühlwassertemperatur zu einer Vergrößerung des Startfensters von 17°KW (100°KW - 117°KW n. OT) auf 20°KW (98°KW - 118°KW n. OT). Damit kann eine Verbesserung der Reibung im Drehzahlbereich unterhalb der Leerlaufdrehzahl zu einer Verbesserung des Direktstartverhaltens beitragen.

Ebenso kann aber eine Vergrößerung der Reibung um wenige Prozent zum Versagen des Direktstarts führen. Wie aus Bild 5.1.4.2.4-4 ersichtlich, ist der Direktstart unter oben angeführten Bedingungen bereits bei einer Reibungserhöhung um 2 % nicht mehr erfolgreich. Da die Reibung eine stark streuende Eigenschaft ist, die von vielen Einzelparametern abhängt, ist bei der Robustheitsentwicklung des Direktstarts diesem Umstand größte Aufmerksamkeit zu schenken.

Reibfaktor	n_OT_1 [1/min]	n_OT_2 [1/min]
1,1	230	0
1,05	241	0
1,02	249	0
1	253	48
0,98	257	77

Bild 5.1.4.2.4-4: Einfluß der Motorreibung bei einer Startposition von 116°KW n. OT

### 5.1.4.2.5 Einfluß der Massenträgheit

Zur Untersuchung des Einflusses der Massenträgheit auf das Direktstartverhalten wird das auf die Kurbelwellenrotation reduzierte Massenträgheitsmoment mit Faktoren von 0,8 bis 1,3 multipliziert. Die modifizierten Massenträgheitsmomente sind in der nachfolgenden Tabelle (Bild 5.1.4.2.5-1) aufgeführt. Alle weiteren eingestellten Parameter während der Massenträgheitsmomentvariation können der Tabelle in Bild 5.1.4.2.5-2 entnommen werden.

Trägheitsfaktor	Massenträgheit [kg*m <sup>2</sup> ]
1	0,1778
1,1	0,1956
1,2	0,2134
1,3	0,2311
0,9	0,16
0,8	0,1422

Bild 5.1.4.2.5-1: Modifizierte Massenträgheitsmomente

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	74	3	57	10,18	75	1,013

Bild 5.1.4.2.5-2: Einstellungen für die Massenträgheitsvariation

Bild 5.1.4.2.5-3 zeigt die Drehzahlverläufe bei einer Variation des Trägheitsmoments in 10 %-Schritten von -20 % bis +30 % bezogen auf das Referenzträgheitsmoment bei einem Startwinkel von 116°KW n. OT. Mit steigendem Massenträgheitsmoment wird die Drehbeschleunigungen der Kurbelwelle reduziert und der gesamte Drehzahlverlauf „verzögert“. Trotz dieser deutlichen Unterschiede im Drehzahlverlauf, ist, wie aus Bild 5.1.4.2.5-4 ersichtlich, das Startfenster relativ robust gegenüber Änderungen des Massenträgheitsmomentes. Es kann durch Reduzierung der Massenträgheit um 20 % nicht vergrößert werden. Eine Zunahme um 20 % führt lediglich zu einer Verkleinerung der Startfenster um etwa 1°KW. Erst bei einer Erhöhung der Trägheit von etwa 30 % kann der Motor nicht mehr gestartet werden (Bild 5.1.4.2.5-3).

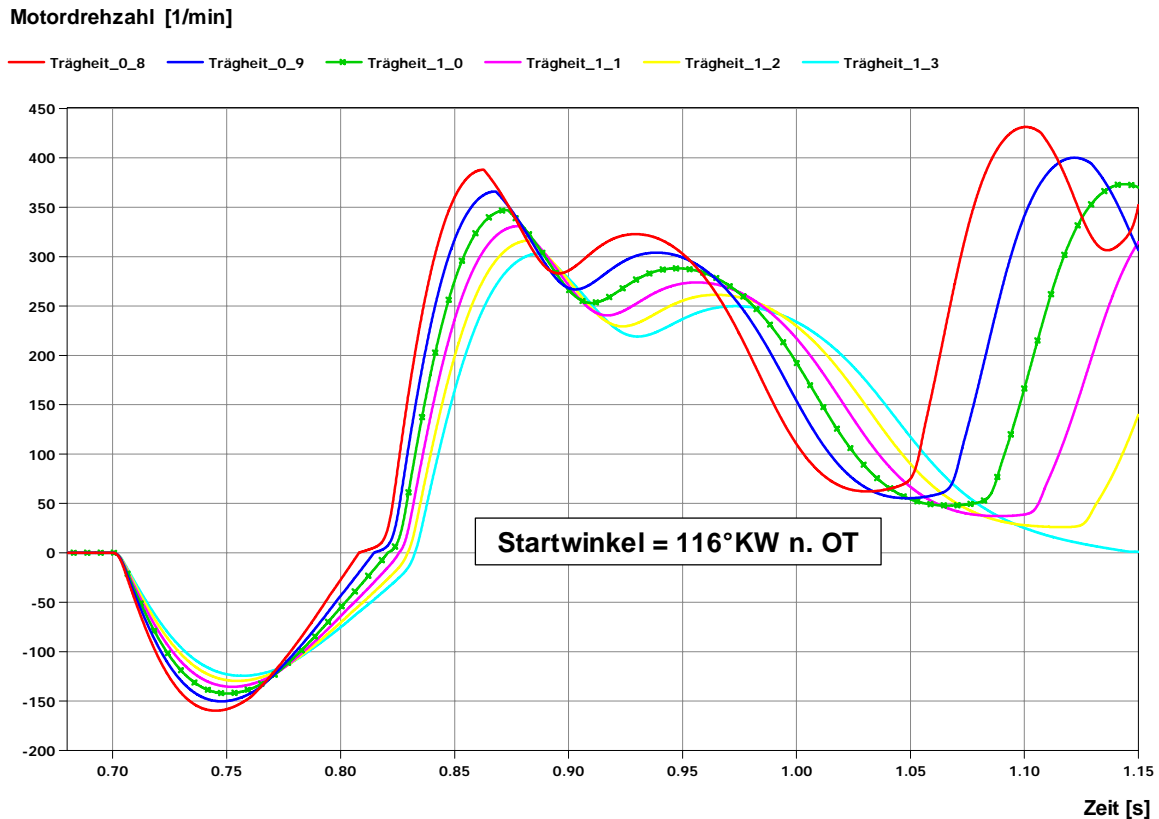


Bild 5.1.4.2.5-3: Drehzahlverläufe - Variation der Massenträgheit

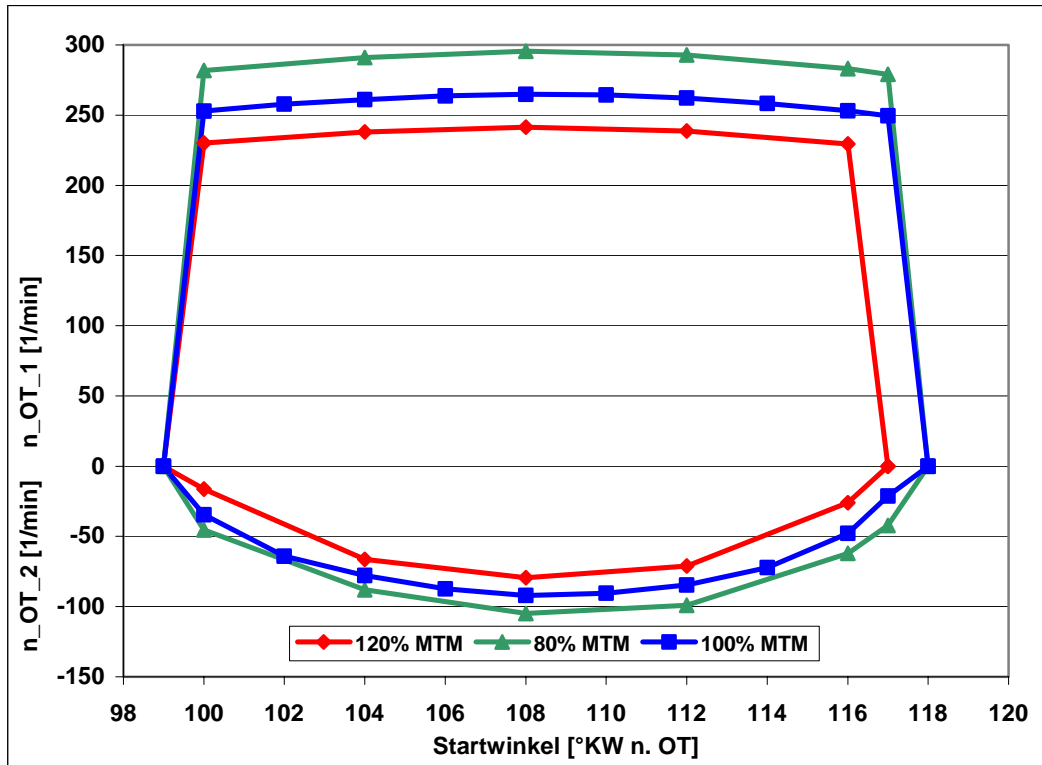


Bild 5.1.4.2.5-4: Startfenster bei Variation des Massenträgheitsmoments

### 5.1.4.2.6 Einfluß der Steuerzeiten

Zur Untersuchung des Einflusses der Ventilsteuerzeiten auf das Direktstartverhalten wird die Direktstartfähigkeit mit einer anderen Ventilsteuerzeitenkombination simuliert. Gegenüber den Kalibriereinstellungen (Öffnungsdauern der Einlaß- / Auslaßnockenwelle: 240°KW / 240°KW) wird die Öffnungsdauer der Einlaßnockenwelle um 4°KW auf 236°KW gekürzt und die der Auslaßnockenwelle um 20°KW auf 220°KW. Solch kurze Ventilöffnungszeiten sind in Verbindung mit dem relativ niedrigen Verdichtungsverhältnis von etwa 10 vorteilhaft für das Vollast- und Teillastverhalten turboaufgeladener Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung [133] [134]. Die für die Ventilüberschneidung relevanten Steuerzeiten („Eö“ und „As“) bleiben bei dieser Variation konstant (im vorliegenden Fall: negative Ventilüberschneidung). Daher ergeben sich gegenüber der Basiskonfiguration ein 4°KW früheres „Es“ und ein 20°KW späteres „Aö“. Insbesondere durch das spätere „Aö“ wird, aufgrund der verlängerten Expansionsphase, ein positiver Effekt auf das Direktstartverhalten erwartet [33]. Die Effekte der Verschiebung von „Es“ und „Aö“ werden zum Teil separat untersucht. Alle weiteren eingestellten Parameter während der Steuerzeitenvariation können der Tabelle in Bild 5.1.4.2.6-1 entnommen werden.

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	70	3	37	10,18	75	1,013
variiert	14	70	3	37	10,18	55	1,013
variiert	14	70	3	37	10,18	85	1,013
variiert	14	70	3	37	10,18	105	1,013

Bild 5.1.4.2.6-1: Einstellungen für die Steuerzeitenvariation

In Bild 5.1.4.2.6-2 wird der Effekt des späten „Aö“ separat betrachtet. Es sind die kurbelwinkelbezogenen Zylinderdruckverläufe für 3 verschiedene „Aö“ bei konstantem „Es“ dargestellt. Der Startwinkel beträgt jeweils  $116^\circ$  KW n. OT. Die Verlängerung der Expansionsphase mit späterem „Aö“ ist deutlich erkennbar. Während bei  $A\ddot{o} = 57^\circ$  KW v. UT noch knapp 3 bar Zylinderdruck vorliegen, wird mit  $A\ddot{o} = 37^\circ$  KW v. UT bis zu einem Zylinderdruck von etwa 2 bar weiter expandiert. Durch eine Verschiebung von „Aö“ um  $20^\circ$  KW in Richtung spät erhöht sich die Expansionsarbeit um 7,2 %. Eine Verschiebung um  $40^\circ$  KW würde eine Zunahme um 10,7 % bedeuten.

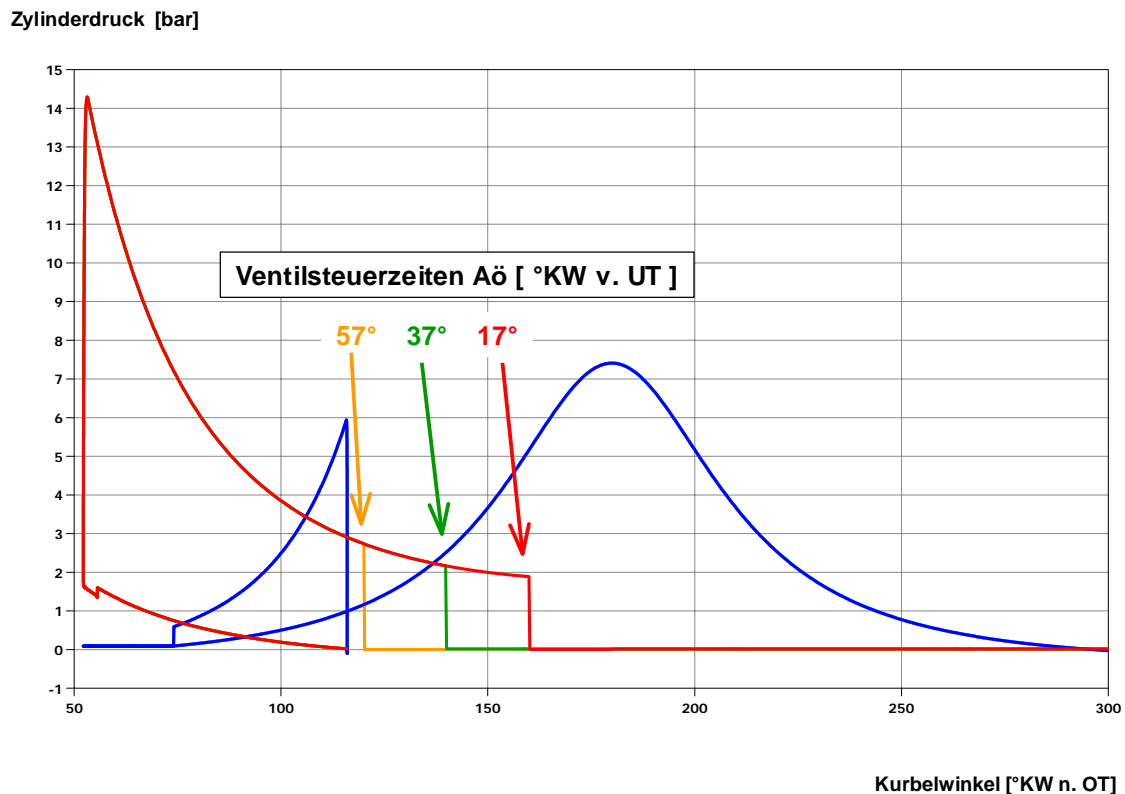


Bild 5.1.4.2.6-2: Zylinderdruckverläufe für 3 verschiedene Steuerzeiten „Aö“ bei konstanter Steuerzeit „Es“ =  $74^\circ$  KW n. OT

Zur separaten Betrachtung des Effektes der um  $4^\circ$  NW nach früh verschobenen Steuerzeit „Es“ werden die Kompressionsarbeiten während der Rückdrehphase verglichen. Durch die Verschiebung von „Es“ um  $4^\circ$  KW in Richtung früh, kann der im Kompressionszylinder eingeschlossenen Gassäule, die beim Rückdrehen expandiert wird,  $4^\circ$  KW länger Expansionsarbeit entnommen werden. Die Expansionsarbeit des rückdrehenden Zylinders nimmt um 0,8 % zu.

Die weitere Expansion während der Rückdrehung sorgt für eine Erhöhung der Kompressionsarbeit im komprimierenden Zylinder um 5,2 %.

In Bild 5.1.4.2.6-3 wird das Startfenster der kurzen Nockenwellenkombination mit der Basiskonfiguration bei  $75^\circ$  C Kühlwassertemperatur verglichen. Durch die geänderten Einlaß- und Auslaßsteuerzeiten läßt sich das Startfenster deutlich vergrößern und zwar von  $17^\circ$  KW ( $100^\circ$  KW -  $117^\circ$  KW n. OT) auf  $26^\circ$  KW ( $95^\circ$  KW -  $121^\circ$  KW n. OT). Der optimale Startwinkel bleibt trotz asymmetrisch geänderter Steuerzeiten gleich ( $108^\circ$  KW n. OT).

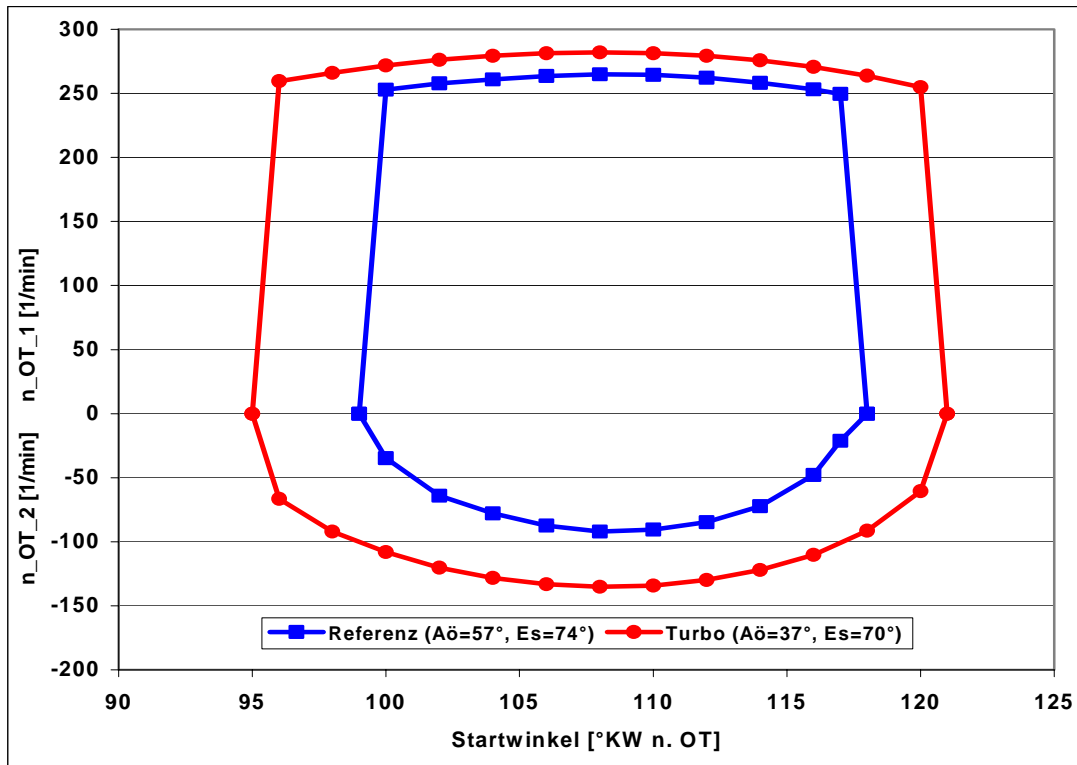


Bild 5.1.4.2.6-3: Einfluß der Ventilsteuerzeiten auf das Startfenster (Kühlwassertemperatur = 75°C)

Bild 5.1.4.2.6-4 zeigt die Startfenster für den Motor mit der Nockenwellenkombination für kürzere Ventilöffnungszeiten bei verschiedenen Kühlwassertemperaturen. Hinsichtlich der Gemischaufbereitung werden die kalibrierten Verbrennungsluftverhältnisse ( $\lambda_{vi}$ ) eingesetzt.

Die Vergrößerung des Startfensters fällt nicht so deutlich aus wie mit der verbesserten Gemischaufbereitung ( $\lambda_{vi} = \lambda_{vi, kalibriert} - 0,3$ ) bei Basissteuerzeiten (Kapitel 5.1.4.2.3). Zwar ist mit den geänderten Steuerzeiten auch mit der kalibrierten Gemischaufbereitung ein erweiterter Direktstart bei 85°C möglich. Das Startfenster selbst ist allerdings deutlich kleiner. Es beträgt für 85°C Kühlwassertemperatur 20°KW (97°KW - 117°KW n. OT) statt 43°KW (87°KW - 130°KW n. OT) für 55°C Kühlwassertemperatur. Bei 105°C ist kein Direktstart mehr möglich. Vor dem Hintergrund der Kühlwassertemperaturanforderungen zukünftiger Ottomotorengenerationen (Kapitel 5.1.4.2.3) [131] [132] ist damit die Verkürzung der Ventilöffnungszeiten nicht ausreichend als alleinige Maßnahme zur Direktstartverbesserung.

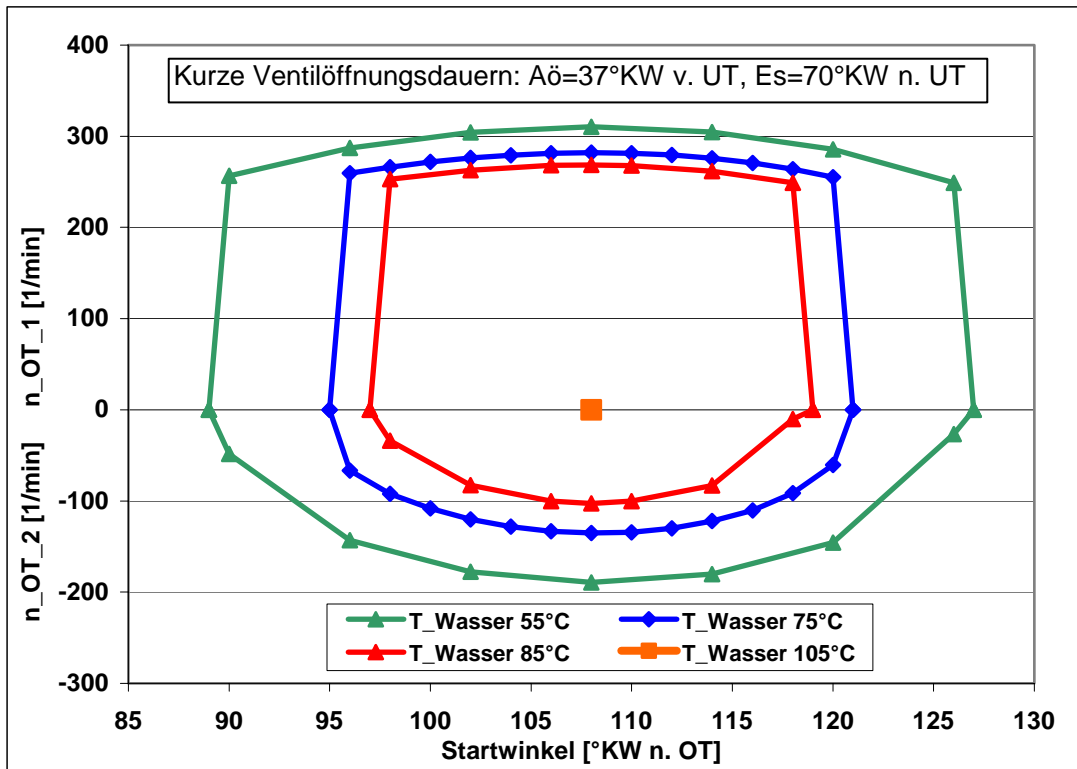


Bild 5.1.4.2.6-4: Startfenster bei einer Kühlwassertemperaturvariation  
 ( $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert}$ )

Die Startfenster bei verschiedenen Kühlwassertemperaturen für eine angenommene verbesserte Gemischbildung nach Bild 5.1.4.2.3-1 ( $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$ ) in Kombination mit den kurzen Ventilöffnungszeiten ist in Bild 5.1.4.2.6-6 dargestellt. Die Einstellparameter für die Simulation können Bild 5.1.4.2.6-5 entnommen werden.

Gegenüber der Konfiguration mit ausschließlich verbesserter Gemischaufbereitung können mit den zusätzlich kurzen Ventilöffnungszeiten größere Startfenster erreicht werden. Bei einer Kühlwassertemperatur von 115°C beträgt der Kurbelwinkelbereich des Startfenster 41°KW (87°KW - 128°KW n. OT) statt 35°KW (92°KW - 127°KW n. OT) entsprechend Bild 5.1.4.2.3-4.

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	70	3	37	10,18	75	1,013
variiert	14	70	3	37	10,18	55	1,013
variiert	14	70	3	37	10,18	85	1,013
variiert	14	70	3	37	10,18	105	1,013

Bild 5.1.4.2.6-5: Einstellungen für die Kühlwassertemperaturvariation mit kurzen Ventilöffnungszeiten und Verbesserung der Gemischbildung  
 ( $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$ )



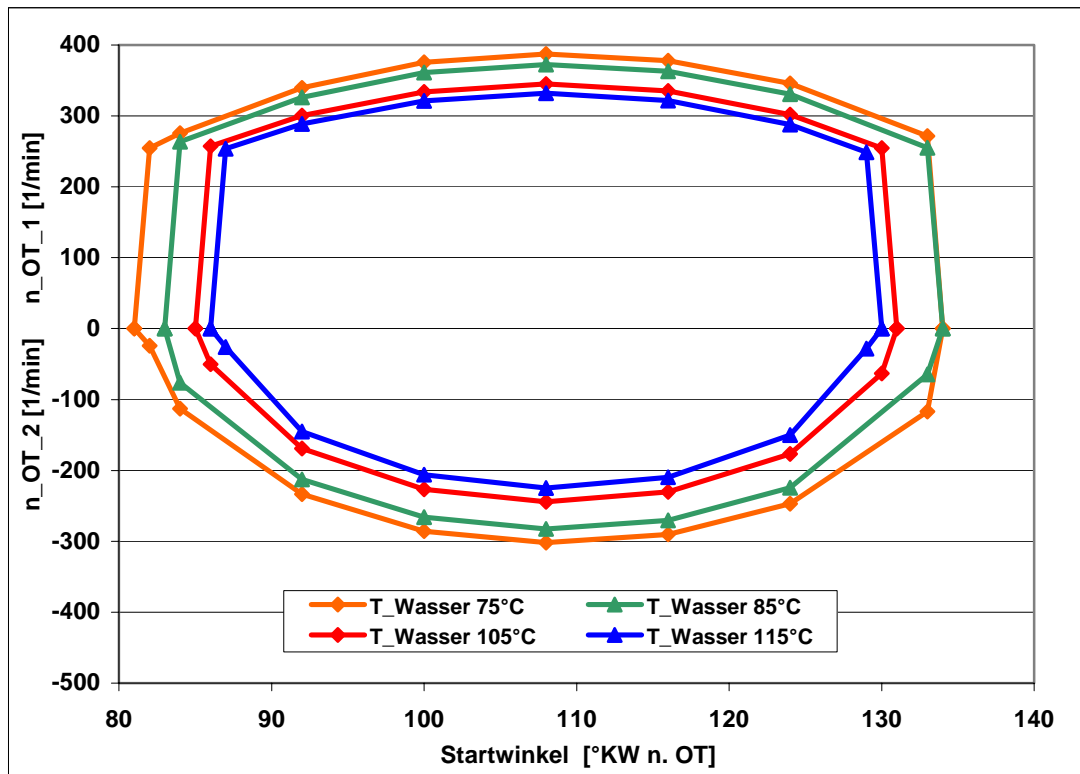


Bild 5.1.4.2.6-6: Startfenster bei  $A\ddot{o}=37^\circ\text{KW v. UT}$  und  $E_s=70^\circ\text{KW n. UT}$ , Verbesserung der Gemischbildung ( $\lambda_{vi} = \lambda_{vi, kalibriert} - 0,3$ )

### 5.1.4.2.7 Einfluß des Verdichtungsverhältnisses

Zur Untersuchung des Einflusses des Verdichtungsverhältnisses auf das Direktstartverhalten wird die Direktstartfähigkeit mit einem höheren Verdichtungsverhältnis simuliert. Die Verdichtung wird von  $\varepsilon = 10,18$  (Kalibriermotor) auf  $\varepsilon = 12$  angehoben. Die Steuerzeiten des Kalibriermotors werden beibehalten (Bild 5.1.4.2.7-1). Die so eingestellte Kombination von langer Ventilöffnungsdauer mit einem Verdichtungsverhältnis von etwa 12 ist vorteilhaft für den Teillastverbrauch und den Drehmomentverlauf von Ottosaugmotoren mit Benzindirekteinspritzung und variabler Nockenwellenverstellung auf der Einlaß- und Auslaßseite [42] [49] [50] [51] [90] [99].

Bild 5.1.4.2.7-2 zeigt die Startfenster für den Motor mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis bei verschiedenen Kühlwassertemperaturen. Verbrennungsluftverhältnisse ( $\lambda_{vi}$ ) und Ventilsteuerzeiten entsprechen den kalibrierten Werten. Die eingestellten Parameter für die Kühlwassertemperaturvariation können der Tabelle in Bild 5.1.4.2.7-1 entnommen werden.

Startwinkel	E $\ddot{o}$	E $s$	A $s$	A $\ddot{o}$	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	74	3	57	12	75	1,013
variiert	14	74	3	57	12	55	1,013

Bild 5.1.4.2.7-1: Einstellungen für die Kühlwassertemperaturvariation mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis ( $\varepsilon = 12$ )

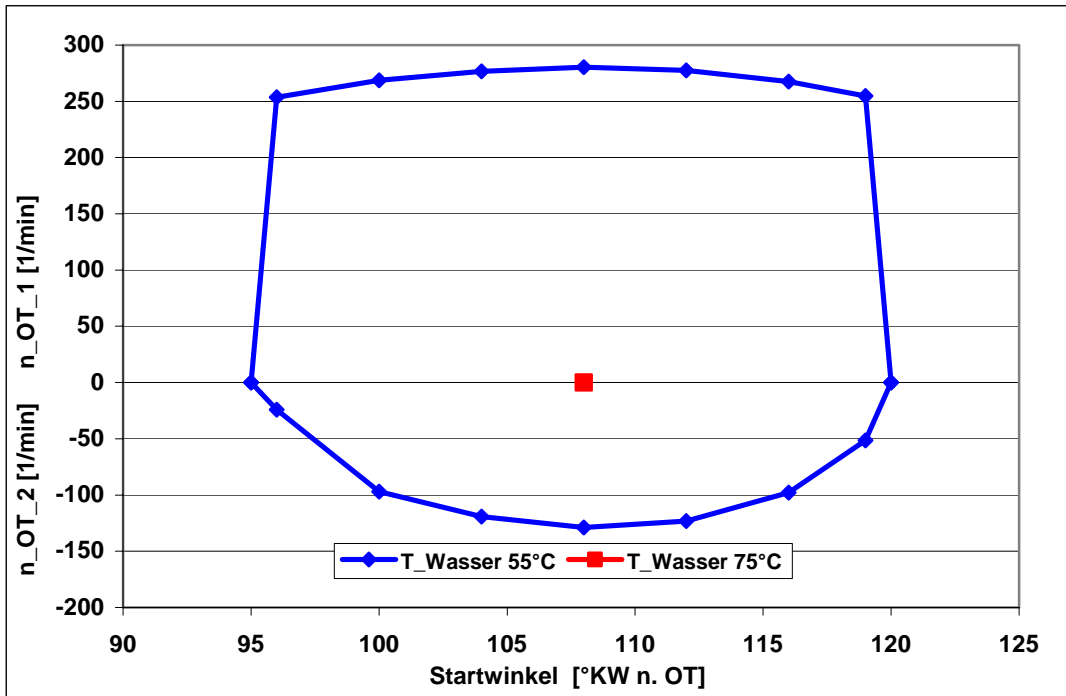


Bild 5.1.4.2.7-2: Startfenster für  $\varepsilon = 12$

Mit dem höheren Verdichtungsverhältnis ( $\varepsilon = 12$ ) kann bereits bei einer Kühlwassertemperatur von 75°C der Motor nicht mehr gestartet werden. Erst eine Absenkung der Wassertemperatur auf 55°C ermöglicht einen Direktstart. Die hier untersuchte Saugmotorkonfiguration (frühes „Aö“, spätes „Es“, hohes Verdichtungsverhältnis) benötigt demnach weitgehendere Maßnahmen zur Realisierung des Direktstarts unter ungünstigen Kühlwasser-Temperatur-Bedingungen als die Variante mit geänderten Steuerzeiten (spätes „Aö“, frühes „Es“, niedriges Verdichtungsverhältnis).

In Bild 5.1.4.2.7-4 sind die Startfenster bei verschiedenen Kühlwassertemperaturen dargestellt, die sich bei hohem Verdichtungsverhältnis ( $\varepsilon = 12$ ) durch eine Verbesserung der Gemischaufbereitung (dargestellt durch ein fetteres Verbrennungsluftverhältnis nach Bild 5.1.4.2.3-1:  $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$ ), kann das Startfenster vergrößert werden. Die Simulationsparameter können Bild 5.1.4.2.7-3 entnommen werden.

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	74	3	57	12	75	1.013
variiert	14	74	3	57	12	85	1.013
variiert	14	74	3	57	12	105	1.013
variiert	14	74	3	57	12	115	1.013

Bild 5.1.4.2.7-3: Einstellungen für die Kühlwassertemperaturvariation mit erhöhter Verdichtung ( $\varepsilon = 12$ ) bei verbesserter Gemischaufbereitung,  $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$

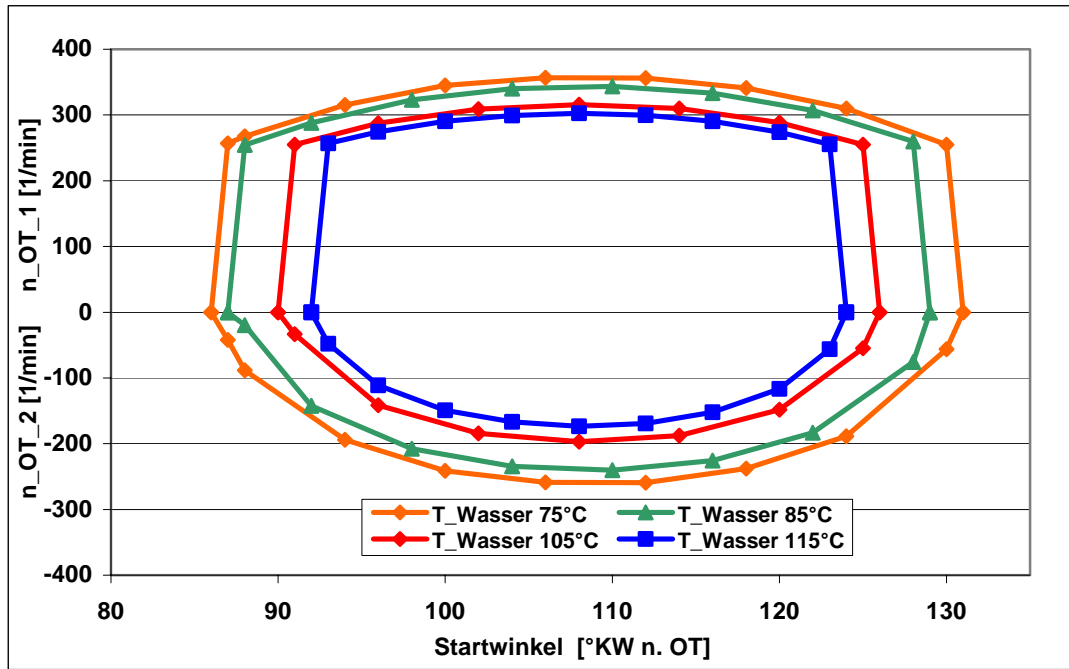


Bild 5.1.4.2.7-4: Startfenster bei erhöhtem Verdichtungsverhältnis ( $\varepsilon = 12$ ) und Verbesserung der Gemischbildung ( $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$ )

### 5.1.4.2.8 Einfluß des Umgebungsdruckes

Der Einfluß des Umgebungsdruckes auf die Zylinderfüllung beim Start und damit auf das Direktstartverhalten wird mit Hilfe der barometrischen Höhenformel erfaßt, unter der Annahme isothermer Atmosphäre[135].

$$p(h) = p_{H0} \cdot \exp\left(-\frac{\rho_{Luft} \cdot g \cdot h}{p_{H0}}\right) \quad (\text{Gl. 5.1-74})$$

mit:  $p(h)$  höhenabhängiger Atmosphärendruck,  
 $p_{H0}$  Druck bei Bezugshöhe (0 Höhenmeter): 1,013 bar  
 $g$  Erdbeschleunigung  
 $h$  Höhe  
 $\rho_{Luft}$  Luftdichte bei Bezugstemperatur und 1,013 bar Druck

Für eine Höhe von 2000 Höhenmetern ergibt sich ein Umgebungsdruck von etwa 0,8 bar. Die Simulationsergebnisse mit diesem Zylinderdruck beim Start lassen erkennen, daß der Motor unter diesen Rahmenbedingungen in seiner Referenzkonfiguration nicht direkt gestartet werden kann. Erst mit Verkürzung der Ventilöffnungsdauern („Aö“ 37°KW v. UT, „Es“ 70°KW n. UT) und mit Verringerung der Kühlwassertemperatur auf 35°C wird ein Direktstart möglich. Die Simulation zeigt, daß unter den Druckverhältnissen in 2000 m Höhe selbst bei optimalen Rahmenbedingungen ein Direktstart nur schwer realisierbar ist.

### 5.1.4.3 Einfacher Direktstart

Die Simulation des einfachen Direktstarts ergibt, daß ein Motorstart in der Referenzkonfiguration nicht ohne weiteres möglich ist. Erst durch Änderung der Steuerzeiten („Aö“ 37°KW v. UT, „Es“ 70°KW n. UT) mit gleichzeitiger Verbesserung der Gemischqualität ( $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$ ) ist ein einfacher Direktstart bis zu 55°C Kühlwassertemperatur möglich. Die Startfenster sind in Bild 5.1.4.3-3 dargestellt. Bild 5.1.4.3-1 und Bild 5.1.4.3-2 können die Simulationsparameter entnommen werden ( $\lambda_{V\_start}$  für die erste Verbrennung und  $\lambda_V$  für alle folgenden Verbrennungen).

Kalibriert an erweitertem Direktstart	
Lambda_v_start	Lambda_v
1,45	1,35
Annahme: Verbesserte Gemischbildung	
Lambda_v_start	Lambda_v
1,15	1,05

Bild 5.1.4.3-1: Einstellungen der Verbrennungsluftverhältnisse

Startwinkel	Eö	Es	As	Aö	Verdichtung	T_Wasser	Umgebungsdruck
°KW	°KW n. OT	°KW n. UT	°KW n. OT	°KW v. UT	-	°C	bar
variiert	14	70	3	37	10,18	35	1,013
variiert	14	70	3	37	10,18	55	1,013
variiert	14	70	3	37	10,18	75	1,013

Bild 5.1.4.3-2: Einstellungen der Simulationsparameter

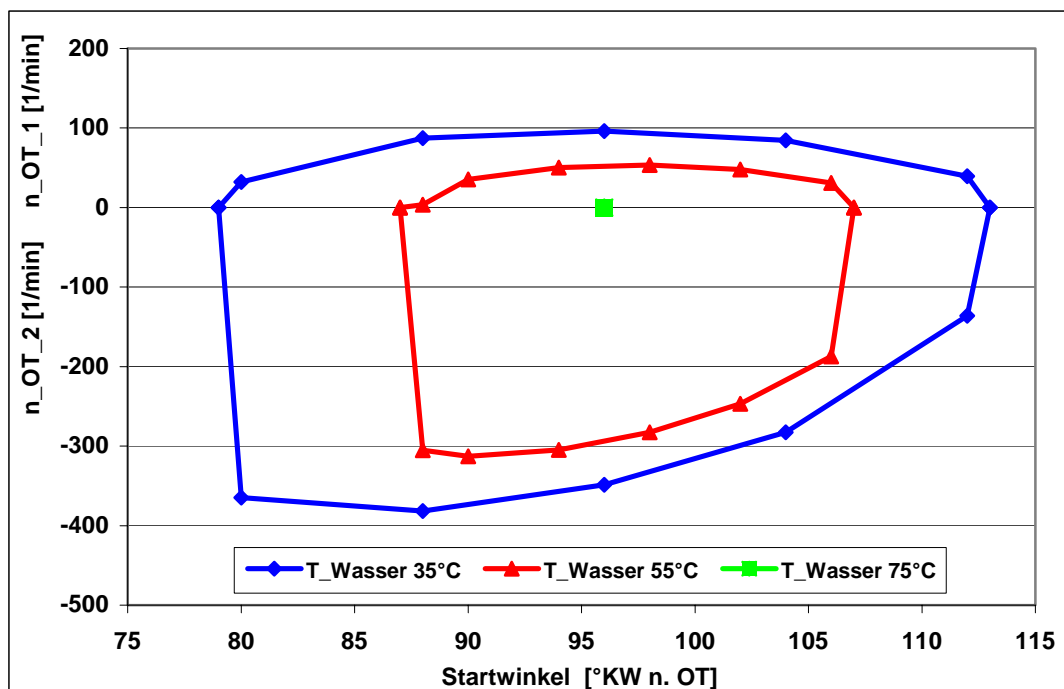


Bild 5.1.4.3-3: Einfacher Direktstart: Startfenster bei verbesserter Gemischbildung ( $\lambda_{Vi} = \lambda_{Vi, kalibriert} - 0,3$ ) und kurzen Ventilöffnungszeiten („Aö“ 37°KW v. UT, „Es“ 70°KW n. UT)

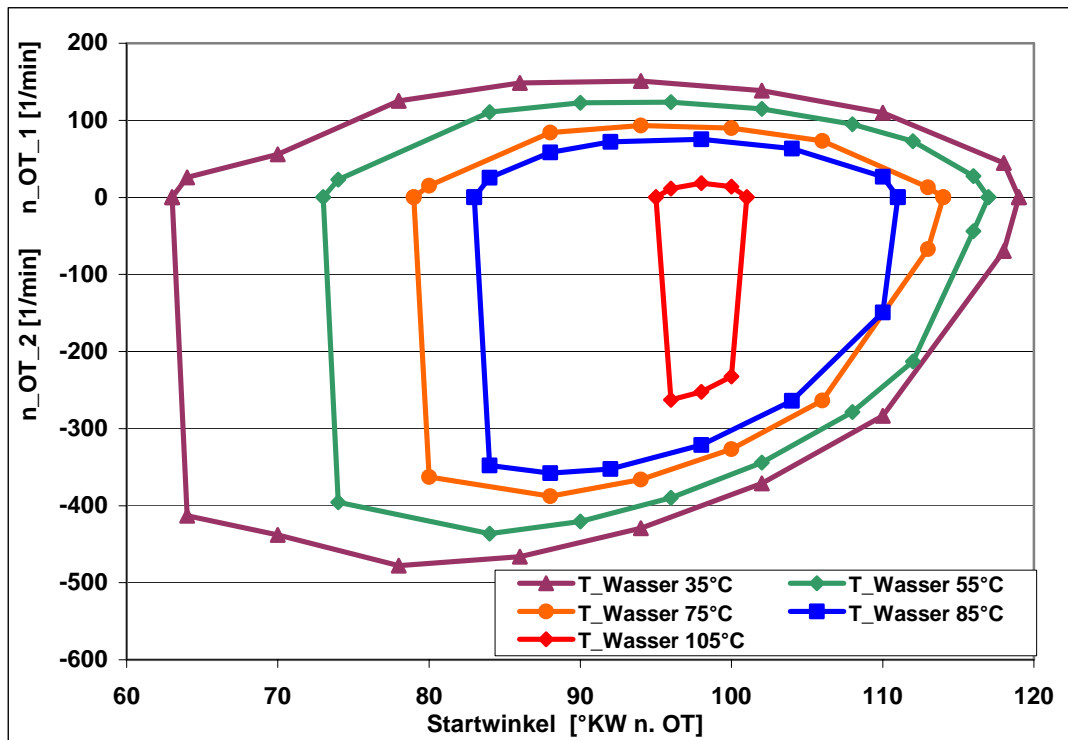


Bild 5.1.4.3-4: Einfacher Direktstart: Startfenster bei theoretisch maximal möglichem Verbrennungsluftverhältnis ( $\lambda_{Vi} = 1$ ) und kurzen Ventilöffnungszeiten („Aö“ 37°KW v. UT, „Es“ 70°KW n. UT)

Erst eine Verbesserung der Gemischqualität auf das theoretische Maximum ( $\lambda_{Vi} = 1$ ) ermöglicht einen Start bei höheren Kühlwassertemperaturen (Bild 5.1.4.3-4) bis hin zu 105°C. Allerdings ist das Startfenster bei dieser Kühlwassertemperatur schon äußerst klein (4°KW: 96°KW n. OT – 100°KW n. OT). Der optimale Startwinkel liegt, je nach Kühlwassertemperatur zwischen 95°KW n. OT und 98°KW n. OT.

Bild 5.1.4.3-5 zeigt die Startfenster eines einfachen und eines erweiterten Direktstarts im Vergleich. Die gewählten Werte für Kühlwassertemperatur, Gemischbildungsqualität, Motorreibung und Massenträgheitsmoment sind gleich.

Die bessere Startqualität des erweiterten Direktstarts ergibt sich aus dem wesentlich größeren Startfenster. Beim Vergleich der geleisteten Arbeiten wird deutlich, daß ein erweiterter Direktstart erheblich mehr Arbeit im 1. Expansionstakt leistet, bedingt durch die Rückdrehung und der damit verbundenen Vorverdichtung des Inhalts von Zylinder 1. Im Beispiel wird die Arbeitsleistung der 1. Expansion um den Faktor 3 erhöht.

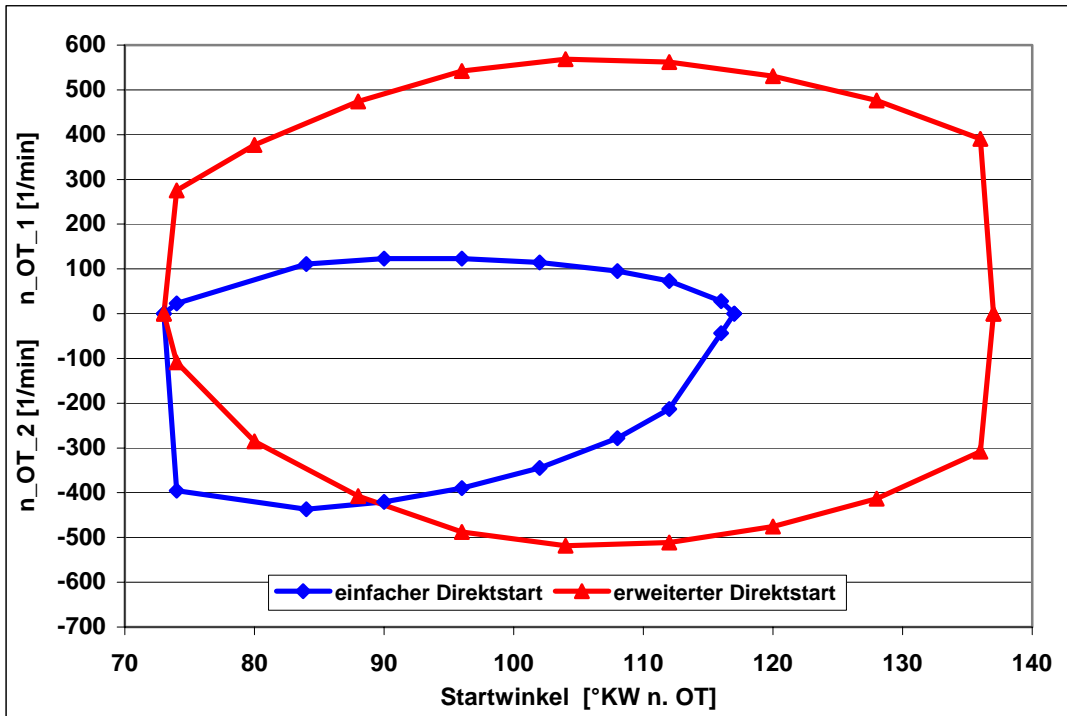


Bild 5.1.4.3-5: Vergleich der Startvarianten bei sonst gleichen Bedingungen der Einflußparameter (Kühlwassertemperatur, Gemischbildung, Motorreibung und Massenträgheitsmoment)

Opt. Startwinkel [°KW n. OT]	W_Komp_Zyl_1 [J]	W_Exp_Zyl_1 [J]	Gesamt [J]	Art
96	0	67,1	67,1	einfach
108	-22,8	234	211,2	erweitert

Bild 5.1.4.3-6: Einfacher und erweiterter Direktstart: Vergleich der Arbeiten der 1. Expansion

Zusammenfassend folgt aus den Simulationsergebnissen:

- Mit der Basismotorkonfiguration (niedriges Verdichtungsverhältnis, typische Saugmotorsteuerzeiten) ist mit dem erweiterten Direktstart oberhalb von 75°C Kühlwassertemperatur kein Direktstart möglich.
- Die Kühlwassertemperatur hat entscheidenden Einfluß auf das Direktstartverhalten. 15 – 20°C Absenkung der Kühlwassertemperatur vergrößern das Startkurbelwinkelfenster um etwa 10°KW.
- Durch eine Spätverschiebung der Steuerzeit „Aö“ läßt sich das Startverhalten deutlich verbessern (ein 25 – 30°KW späteres „Aö“ vergrößert das Startfenster um etwa 10°KW). Eine typische Turbomotorkonfiguration (Verdichtungsverhältnis ca. 10, Aö = 37°v. UT) ist daher günstig für das Direktstartverhalten. Allein durch Verschiebung der Steuerzeiten läßt sich die maximale Kühlwassertemperatur auf 85°C erhöhen (Startfenster 21°KW).
- Durch Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses verschlechtert sich das Direktstartverhalten beachtlich. Eine Erhöhung um etwa 2,5 verkleinert das Startfenster um etwa 10°KW. Eine typische Saugmotorkonfiguration (Verdichtungsverhältnis ca. 12, Aö = 57°v. UT) ist daher ungünstig für das Direktstartverhalten. Die maximale Kühlwassertemperatur für einen erfolgreichen Direktstart beträgt dann 55°C.
- Das größte Potential zur Verbesserung des Direktstarterfolgs hat die Optimierung der Gemischaufbereitung. Da offensichtlich nicht die gesamte zur Verfügung stehende Luft- und Kraftstoffmasse vollständig verbrannt wird, lassen sich theoretisch die Verbrennungsluftverhältnisse der entscheidenden Arbeitstakte bis hin zu stöchiometrischen Luftverhältnissen absenken. Eine Absenkung von  $\lambda_V$  um 0,1 erweitert das Direktstartfenster etwa um 10°KW. Mit einer Absenkung um 0,3 wäre der erweiterte Direktstart sogar bei der ungünstigen Saugmotorkonfiguration (Verdichtungsverhältnis ca. 12, Aö = 57°v. UT) bis zu 115°C Kühlwassertemperatur möglich (Startfenster 30°KW). Allerdings sind zur Zeit noch keine konkreten Maßnahmen bekannt, mit denen sich dieses Potential erschließen ließe.
- Selbst mit der theoretisch bestmöglichen Verbrennung ( $\lambda_V = 1$  für alle Takte) und der günstigen Motorkonfiguration hinsichtlich der Steuerzeiten und des Verdichtungsverhältnisses (Verdichtungsverhältnis ca. 10, Aö = 37°v. UT) ergibt sich für den einfachen Direktstart bei 105°C Kühlwassertemperatur nur ein Startfenster von 4°KW. Der einfache Direktstart scheint damit für einen Einsatz am Versuchsmotor nicht geeignet.
- Einen sehr großen Einfluß auf das Direktstartverhalten hat auch der Umgebungsdruck. Eine Absenkung um etwa 0,1 bar verkleinert das Startfenster um ca. 10°KW. Mit der derzeitigen Qualität der Gemischaufbereitungssysteme ( $\lambda_V$  wie kalibriert) beträgt bei einer Umgebungsdruckabsenkung von 0,2 bar (entspricht etwa 2000 m Höhe), selbst mit der günstigen Motorkonfiguration (Verdichtungsverhältnis ca. 10, Aö = 37°v. UT) die maximale Kühlwassertemperatur nur 35°C.

## 5.2 Untersuchung der Direktstarts am Versuchsfahrzeug

Über Teile der experimentellen Direktstartuntersuchungen wurde im Rahmen dieser Dissertation eine Diplomarbeit [136] betreut.

### 5.2.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger dient ein Versuchsfahrzeug mit einem 4-Zylinder-4-Takt-Ottomotor mit strahlgeführter Benzindirekteinspritzung (Bild 5.2.1-2). Die Motordaten (Basiskonfiguration) können der Tabelle in Bild 5.2.1-1 entnommen werden.

Zylinderzahl	4	Einlaß öffnet [°n. OT]	14
Hubraum	1596 cm <sup>3</sup>	Einlaß schließt [°n. UT]	74
Hub	81,4 mm	Auslaß öffnet [°v. UT]	57
Bohrung	79 mm	Auslaß schließt [°n. OT]	3
Ventile pro Zylinder	4	Verdichtungsverhältnis	10,18
Ventiltrieb	DOHC, Tassenstößel	Gemischaufbereitung	Benzindirekt-Einspritzung (strahlgeführt)

Bild 5.2.1-1: Daten des Versuchsmotors (Basiskonfiguration, Otto-Saugmotor)



Bild 5.2.1-2: Versuchsmotor mit strahlgeführter Benzindirekteinspritzung



Dieser Motor scheint aus mehreren Gründen besonders geeignet für die Applikation eines Direktstartsystems zu sein. Erstens verfügt der Motor über 4-Zylinder, so daß sich bei Motorstillstand immer ein Zylinder im Kompressionstakt und ein anderer im Arbeitstakt befindet, was eine Grundvoraussetzung für die Direktstartfähigkeit eines Motors darstellt. Bei 3-Zylindermotoren ist beispielsweise diese Startbedingung nicht bei jeder beliebigen Kurbelwellenposition gegeben, so daß sich an einem Motor mit weniger als 4 Zylindern die Applikation eines Direktstartsystems schwieriger gestalten dürfte.

Zweitens verfügt der Motor über ein strahlgeführtes Brennverfahren, welches zur Gemischbildung nicht auf Ladungsbewegung angewiesen ist (kurzer Abstand zwischen Düse und Kerze) [39] [40] [41] [44] [52]. Daher ist unter Direktstartbedingungen (stehender Motor, keine Ladungsbewegung, Zündung bei Umgebungsdruck) eine bestmögliche Gemischbildung zu erwarten.

Drittens besitzt der Motor ein relativ niedriges Verdichtungsverhältnis. Diese Auslegung ( $\varepsilon = 10 - 10,5$ ) ist mit Hinblick auf einen späteren Einsatz als turboaufgeladene Variante vorteilhaft [133] [131] und ist äußerst günstig für die Darstellung eines Direktstartsystems [33] [34] [35]. Nicht aufgeladene Direkteinspritzmotoren verfügen im allgemeinen etwa über ein um zwei Punkte höheres Verdichtungsverhältnis [41] [46] [47] [48] [49] [50] [51], wodurch die Direktstartapplikation wesentlich erschwert wird.

Viertens bietet die Direktstartapplikation an einen Turbomotor den Vorteil, zur Darstellung eines zufriedenstellenden Vollastdrehmoments und ausreichender Nennleistung wesentlich kleinere Ventilöffnungszeiten wählen zu können, als es an einem vergleichbaren Saugmotor der Fall ist. So läßt sich eine spätere Steuerzeit „Auslaß öffnet“ leichter realisieren als bei vergleichbaren Saugmotoren [133] [131], wodurch die Direktstartfähigkeit wesentlich verbessert wird [33] [34] [35].

## 5.2.2 Verwendete Meßtechnik

Zur Darstellung der Direktstartfähigkeit und zur Datenakquisition ist das Fahrzeug mit folgenden Zusatzfunktionalitäten ausgerüstet:

- Motorsteuergerät Bosch MED 9.8 [86] mit Freischnitt für die Startfunktion
- Applikationssystem für die Direktstartfunktionalität: ETAS ES 1000 [137] im Bypass-Betrieb mit Bypass-Software (Bosch, Schwieberdingen), Kalibrierung mit Applikationssoftware INCA [138]
- Absolutwinkelsensor an der Auslaßnockenwelle: Heidenhain ROC 409.3EP7-000360 [139]; Eingangssignal für das Applikationssystem
- Absolutwinkelsensor an der Kurbelwelle: Kuebler Vorzugsbaureihe 5852, 16384 (14 Bit) Graycode [140]; Eingangssignal für die Zylinderdruckindizierung
- Zylinderdrucksensoren Kistler 6125 B [141]
- Zylinderdruckindizierung mit Datenerfassungssystem IMC  $\mu$ -musycs [78]
- Elektrische Kraftstoffhochdruckpumpe (Bosch)

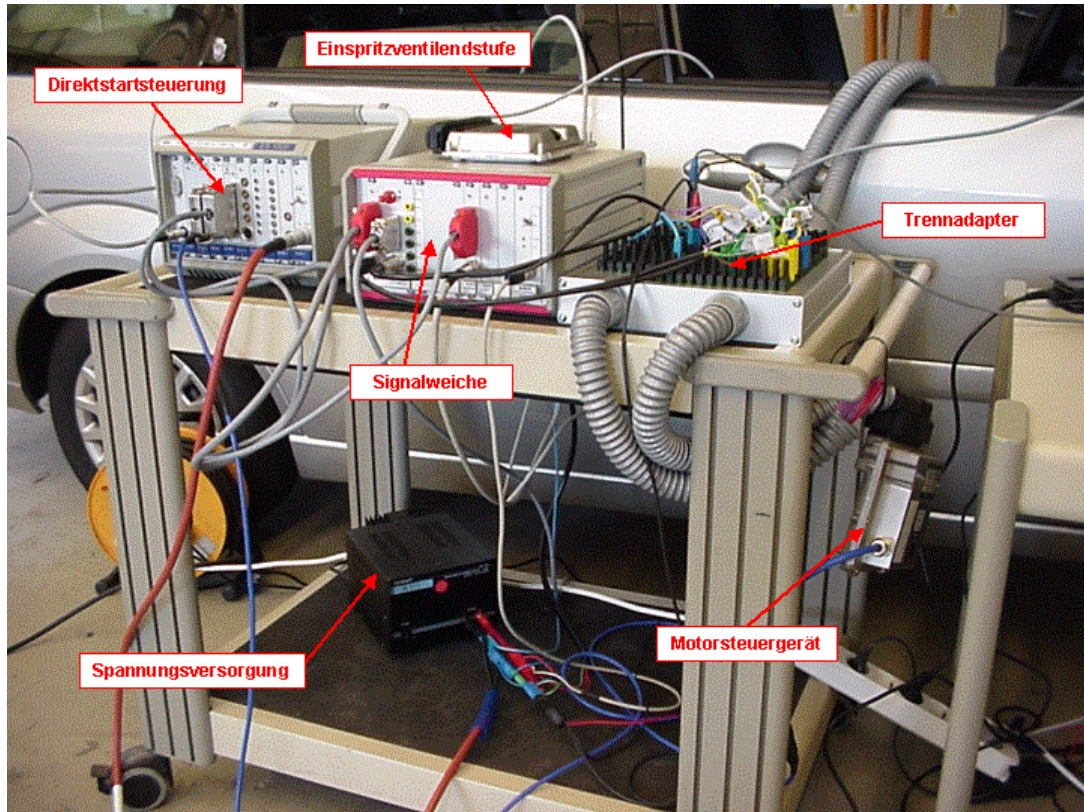


Bild 5.2.2-1: Versuchsaufbau zur Darstellung der Direktstartfunktionalität



Bild 5.2.2-2: Absolutwinkelsensorapplikation - Auslaßnockenwelle

Das Direktstartapplikationssystem ist in Bild 5.2.2-1 dargestellt. Die Applikationsschnittstelle für die Direktstartfunktionalität (ETAS ES 1000) übernimmt die Steuerung der Zünd- und Einspritzimpulse beim Motorstart bis zum 5. Zyklus. Danach wird die Zünd- und Einspritzsteuerung an das Motorsteuergerät übergeben. Ebenso übernimmt das Applikationssystem die Steuerung der Drosselklappe während des Motorauslaufs. Eingangssignal für das Applikationssystem ist neben den Daten des Motorsteuergerätes das Absolutwinkelsignal der Auslaßnockenwelle. Die Schaltung zwischen Motorsteuerung und Applikationssystem übernimmt eine Signalweiche (Bosch), die die Zünd- und Einspritzsignale auf eine separate Einspritzventilendstufe bzw. die Einzelzündspulen leitet. Über einen Trennadapter (Bosch) wird der Signalabgriff aller Steuergeräte- und Applikationsschnittstellensignale ermöglicht.

Der Absolutwinkelsensordaption ist in Bild 5.2.2-2 zu sehen. Der Aufbau des Datenerfassungssystems für die Zylinderdruckindizierung ist in Bild 5.2.2-3 dargestellt. Bild 5.2.2-4 enthält ein Foto der Meßtechnik. Bild 5.2.2-5 zeigt die Applikation des Kurbelwellensensors. Neben den Zylinderdrucksignalen wird der Kurbelwinkel und die Öltemperatur, sowie die Drosselklappenposition, der Saugrohrdruck und die Zünd- und Einspritzsteuersignale, die von der Motorsteuerung (per Trennadapter) abgegriffen werden, gemessen.

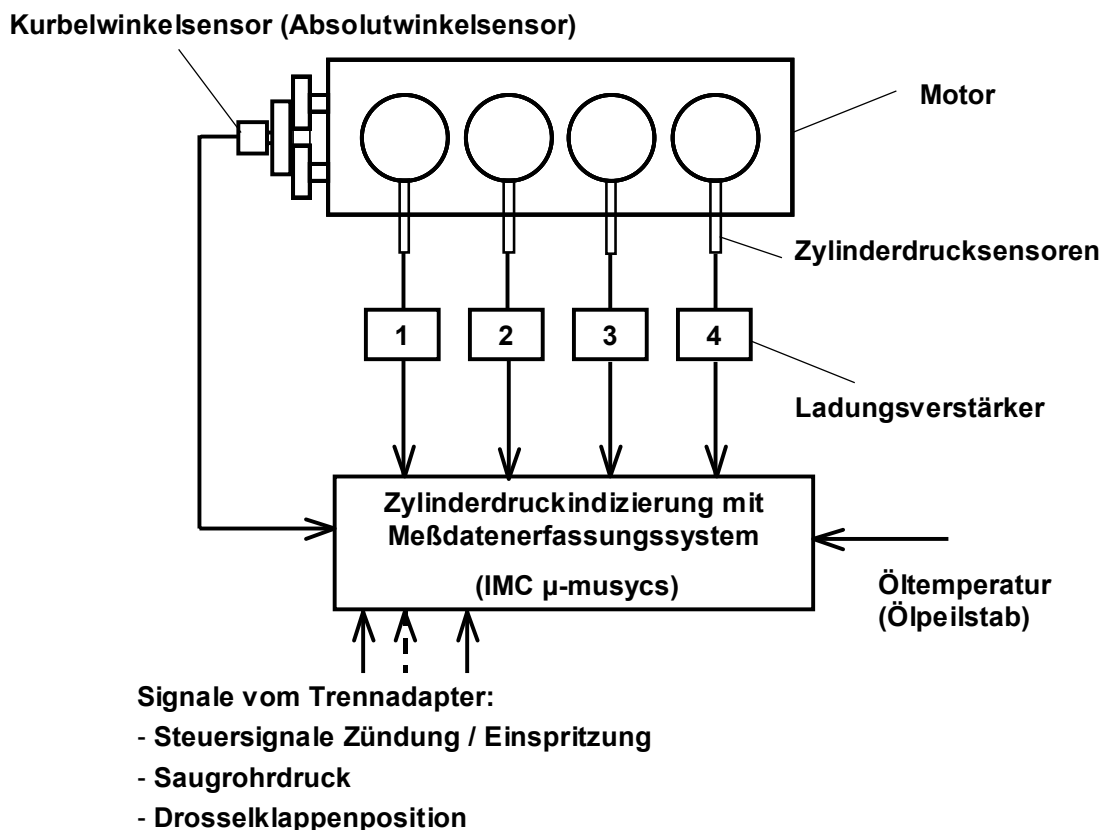


Bild 5.2.2-3: Aufbau Datenerfassungssystem mit Zylinderdruckindizierung

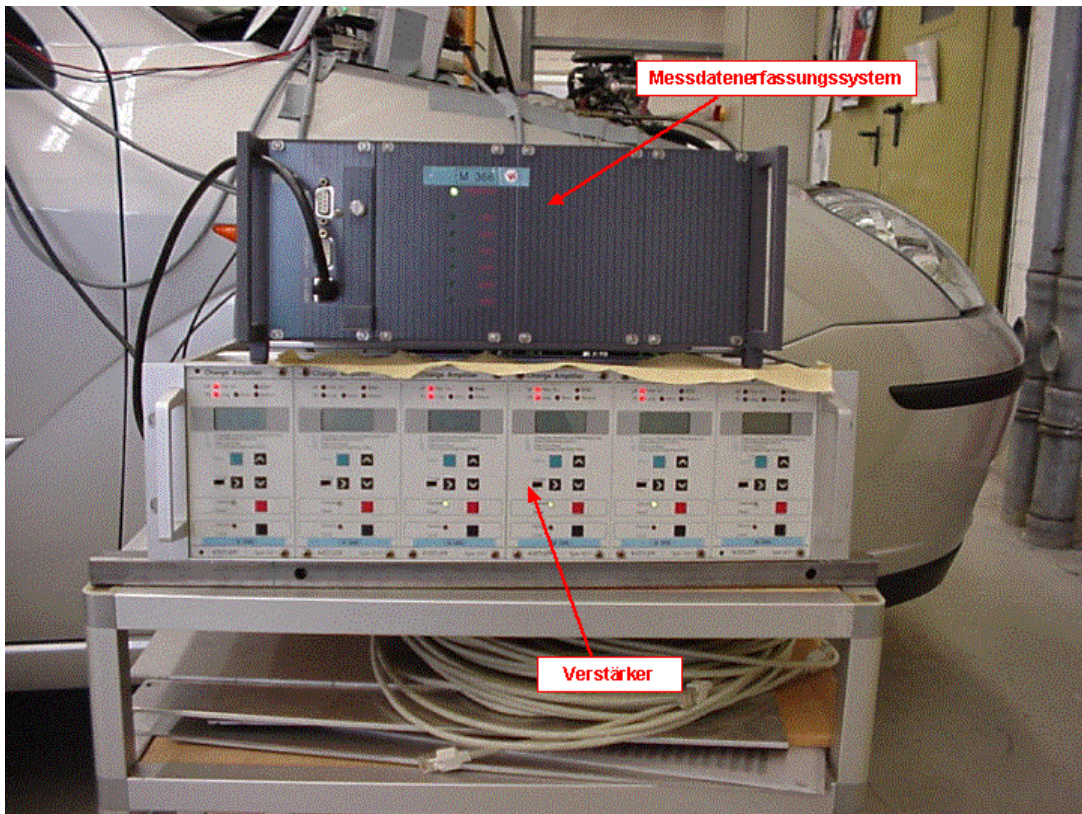


Bild 5.2.2-4: Datenerfassungssystem Zylinderdruckindizierung

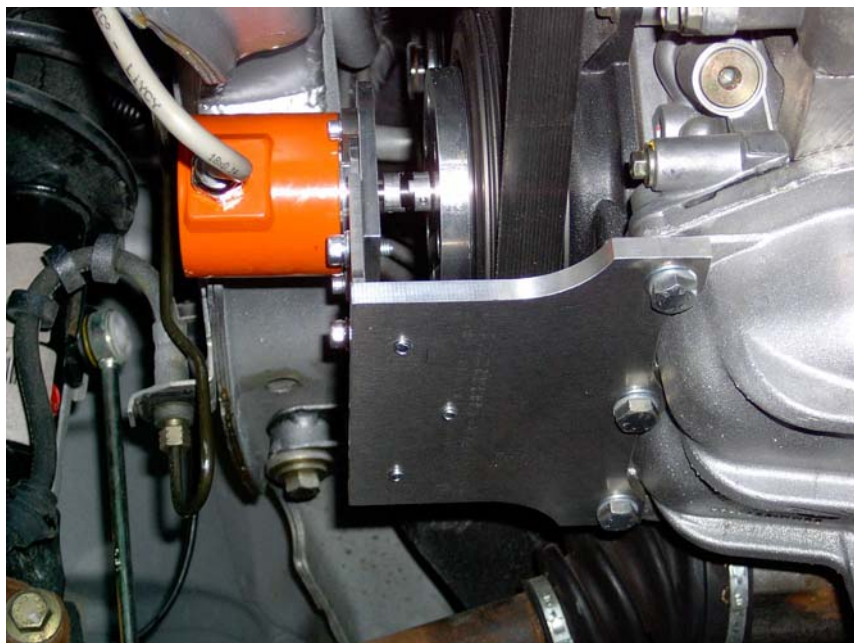


Bild 5.2.2-5: Absolutwinkelsensorapplikation - Kurbelwelle

Neben der Meßdatenerfassung mit dem Indiziersystem werden folgende Daten mit der Applikationssoftware INCA [128] zeitsynchron aufgezeichnet: Motordrehzahl, absoluter Nockenwinkel, Zylinderzähler, Kühlwassertemperatur, Ansauglufttemperatur, Kraftstoffdruck, Saugrohrdruck, Zündimpulse, Einspritzimpulse und Drosselklappenposition.

Um den Kraftstoffdruck auch bei stillstehendem Motor in einem Bereich von 0 – 100 bar konditionieren zu können, ist das Fahrzeug zusätzlich zur mechanischen Kraftstoffhochdruckpumpe mit einer elektrischen Hochdruckpumpe (Bosch) ausgestattet.

### 5.2.3 Versuchsdurchführung

Vor jedem Direktstart wird der Motor bei Leerlaufdrehzahl betrieben und sowohl die Öl- als auch die Kühlwassertemperatur werden konditioniert. Beim Erreichen der Zielwerte wird der Motor konditioniert abgeschaltet, indem vor dem Abschalten von Zündung und Einspritzung eine Solleerlaufdrehzahl angefahren und während des anschließenden Motorauslaufs die Drosselklappe verstellt wird.

Da bei Durchführung der Versuche mit den vorhandenen Eingriffsmöglichkeiten noch keine exakte Positionierung des Kurbelwinkels auf einen prädefinierten Wert möglich ist, wird der Kurbelwinkel manuell, bei eingelegtem 5. Gang und aufgebocktem linken Vorderrad, auf seine Sollposition gedreht. Anschließend wird der Motor im Leerlauf mit geschlossener Kupplung direkt gestartet. Beide Meßdatenerfassungssysteme (IMC  $\mu$ -musycs und ETAS / INCA) werden automatisch per Triggerbedingung vor der 1. Einspritzung in den stehenden Zylinder gestartet. Die Meßdauer beträgt im allgemeinen 3 s pro Start.

Mit dieser Vorgehensweise wird, in Anlehnung an die Simulationsergebnisse (Kapitel 5.1.4), der Einfluß folgender Parameter auf das Direktstartverhalten untersucht:

- Gemischbildungszeit der Rückdrehverbrennung
- Luftverhältnisse (zugeführte Kraftstoffmasse bezogen auf die berechnete Zylinderluftmasse) der Rückdrehverbrennung, der 1. und der 2. Expansion in Vorwärtsdrehrichtung
- Kühlwassertemperatur
- Startwinkel
- Steuerzeiten
- Kraftstoffdruck

Da trotz gleich eingestellter Randbedingungen das Direktstartverhalten von Start zu Start sehr unterschiedlich ist, werden bei der Parametervariation mit jeder Einstellung mindestens 10 Starts durchgeführt. Die Abweichungen im Startverhalten sind wahrscheinlich Schwankungen der Verbrennung zuzuschreiben (Kapitel 5.1.2 und 5.1.3).

Aus den großen Datenmengen, die bei der Aufzeichnung zahlreicher Starts entstehen, werden aussagekräftige Kennwerte ermittelt, die einen Vergleich der Variationen erleichtern sollen. Die Nomenklatur und der physikalische Hintergrund der einzelnen Kennwerte werden nachfolgend (Kapitel 5.2.4) beschrieben.

### 5.2.4 Auswertung und Ergebnisse der Parametervariation

In Bild 5.2.4-1 ist der zeitliche Ablauf eines erweiterten Direktstarts dargestellt, in Bild 5.2.4-2 der kurbelwinkelbezogene Ablauf. Die Zylinder sind nach der Reihenfolge der Expansionen in Vorwärtsdrehrichtung von 1 bis 4 nummeriert (Expansionszylinder 1 – 4). Das heißt, für jede Betrachtung des Direktstarts ist „Expansionszylinder 1“ immer der Zylinder, der die 1. Expansion in Vorwärtsdrehrichtung vollzieht. Dabei ist diese Nummerierung unabhängig von der Motor-Zylindernummerierung.

Durch die Nummerierung in Expansionsreihenfolge während des Direktstarts fängt der Start immer mit einer Rückdrehexpansion im „Expansionszylinder 2“ an, die im „Expansionszylinder 1“ für die Rückdrehkompresseion sorgt. Während dieser Phase (Rückdrehung) ist das Vorzeichen der Drehzahl negativ. Vor der Überquerung des nächsten rückwärtigen OT wird das Ende der Rückdrehphase erreicht. Die Drehrichtung kehrt sich in die normale Betriebsdrehrichtung um. Das Vorzeichen der Drehzahl wird positiv. Nach Drehrichtungsumkehr erfolgt der erste Arbeitstakt in Vorwärtsdrehrichtung im „Expansionszylinder 1“.

Die Expansionsarbeit muß ausreichen, um die Kompressionsarbeit des nachfolgenden Zylinders (Expansionszylinder 2) bis zum 1. OT in Vorwärtsdrehrichtung (OT\_1) zu überwinden. Da jeweils in den oberen Totpunkten das Maximum an Kompressionsarbeit in Form von Druckenergie gespeichert ist, zeigt der Drehzahlverlauf hier jeweils ein lokales Minimum Bild 5.2.4-2. Daher ist grundsätzlich die Überschreitung der OT kritisch hinsichtlich des Starterfolgs.

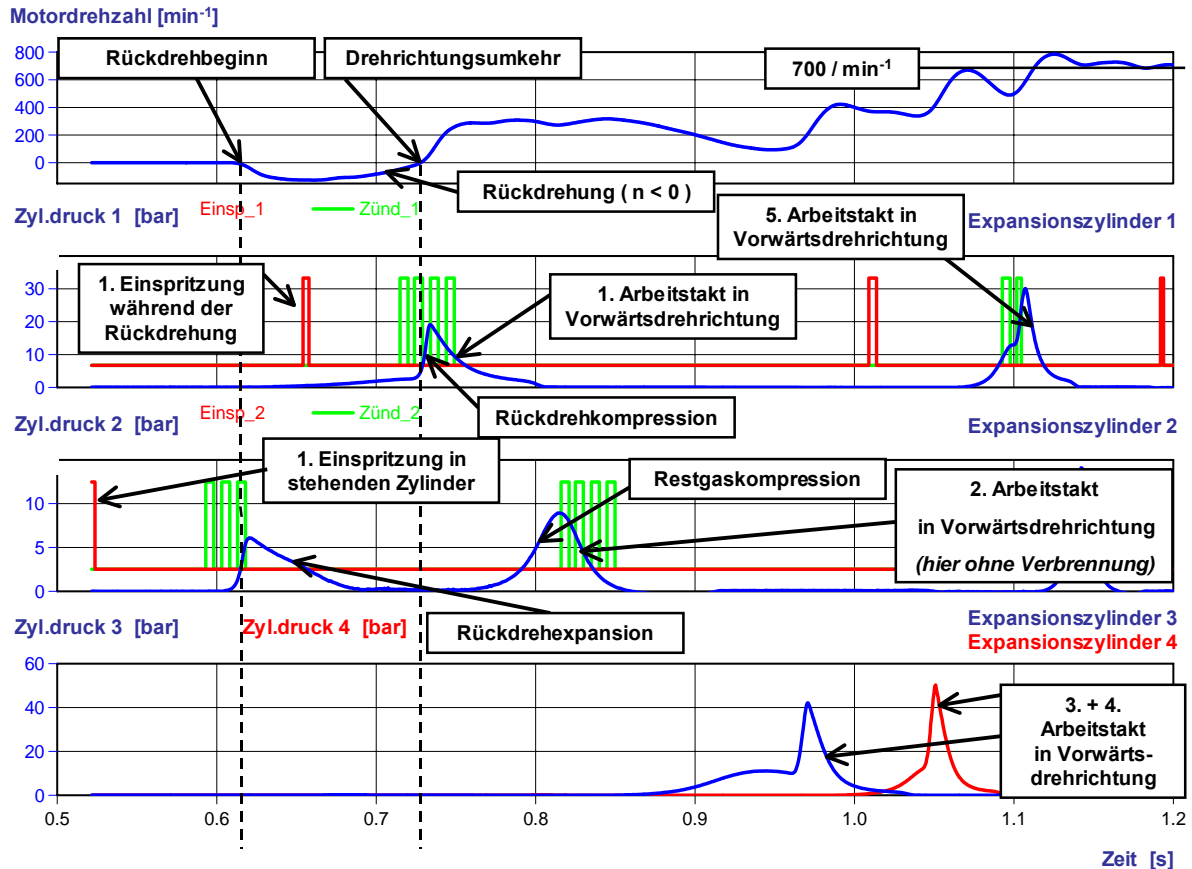


Bild 5.2.4-1: Zeitlicher Ablauf des erweiterten Direktstarts (Nomenklatur)

Der nachfolgende 2. Arbeitstakt enthält das Restgas aus der Rückdrehverbrennung, da nach der Rückdrehung kein Ladungswechsel stattfindet. Aufgrund des hohen Restgasanteils gestaltet sich eine Verbrennung in diesem Takt als sehr schwierig. Aus der Literatur ist bisher nicht bekannt, daß in diesem Takt erfolgreich gezündet werden kann [33] [34] [35]. In Bild 5.2.4-1 und Bild 5.2.4-2 wird in diesem Zyklus nur Restgas verdichtet und wieder expandiert.

Da der 2. Takt deshalb also effektiv keine Arbeit leistet, muß die Expansionsarbeit des „Expansionszylinders 1“ auch zur Überwindung des OT\_2 ausreichen. Gelingt es, den zweiten oberen Totpunkt (OT\_2) zu überqueren, kann mit „Expansions-takt 3“, der bereits über gut aufbereitetes Gemisch und hohe Zünddrücke verfügt, die Kurbelwelle weiter beschleunigt werden. In diesem Fall ist der Direktstart erfolgreich. Somit ist der 1. Arbeitstakt entscheidend für den Direktstarterfolg. Gelingt es, mit diesem den zweiten oberen Totpunkt (OT\_2) zu überqueren, ist der Direktstart gewährleistet.

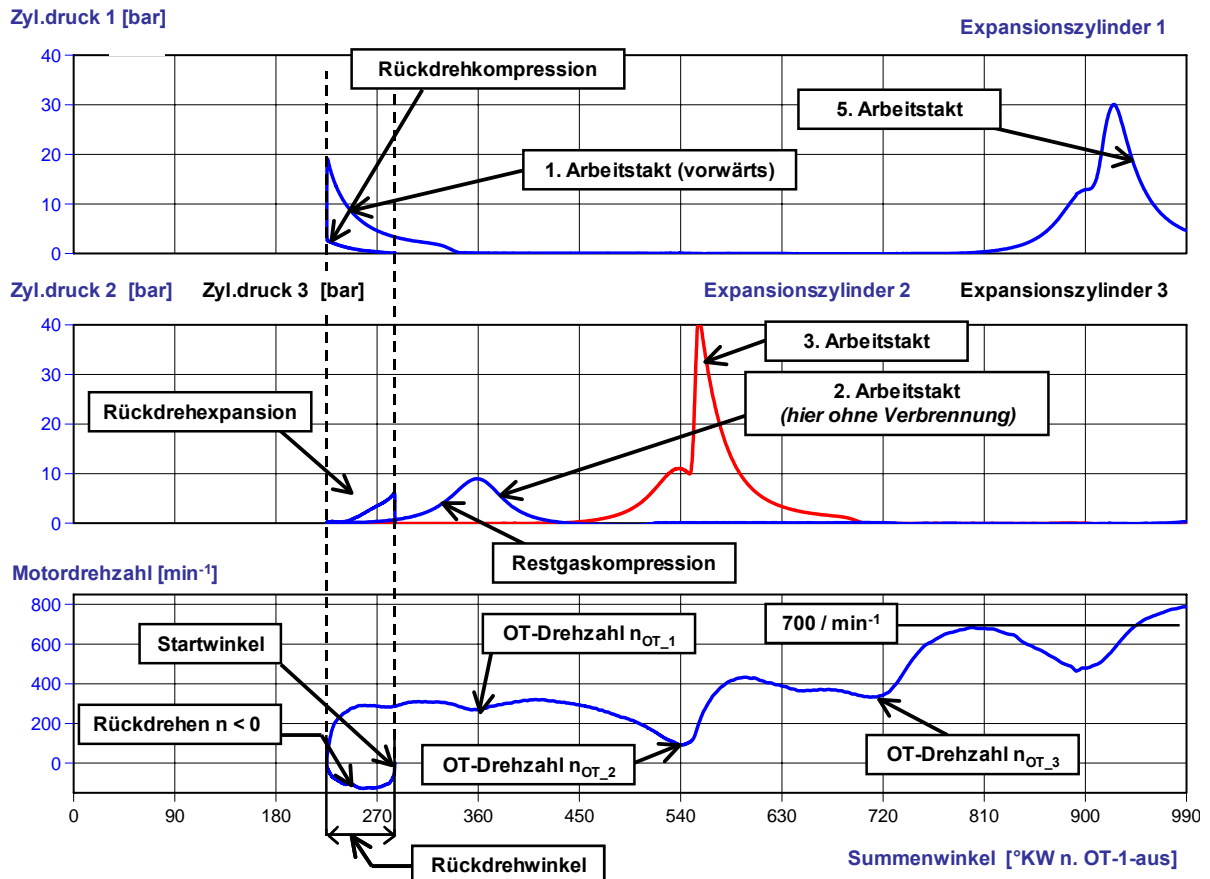


Bild 5.2.4-2: Kurbelwinkelbezogener Ablauf des erweiterten Direktstarts (Nomenklatur)

In Bild 5.2.4-3 sind Zeitkenngrößen definiert, die zur Beschreibung und zum Vergleich einzelner Direktstartvorgänge herangezogen werden. Eingezeichnet sind die Zeitpunkte des Einspritzbeginns für die Rückdrehung ( $t_{i\_rück\_2}$ ) und die ersten beiden Arbeitstakte ( $t_{i\_vor\_1}$  und  $t_{i\_vor\_2}$ ). Dabei beziehen sich die eingezeichneten Zeitpunkte jeweils auf den Beginn der Aufzeichnungsdauer ( $t = 0\text{ s}$ ). Bei Umsetzung eines Stopp-Start-Systems kann aber der Einspritzbeginn für die Rückdrehung ( $t_{i\_rück\_2}$ ) ohne nennenswerte Zeitverzögerung nach dem Anfahrwunsch erfolgen, so daß

$t_{i\_rück\_2}$  als Bezugswert für alle Zeitbetrachtungen hinsichtlich eines Stopp-Start-Systems gewählt werden muß.

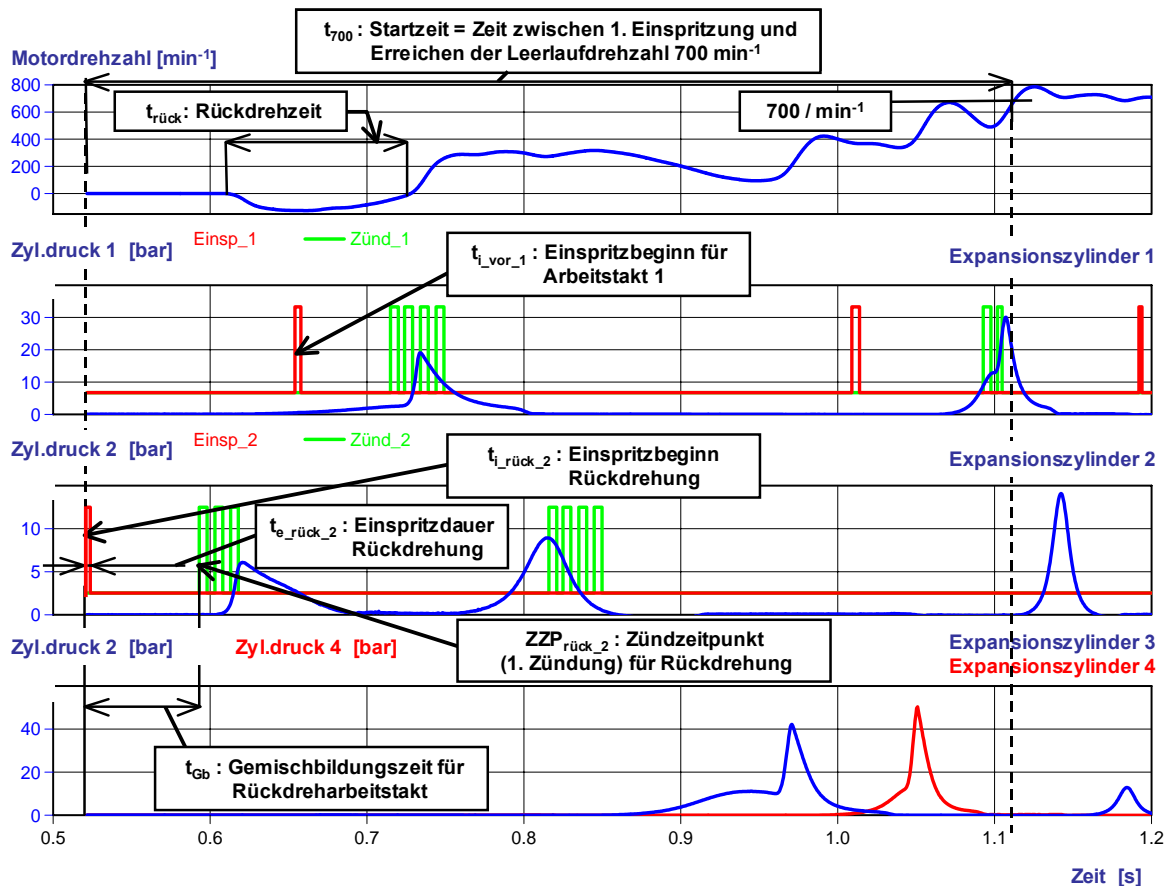


Bild 5.2.4-3: Zeitlicher Ablauf des erweiterten Direktstarts (Zeitdefinitionen)

Wichtige Größe zur Beschreibung der Direktstartqualität ist die Zeit, die nach dem Einleiten des Startvorgangs bis zum Erreichen der Fahrbereitschaft vergeht (Startzeit). Da die 1. Einspritzung ( $t_{i\_rück\_2}$ ) unmittelbar nach dem Startwunsch erfolgen kann, ist dies die Zeit von der 1. Einspritzung bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl ( $t_{700}$ ). Bei komfortablen Stopp-Start-Systemen liegt diese Zeit üblicherweise im Bereich 0,3 s – 0,5 s (Kapitel 3.1). Im dargestellten Beispiel beträgt die Startzeit  $t_{700} = 0,8$  s, ist also noch verbesserungsbedürftig. 0,3 s von den 0,8 s sind allerdings Gemischbildungszeit ( $t_{Gb} = 0,3$  s); die restlichen 0,5 s werden für das Rückdrehen und den Drehzahlhochlauf benötigt.

Da die Rückdrehverbrennung bei stehendem Motor, das heißt bei Umgebungsdruck und ohne Ladungsbewegung, gezündet wird, ist die Gemischbildungszeit ( $t_{Gb}$ ) eine wichtige Größe zur Beeinflussung der Gemischbildung des Rückdrehzyklus. Die Gemischbildungszeit ist hier der Zeitraum zwischen dem Einspritzende ( $t_{e\_rück\_2}$ ) und dem 1. Zündzeitpunkt ( $ZZZ_{rück\_2}$ ) der Mehrfachzündung (in Bild 5.2.4-3: 4-fach Zündung). Im Vergleich zu üblichen Gemischbildungszeiten (zum Vergleich: maximal möglich im homogenen Leerlaufbetrieb: etwa die Zeit für 1 Kurbelwellenumdrehung bei 700 /min = 86 ms) kann sie vergleichsweise lang gewählt werden. Beschränkender Faktor ist die erforderliche Zeit zum Erreichen der Fahrbereitschaft nach dem Startwunsch ( $t_{700}$ ). Benötigen beispielsweise das Rückdrehen und der Drehzahlhochlauf auf 700 /min nur 0,4 s, dann beträgt die mögliche Gemischbildungszeit (bei



Voraussetzung einer akzeptablen Startzeit von 0,5 s) 100 ms und liegt damit in derselben Größenordnung wie die üblichen Gemischbildungszeiten im Leerlauf.

Die für die Rückdrehung benötigte Zeit - die Rückdrehzeit ( $t_{rück}$ ) - beträgt im Beispiel etwa 0,1 s. Dabei wird die Kurbelwelle um etwa  $60^\circ$  KW zurückgedreht. Das Drehzahlmaximum während der Rückdrehung liegt etwa bei 100 /min.

In Bild 5.2.4-4 sind Druckkenngrößen definiert, die den Verlauf eines Direktstartvorgangs gut beschreiben und zum Vergleich einzelner Starts herangezogen werden.

Wichtige Kenngröße für die Qualität der Rückdrehverbrennung ist der Maximaldruck des Rückdreharbeitstakts ( $p_{2\_max\_rück}$ ), er beträgt im Beispiel etwa 6 bar. Je größer dieser ist, desto effizienter ist die Verbrennung. Der Grad der Vorverdichtung durch die Rückdrehung wird durch den maximalen Kompressionsdruck der Rückdrehkompression ( $p_{1\_max\_rück}$ ) ausgedrückt, die Verbrennungseffizienz des 1. Arbeitstaktes durch den Spitzendruck des 1. Arbeitstaktes ( $p_{1\_max}$ ). Der maximale Kompressionsdruck der Rückdrehkompression ( $p_{1\_max\_rück}$ ) beträgt im Beispiel etwa 3 bar; der Spitzendruck des 1. Arbeitstaktes ( $p_{1\_max}$ ) etwa 16 bar.

Aus dem Vergleich des OT-Drucks ( $p_{2\_OT}$ ) und des Spitzendrucks ( $p_{2\_max}$ ) des 2. Arbeitstaktes läßt sich ableiten, ob hier eine Verbrennung stattfindet. Im betrachteten Beispiel findet keine Verbrennung statt, der Spitzendruck entspricht dem OT-Druck ( $p_{2\_max} = p_{2\_OT}$ ) und liegt bei etwa 7 bar.

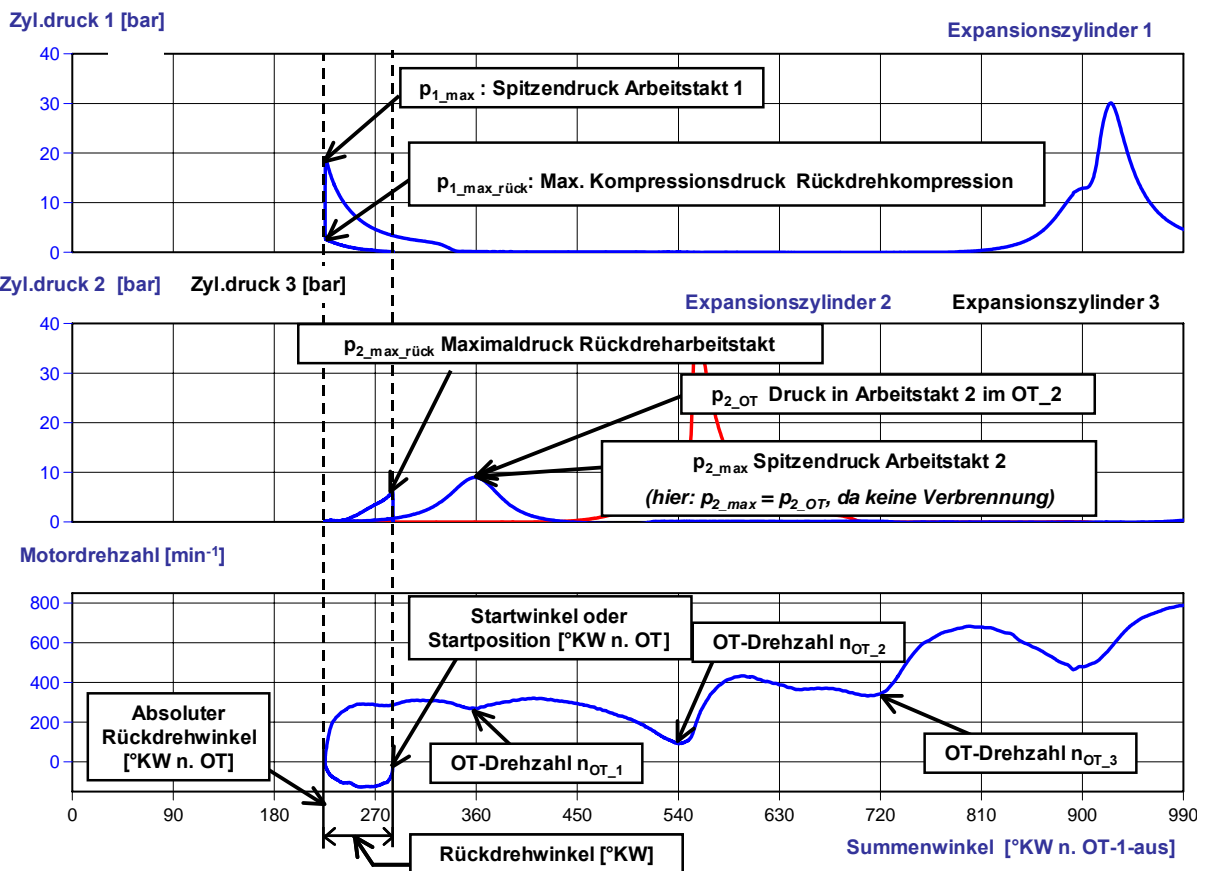


Bild 5.2.4-4: Kurbelwinkelbezogener Ablauf des erweiterten Direktstarts (Druckdefinitionen)

Der OT von Zylinder 2 befindet sich bei 180°KW, der UT bei 0°KW. Die Steuerzeit „Eö“ beträgt 74°KW n. UT. Mit diesen Informationen geht aus dem Druckverlauf von Zylinder 2 hervor, daß die Zylinderladung während der Rückdrehung bis „Eö“ auf Saugrohrdruckniveau ausexpandiert. Das Einlaßventil ist während der weiteren Rückdrehung geöffnet. Daher kann näherungsweise angenommen werden, daß bei Öffnung des Einlaßventils während der Rückdrehung kein Ladungsaustausch zwischen Saugrohr und Rückdrehzylinder stattfindet.

Um weitere aufschlußreiche Kennzahlen für die Direktstartqualität aus den Meßdaten abzuleiten, werden die Kompressions- und Expansionsarbeiten der einzelnen Takte berechnet. Dabei wird das Integral des Zylinderdruckes über dem Zylindervolumen bezogen auf Umgebungsdruck gebildet. Die einzelnen Arbeitsintegrale sind in pV-Diagrammen jeweils für einen startrelevanten Zylinder zusammengefaßt.

Bild 5.2.4-5 zeigt die Kompressionsarbeit von „Expansionszylinder 1“ während der Rückdrehung ( $W_{1\_rück\_komp}$ ) und die Expansionsarbeit, die die initiale Drehung der Kurbelwelle in Vorwärtsrichtung auslöst ( $W_{1\_vor\_exp}$ ) und dafür sorgen muß, daß zumindest der 1. OT überwunden wird.

In Bild 5.2.4-6 ist dargestellt die Rückdreharbeit von „Expansionszylinder 2“ ( $W_{2\_rück\_exp}$ ), die nachfolgend zu leistende Kompressionsarbeit ( $W_{2\_vor\_komp}$ ) und die Expansionsarbeit ( $W_{2\_vor\_exp}$ ). Kann der 2. Expansionszyklus aufgrund des hohen Restgasanteils nicht gezündet werden, ist damit zu rechnen, daß die Differenz ( $W_{2\_vor\_exp} - W_{2\_vor\_komp}$ ) aufgrund von Leckage und Wärmeverlusten negativ ist.

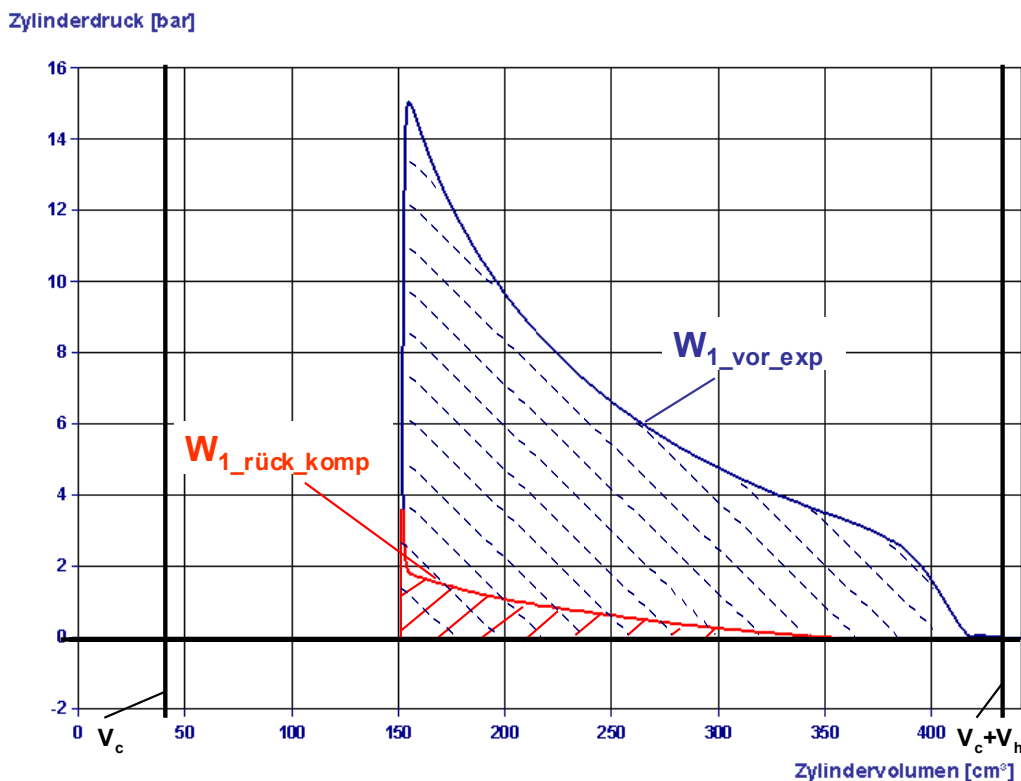


Bild 5.2.4-5: Definitionen der Arbeitsintegrale „Expansionszylinder 1“

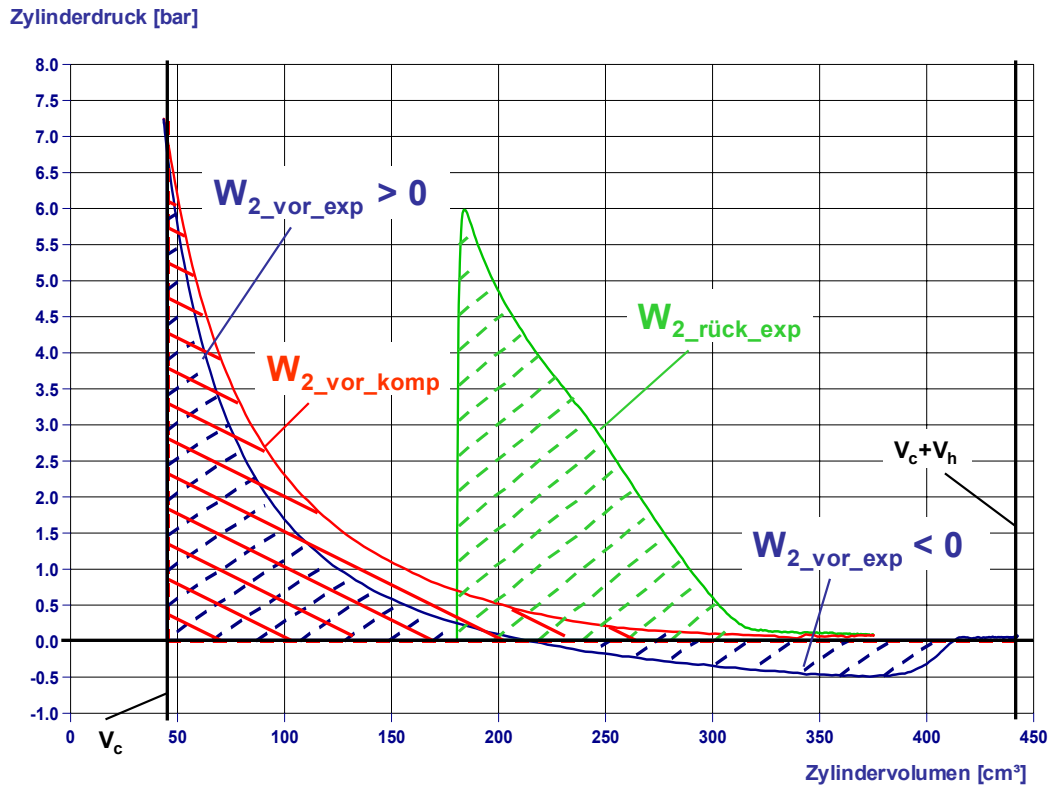


Bild 5.2.4-6: Definitionen der Arbeitsintegrale „Expansionszylinder 2“

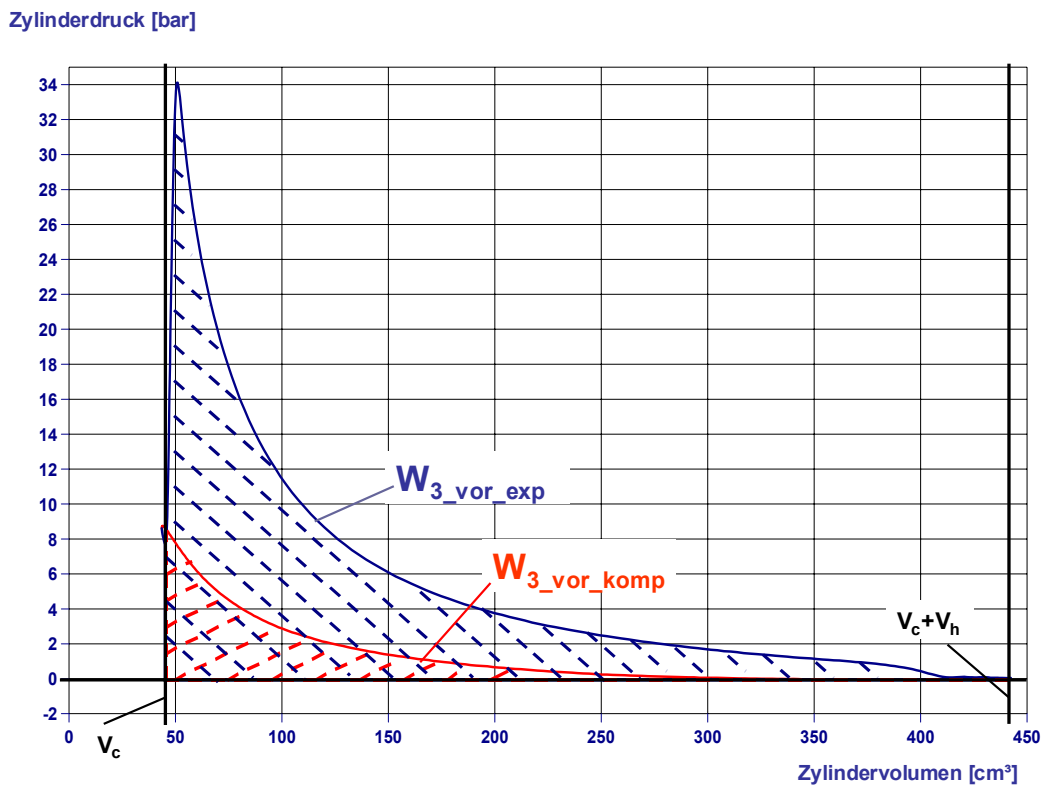


Bild 5.2.4-7: Definitionen der Arbeitsintegrale „Expansionszylinder 3“

In Bild 5.2.4-7 sind die Arbeiten des 3. Zylinders in der Startreihenfolge ( $W_{3\_vor\_exp}$  und  $W_{3\_vor\_komp}$ ) dargestellt. Zu diesem Zeitpunkt ist der 2. OT bereits überwunden und

damit schon über den Erfolg des Direktstarts entschieden. Diese Arbeiten sind damit für die Beurteilung des Starterfolgs nicht mehr so wichtig wie die der Zylinder 1 und 2. Sie tragen allerdings noch zur Beschleunigung der Kurbelwellenrotation bis hin zur Leerlaufdrehzahl bei und sind daher wichtig zur Beurteilung der Direktstartqualität.

Bei den Startmessungen werden für den Rückdrehzyklus und die ersten beiden Zyklen in Vorwärtsdrehrichtung separat die Kraftstoff-Einspritzzeiten vorgegeben. Aus den Einspritzzeiten werden die eingespritzten Kraftstoffmassen bestimmt [86]. Aus den eingespritzten Kraftstoffmassen und den Luftmassen, die sich bei stehendem Motor in den beiden Startzylindern befinden, werden die Luftverhältnisse für den Rückdrehzyklus und die ersten beiden Zyklen in Vorwärtsdrehrichtung berechnet. Dabei wird die Luftmenge analog zum Simulationsmodell (Kapitel 5.1) ermittelt.

Das Luftverhältnis für den Rückdrehzyklus  $\lambda_{2\_rück}$  (Gl. 5.2-1) und das Luftverhältnis für den 1. Arbeitstakt (in Vorwärtsdrehrichtung) mit  $\lambda_{1\_vor}$  (Gl. 5.2-2) werden wie folgt bestimmt:

$$\lambda_{2\_rück} = \frac{m_{L\_2\_rück}}{m_{B\_2\_rück} \cdot L_{st}} \quad (\text{Gl. 5.2-1})$$

mit:	$\lambda_{2\_rück}$ $m_{L\_2\_rück}$ $m_{B\_2\_rück}$ $L_{st}$	Luftverhältnis Rückdrehzyklus Luftmasse im stillstehenden Kompressionszylinder eingespritzte Kraftstoffmasse stöchiometrischer Luftbedarf
------	---	--

$$\lambda_{1\_vor} = \frac{m_{L\_1\_vor}}{m_{B\_1\_vor} \cdot L_{st}} \quad (\text{Gl. 5.2-2})$$

mit:	$\lambda_{1\_vor}$ $m_{L\_1\_vor}$ $m_{B\_1\_vor}$ $L_{st}$	Luftverhältnis 1. Arbeitstakt (in Vorwärtsdrehrichtung) Luftmasse im stillstehenden Expansionszylinder eingespritzte Kraftstoffmasse stöchiometrischer Luftbedarf
------	--	--

Für den 2. Arbeitstakt ist die Bestimmung eines Luftverhältnisses schwierig, welches sich auf die im Zylinder verbleibende Frischluftmenge bezieht, da dazu die Luftmenge bekannt sein müßte, die bei der Rückdrehverbrennung bereits verbraucht worden ist. Diese Information kann aber von der eingesetzten Meßtechnik nicht bereitgestellt werden. Daher wird zur Beschreibung des Mischungszustands im 2. Arbeitstakt (Gl. 5.2-3) die hier eingespritzte Kraftstoffmenge mit der Kraftstoffmenge des Rückdrehtaktes addiert und auf die Luftmenge bei Motorstillstand bezogen. Es ergibt sich ein Luftverhältnis bezogen auf die gesamte Zylinderladung im 2. Expansionszylinder zum Zeitpunkt der Vorwärtseinspritzung ( $\lambda_{2\_ges}$ ). Dabei wird vorausgesetzt, daß im Umkehrpunkt der Motordrehrichtung, in dem das Einlaßventil im allgemeinen geöffnet ist, kein, bzw. ein nur vernachlässigbarer Ladungswechsel stattfindet. Diese Annahme liegt nahe, da die Zylinderladung des Rückdrehzylinders vor Öffnung des Einlaßventils vollkommen expandiert.

$$\lambda_{2\_ges} = \frac{m_{L\_2\_rück}}{(m_{B\_2\_rück} + m_{B\_2\_vor}) \cdot L_{st}} \quad (\text{Gl. 5.2-3})$$

mit:	$\lambda_{2\_ges}$	Gesamtluftverhältnis 1. Arbeitstakt „Expansionszylinder 2“ (Kraftstoff und Luft schon zum Teil umgesetzt)
	$m_{L\_2\_rück}$	Luftmasse im stillstehenden Kompressionszylinder
	$m_{B\_2\_rück}$	in Rückdrehtakt des „Expansionszylinders 2“ eingespritzte Kraftstoffmasse
	$m_{B\_2\_vor}$	in 1. Arbeitstakt des „Expansionszylinders 2“ eingespritzte Kraftstoffmasse
	$L_{st}$	stöchiometrischer Luftbedarf

Mit Hilfe der Einzelluftverhältnisse und mit Hilfe der zuvor definierten Arbeiten werden die Wirkungsgrade der Verbrennung bestimmt für die beiden ersten Verbrennungen des Direktstarts, den Rückdrehtarbeitsakt ( $\eta_{Verb\_2\_rück}$ ) und den 1. Arbeitstakt in Vorwärtsdrehrichtung ( $\eta_{Verb\_1\_vor}$ ). Dazu wird die geleistete Volumenänderungsarbeit auf die im Kraftstoff enthaltenen Energie bezogen.

$$\eta_{Verb\_i} = \frac{W_i}{m_{B\_i} \cdot H_U} \quad (\text{Gl. 5.2-4})$$

mit:	$\eta_{Verb\_i}$	Verbrennungswirkungsgrad( $\eta_{Verb\_2\_rück}, \eta_{Verb\_1\_vor}$ )
	$W_i$	Expansionsarbeit ( $W_{2\_rück\_exp}, W_{1\_vor\_exp}$ )
	$m_{B\_i}$	eingespritzte Kraftstoffmasse ( $m_{B\_2\_rück}, m_{B\_1\_vor}$ )
	$H_U$	spezifischer Heizwert

Ein weiterer Kennwert für die Direktstartqualität, der verwendet wird, ist der „Starterfolg“; das heißt, der prozentuale Anteil erfolgreicher Starts an der Anzahl der Gesamtversuche unter gleichen Randbedingungen. Dabei gilt ein Direktstart als erfolgreich, wenn der 2. OT überstrichen wird. Der Starterfolg ist dabei nicht als statistisch abgesicherte Größe zu verstehen, da dies die kleine Anzahl von Startversuchen (ca. 10- 20 Starts) pro Einstellung verbietet. Er ist jedoch ein grobes Indiz für die Robustheit des Direktstarts unter den jeweils vorgegebenen Bedingungen.

#### 5.2.4.1 Kompressionsdruckabsenkung durch Einspritzung in den 2. Expansionstakt - ohne Verbrennung

Die Umsetzung eines einfachen Direktstarts ist am Versuchsfahrzeug bei Kühlwassertemperaturen von 60°C oder mehr nicht möglich, da die zur Überwindung des 1. OT erforderliche Energie von der 1. Verbrennung in Vorwärtsrichtung nicht aufgebracht werden kann. Es wird daher im Rahmen der Fahrzeugversuche ausschließlich der erweiterte Direktstart betrachtet.

In Bild 5.2.4.1-1 ist exemplarisch das pV-Diagramm eines erfolgreichen erweiterten Direktstarts dargestellt. Die Luftverhältnisse für die Rückdrehverbrennung und die 1. Vorwärtsverbrennung sind bereits so optimiert, daß die aus den jeweiligen Verbrennungen gewonnene Arbeit maximal wird (Kapitel 5.2.4.3 und 5.2.4.5). In beiden Fällen wird ein fettes Gemisch ( $\lambda < 1$ ) eingestellt. Auf eine Einspritzung in den 2. Zyklus in Vorwärtsrichtung (Restgaszyklus) wird verzichtet. Wie im pV-Diagramm

für den 2. Expansionszylinder (Bild 5.2.4.1-1 unten) zu sehen, liegt der Expansionsdruckverlauf im Restgaszyklus leicht unterhalb des Kompressionsdruckverlaufs, was aufgrund der Brennraumleckage über die Kolbenringe auch zu erwarten ist. Der Arbeitsverlust im Restgaszyklus beträgt im betrachteten Beispiel 10 J.

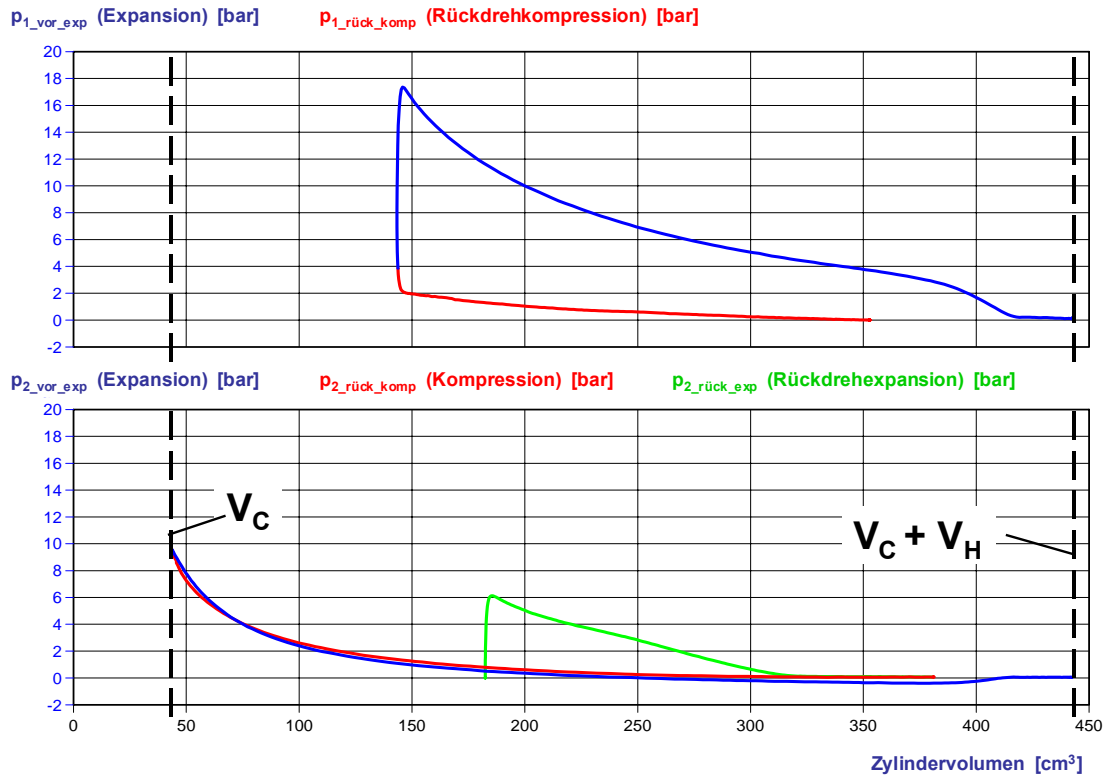


Bild 5.2.4.1-1: pV-Diagramm eines erweiterten Direktstarts: Keine Einspritzung in den 2. Expansionsstakt ( $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ,  $\lambda_{1\_vor} = 0,7$ ,  $\lambda_{2\_ges} = 0,7$ ), Arbeitsverlust  $W_{2\_ges} = -10 J$

Zur Optimierung des erweiterten Direktstarts lassen sich zum einen die Expansionsarbeiten der ersten beiden vorwärtsdrehenden Takte maximieren und zum anderen die Kompressionsarbeiten der ersten beiden Verdichtungen, die parallel zu den Expansionen ablaufen, minimieren. Eine Möglichkeit zur Reduzierung der Verdichtungsarbeit im Restgaszyklus ist die Einspritzung von Kraftstoff zu Beginn der Verdichtungsphase. Der Kraftstoff verdampft und entzieht dabei dem Brennraum Wärme. Die mit dem Wärmeentzug verbundene Temperaturabsenkung führt zu einer Druckabsenkung im Brennraum, so daß die erforderliche Verdichtungsarbeit reduziert wird. Durch diesen Effekt wird der 1. OT leichter erreicht. Die Drehzahl im 1. OT nimmt zu.

In Bild 5.2.4.1-2 ist das pV-Diagramm eines Direktstarts mit einer solchen Einspritzung in den Restgaszyklus dargestellt. Zusätzlich zu dem schon in den Rückdrehzyklus eingespritzten Kraftstoff ( $\lambda_{2\_rück} = 0,8$ ) wird während der Restgasverdichtung weiterer Kraftstoff eingespritzt ( $\lambda_{2\_ges} = 0,7$ ) dessen Verdunstungskälte zur Absenkung des Brennraumdrucks genutzt wird. Mit Ausnahme der geänderten Luftverhältnisse sind die Einstellungen der in Bild 5.2.4.1-1 und Bild 5.2.4.1-2 dargestellten Testreihen gleich, so daß die Druckverläufe miteinander vergleichbar sind. Durch die Einspritzung von Kraftstoff in die Restgaskompression, die einer Änderung des Luftverhältnisses um 0,1 entspricht, wird der Brennraumspitzendruck im OT der

Restgasverdichtung um 2 bar von 12 bar auf 10 bar abgesenkt. Es ergibt sich damit eine deutlich geringere Kompressionsarbeit, wodurch im 1. OT ein höheres Drehzahlniveau erreicht wird.

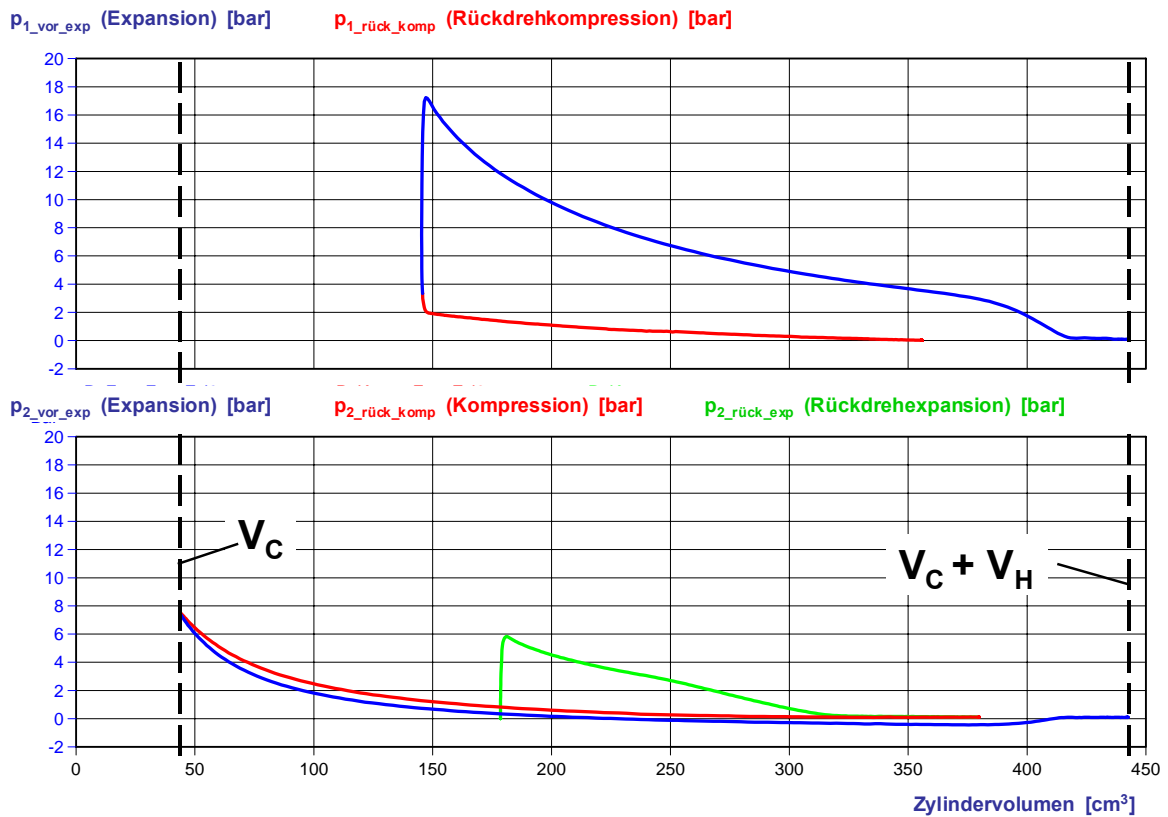


Bild 5.2.4.1-2: pV-Diagramm eines erweiterten Direktstarts: Kompressionsdruckabsenkung durch Einspritzung in den 2. Expansionstakt ( $\lambda_{2\_rück} = 0,8$ ,  $\lambda_{1\_vor} = 0,7$ ,  $\lambda_{2\_ges} = 0,7$ ), Arbeitsverlust  $W_{2\_ges} = -18 J$

Allerdings bleibt das niedrige Zylinderdruckniveau auch während der Expansion erhalten, so daß auch die Expansionsarbeit nach Einspritzung in die Restgaskompression geringer ausfällt, als ohne diese Einspritzung. In Summe ergibt sich so für den kompletten Restgaszyklus mit Einspritzung ein größerer Arbeitsverlust (-18 J) als ohne 2. Einspritzung (-10 J). Die verlorene Arbeit kann nicht mehr zur Überwindung der nächsten Kompression bis hin zum 2. OT genutzt werden, so daß die Drehzahl am 2. OT mit Einführung der 2. Einspritzung abnimmt. Da aber die Drehzahl am 2. OT und nicht am 1. OT für den Starterfolg und die Startqualität des erweiterten Direktstarts entscheidend ist, wird, bedingt durch die Zweiteinspritzung zur Brennraumdruckabsenkung, die Direktstartfähigkeit des untersuchten Motors verschlechtert. Eine zylinderdrucksenkende Einspritzung in den Restgaszyklus ohne anschließende Verbrennung wirkt sich somit, entgegen erster Annahmen, negativ auf die Direktstartfähigkeit aus.

### 5.2.4.2 Verbrennung im 2. Expansionsstakt

In Bild 5.2.4.2-1 ist das pV-Diagramm eines Direktstarts mit exakt den gleichen Einstellungen wie die des in Bild 5.2.4.1-1 gezeigten Startvorgangs dargestellt. Es erfolgt keine Einspritzung in den Restgaszyklus. Anstatt eines Arbeitsverlustes, wie in Bild 5.2.4.1-1 (-10 J), ist hier ein Arbeitsgewinn (+2 J) auszumachen. Der Expansionsdruckverlauf liegt zum Teil deutlich oberhalb des Kompressionsdruckverlaufs. Das heißt, der Restgaszyklus liefert einen positiven Arbeitsbeitrag.

Da ausschließlich Leckageeffekte und Wandwärmeeffekte aufgrund der vorliegenden Druck- und Temperaturgefälle für eine Absenkung des Expansionsdrucks gegenüber dem Kompressionsdruck sorgen können und der Effekt positiver Gesamtarbeit sowohl mit aktivierter als auch mit deaktivierter Zündung in gleicher Weise feststellbar ist, muß die frei werdende Energie aus Nachreaktionen des im Brennraum befindlichen Kraftstoff-Luft-Gemisches stammen. Weil zudem keine separate Einspritzung in den Restgaszyklus erfolgt, muß es sich dabei um noch nicht umgesetzten Kraftstoff aus der Rückdrehverbrennung handeln.

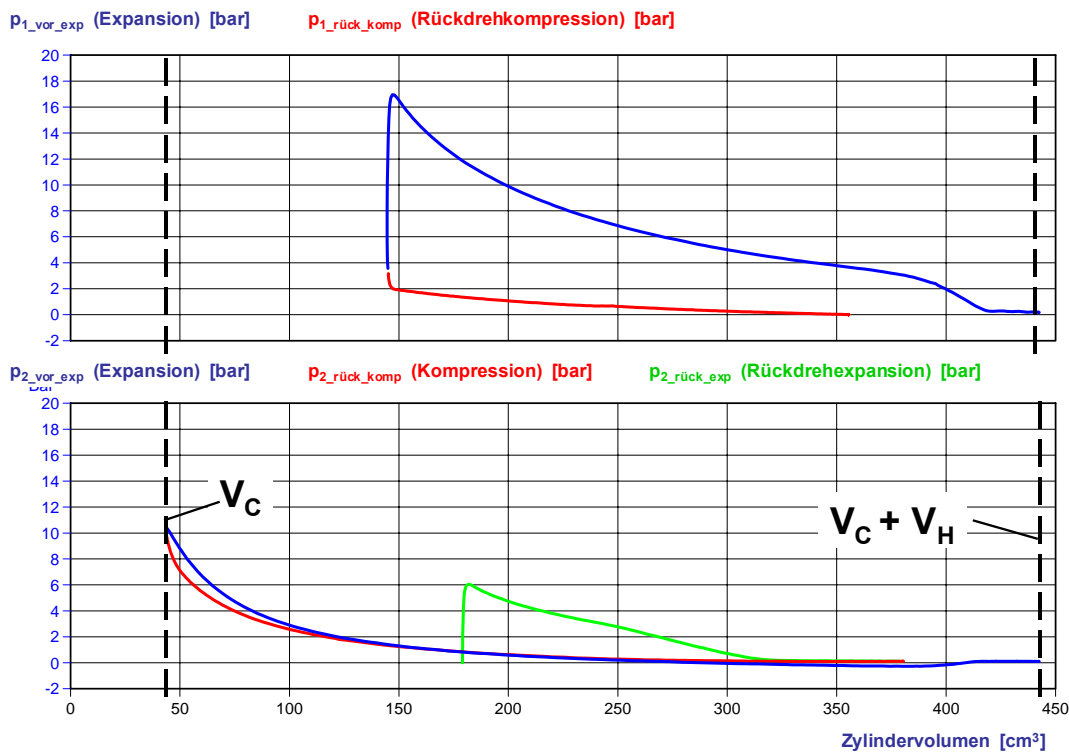


Bild 5.2.4.2-1: pV-Diagramm eines erweiterten Direktstarts: Keine Einspritzung ( $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ,  $\lambda_{1\_vor} = 0,7$ ,  $\lambda_{2\_ges} = 0,7$ ), Arbeitsgewinn  $W_{2\_ges} = +2 J$

Es ist durchaus vorstellbar, daß der für die Rückdrehverbrennung eingespritzte Kraftstoff aufgrund des geringen Brennraumdruckes (Umgebungsdruck) und der geringen Ladungsbewegung (nur durch die Einspritzung selbst induziert) bei Zündung sehr unvollständig verbrennt. Dabei verbleibt offenbar auch eine nicht zur Oxidation benutzte Restluftmenge im Zylinder. Während der Rückdrehexpansion scheinen die Umsatzreaktionen unterhalb einer gewissen Grenztemperatur zum Stillstand zu kommen und bei anschließender Verdichtung im Restgaszyklus oberhalb einer bestimmten Temperatur wieder in Gang gesetzt zu werden.



Tritt dieser Effekt auf, liefert er einen positiven Beitrag zur Qualität des Direktstarts. Mit großen Einspritzmengen zur Druckabsenkung in den Restgaszyklus ( $\lambda_{2\_ges} = 0,4$ ) ist dieser Effekt nicht auszumachen. Offenbar nimmt die Intensität der Nachreaktionen mit weiterer Anfettung des Gemisches ab.

Gelingt es, den Motor mager zurückzudrehen und damit dem Restgaszyklus eine größere Luftmenge zur Verbrennung zur Verfügung zu stellen, ist am untersuchten Motor eine Einspritzung von Kraftstoff in den Restgaszyklus mit anschließender Verbrennung möglich. Bild 5.2.4.2-2 zeigt das pV-Diagramm eines erweiterten Direktstarts mit erfolgreicher Verbrennung im Restgaszyklus. Die Rückdrehung erfolgt mager mit  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ . Im Restgaszyklus wird bis auf  $\lambda_{2\_ges} = 0,7$  nachgespritzt. Die Verbrennung im Restgaszyklus liefert im betrachteten Beispiel einen Arbeitsbeitrag von 39 J.

Bild 5.2.4.2-3 zeigt den Zeitverlauf des Direktstartvorgangs, der auch im pV-Diagramm in Bild 5.2.4.2-2 dargestellt ist. Der steile Druckgradient, der typisch für den Beginn der Verbrennung ist, erfolgt bereits bevor der erste Zündfunke abgesetzt wird. Somit handelt es sich bei der Verbrennung im Restgaszyklus offensichtlich um eine selbstgezündete Verbrennung. Die Selbstzündung erfolgt offensichtlich während der Verdichtung aufgrund der hohen Temperaturen im Restgas [142].

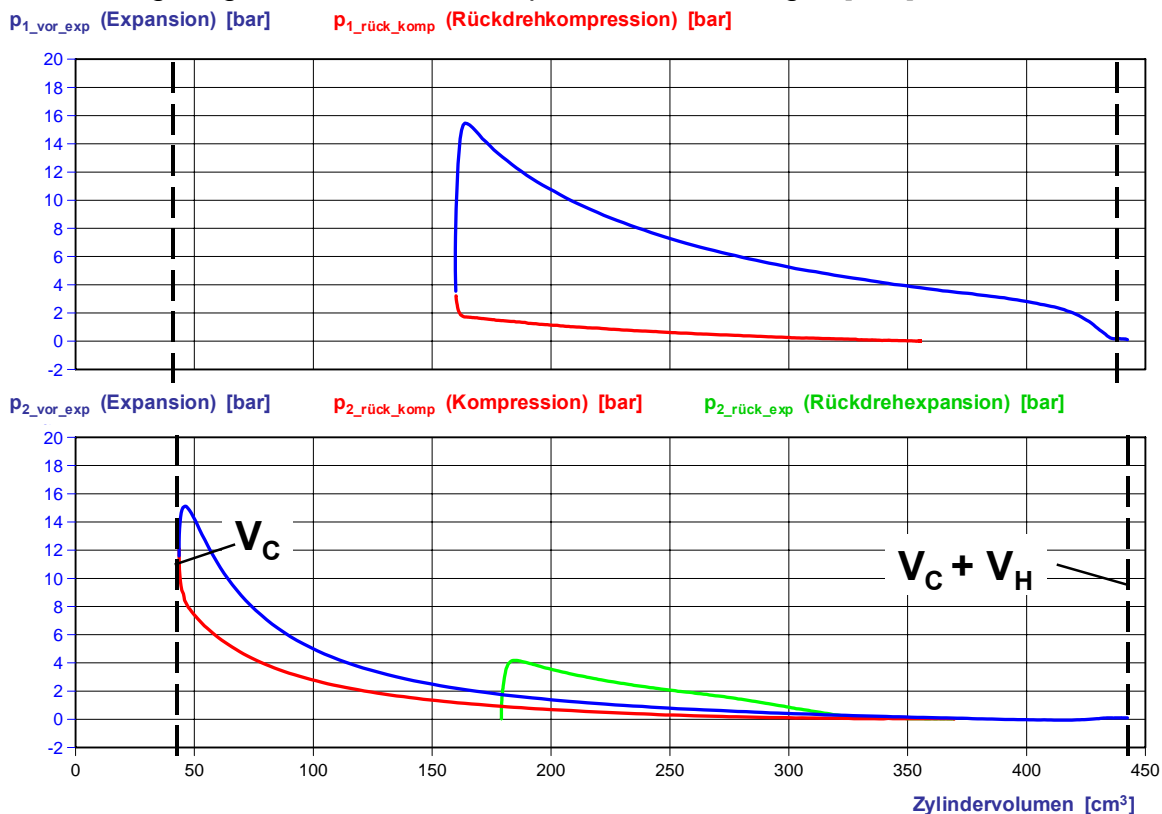


Bild 5.2.4.2-2: pV-Diagramm eines erweiterten Direktstarts: Magere Rückdrehverbrennung, Verbrennung im 2. Expansionstakt ( $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ ,  $\lambda_{1\_vor} = 0,7$ ,  $\lambda_{2\_ges} = 0,7$ ), Arbeitsgewinn  $W_{2\_ges} = +39 J$

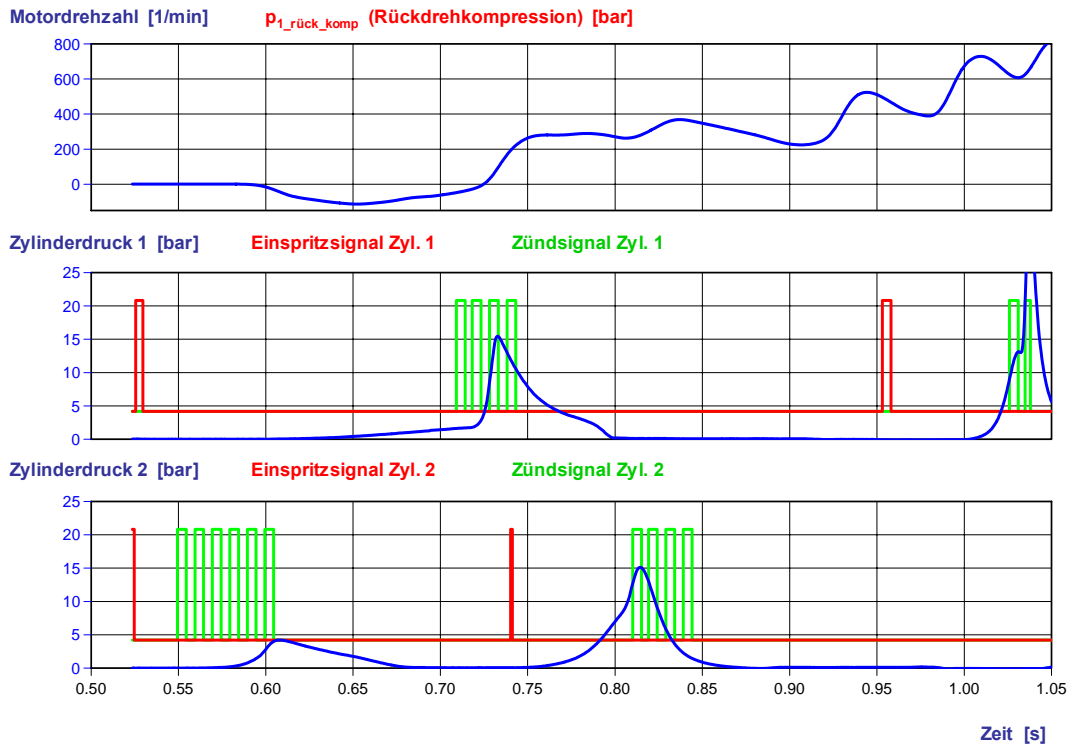


Bild 5.2.4.2-3: Zeitdarstellung eines erweiterten Direktstarts mit magerer Rückdrehverbrennung und erfolgreicher Verbrennung durch Selbstzündung im 2. Expansionstakt

### 5.2.4.3 Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung

Zur Optimierung der Rückdrehverbrennung wird das Kraftstoff-Luft-Verhältnis der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) variiert. Dabei wird das Kraftstoff-Luft-Verhältnis der 1. Vorwärtsexpansion konstant auf seinem Optimum (Kapitel 5.2.4.5) gehalten ( $\lambda_{1\_vor} = 0,7$ ). Vom mageren Bereich bis zum fetten Bereich mit  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$  wird im Restgaszyklus exakt soviel Kraftstoff eingespritzt und versucht zu entflammen, wie erforderlich ist, um ein konstantes Gesamtluftverhältnis von  $\lambda_{2\_ges} = 0,7$  zu erreichen. Das heißt, für sehr magere Rückdrehverbrennungen wird relativ viel Kraftstoff nachgespritzt und für  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$  wird kein Kraftstoff mehr in den Restgaszyklus gespritzt. Das Gesamtluftverhältnis von  $\lambda_{2\_ges} = 0,7$  wird gewählt, da es sich für die Zündwilligkeit und Arbeitsausbeute sowohl der Rückdrehverbrennung als auch der 1. Vorwärtsverbrennung als Optimum erweist. Für sehr fette Rückdrehluftverhältnisse  $\lambda_{2\_rück} < 0,7$  wird kein Kraftstoff mehr in den Restgaszyklus nachgespritzt. Das Gesamtluftverhältnis des Restgaszyklus bleibt nicht mehr konstant, sondern ändert sich in gleicher Weise wie das Rückdrehluftverhältnis. Für  $\lambda_{2\_rück} \leq 0,7$  gilt  $\lambda_{2\_ges} = \lambda_{2\_rück}$ .

In Bild 5.2.4.3-1 ist exemplarisch dargestellt der Einfluß des Rückdrehluftverhältnisses ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf den maximalen Zylinderdruck während der Rückdrehverbrennung ( $p_{2\_max\_rück}$ ) für eine Einstellung (Startwinkel = 116°KW n. OT,  $t_{mot} = 60^\circ\text{C}$ , Kraftstoffdruck = 10 MPa). Jeder Punkt in dem Bild steht für einen Startvorgang. Der Darstellung liegen jeweils 12 Starts pro eingestelltem Luftverhältnis zu Grunde. Für nicht erfolgreiche Starts wird der Maximaldruck zu Null gesetzt.

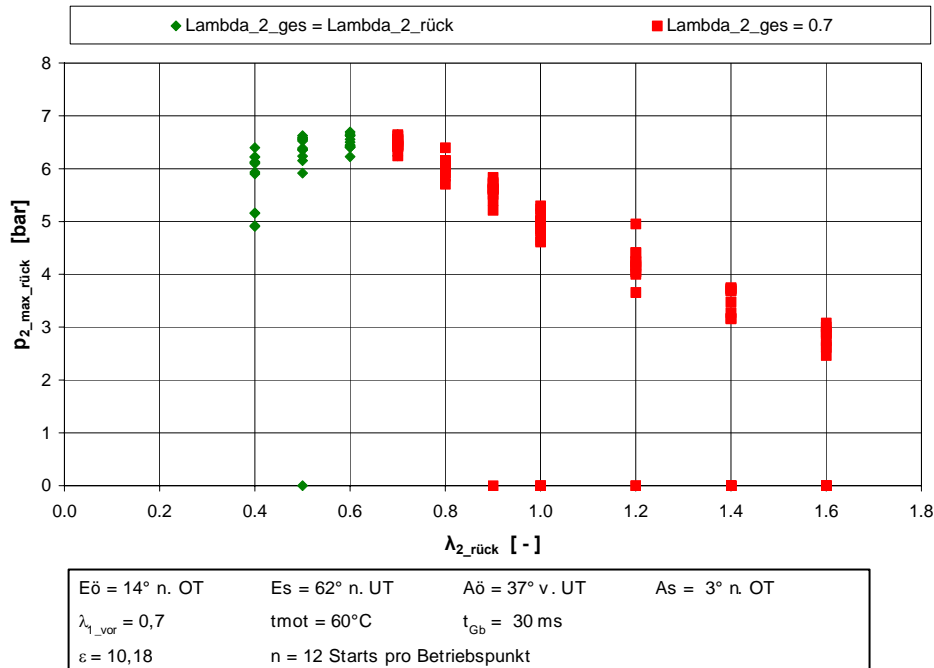


Bild 5.2.4.3-1: Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf den maximalen Zylinderdruck während der Rückdrehverbrennung ( $p_{2\_max\_rück}$ )

Der maximale Zylinderdruck von etwa 6,5 bar wird im Bereich  $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 0,7$  erreicht. Insbesondere für magere Luftverhältnisse nimmt der erreichbare Maximaldruck deutlich ab. Für  $\lambda_{2\_rück} = 1$  beträgt er etwa 5 bar, für  $\lambda_{2\_rück} = 1,4$  nur noch ca. 3,5 bar.

Bild 5.2.4.1-2 zeigt die Anzahl erfolgreicher Startvorgänge und erfolgreicher Rückdrehvorgänge bezogen auf die Gesamtzahl von Starts pro Luftverhältnis ( $n = 12$ ). 100 % Starterfolg wird für Luftverhältnisse  $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 0,8$  und  $\lambda_{2\_rück} = 0,4$  erzielt. Der unstetige Verlauf bei  $\lambda_{2\_rück} = 0,5$  ist aber höchstwahrscheinlich auf die geringe Anzahl von Starts pro Luftverhältnis zurückzuführen, die eine abgesicherte statistische Aussage nicht zulassen. Daher kann davon ausgegangen werden, daß der einzige Bereich, in dem näherungsweise 100 % Startwahrscheinlichkeit erreicht werden könnte, in den Grenzen von  $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 0,8$  zu finden ist.

Da die Kurven von „Starterfolg“ und „Rückdreherfolg“ im Bereich  $\lambda_{2\_rück} = 0,4 \dots 1,2$  aufeinander liegen, kann davon ausgegangen werden, daß hier der Grund für sämtliche erfolglose Startversuche eine fehlgeschlagene Entflammung im Rückdrehzylinder ist. Wie sich während der Versuche zeigt, führt eine erfolgreiche Entflammung des Gemisches im Startzylinder eigentlich immer zu einer Rückdrehbewegung. Da im besagten Lambda-Bereich bei sämtlichen erfolglosen Starts keine Rückdrehbewegung detektiert wird, ist höchstwahrscheinlich bei all diesen Startvorgängen die Entflammung trotz mehrfacher Zündung fehlgeschlagen.

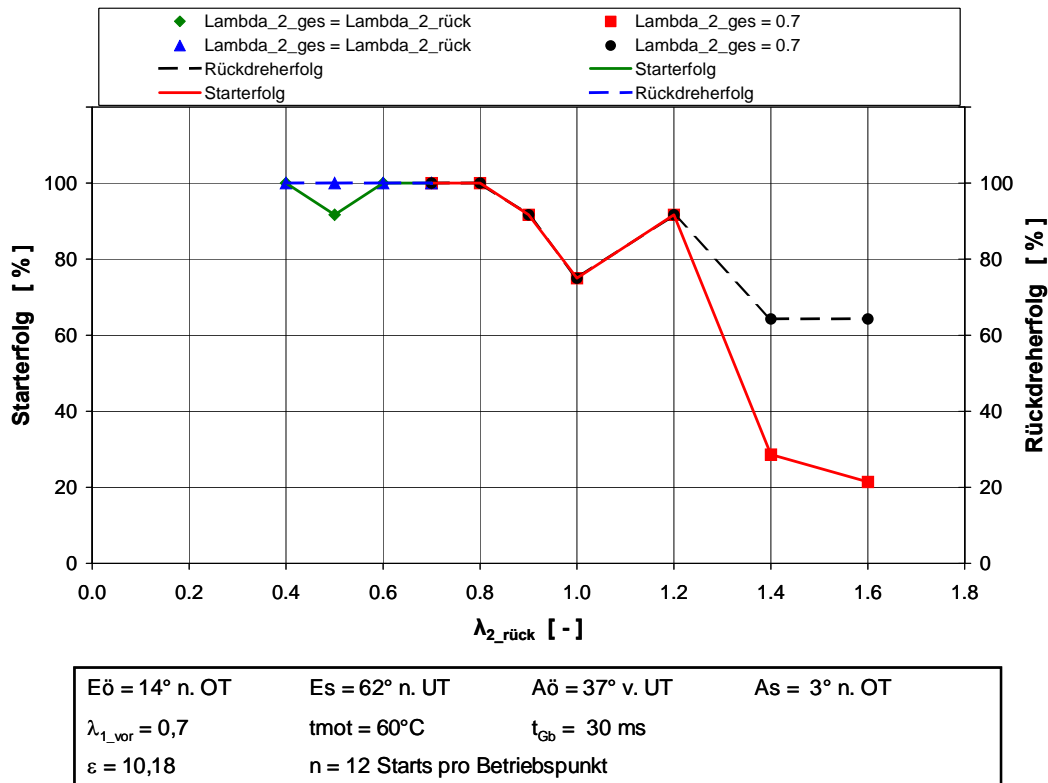


Bild 5.2.4.3-2: Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf den Starterfolg und den Rückdreherfolg

Im Bereich  $\lambda_{2\_rück} > 1,2$  ist die Anzahl der erfolgreich eingeleiteten Rückdrehbewegungen deutlich größer als die der erfolgreichen Starts. Bei den Startversuchen, bei denen die Rückdrehung erfolgreich ist, der Start als solcher aber nicht, reicht die im 1. und 2. Expansionszyklus geleistete Gesamtarbeit nicht aus, um den 2. OT zu überwinden. Der Start scheitert in diesem Fall am unzureichenden Energieeintrag aus der Verbrennung und nicht an der Entflammbarkeit.

In Bild 5.2.4.2-3 ist die bei der Rückdrehverbrennung geleistete Arbeit ( $W_{2\_rück\_exp}$ ) dargestellt und der sich daraus ergebende Rückdrehwinkel (Kurbelwinkel, um den zurückgedreht wird). Im Bereich maximaler Energieausbeute ( $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 0,8$ ) beträgt die geleistete Arbeit etwa 42 – 46 J. Hier wird als Konsequenz der maximalen Arbeit auch der Rückdrehwinkel maximal. Er beträgt dort etwa 66°-70°KW.

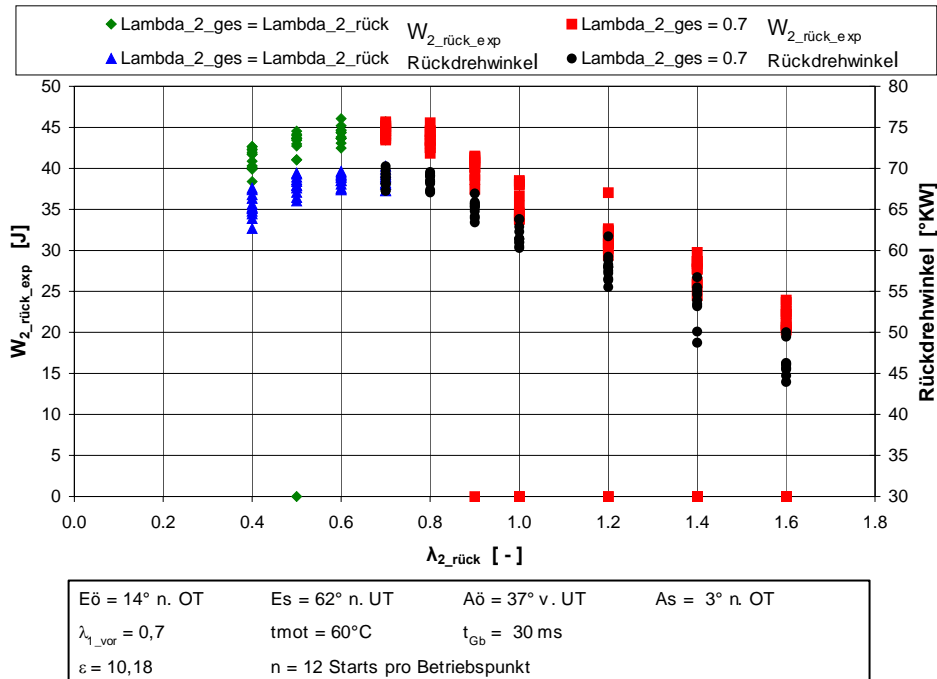


Bild 5.2.4.3-3: Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf die während der Rückdrehverbrennung geleistete Arbeit ( $W_{2\_rück\_exp}$ ) und den Rückdrehwinkel

In Bild 5.2.4.3-4 ist die Bruttoarbeit des Restgaszyklus ( $W_{2\_ges}$ ) als Funktion des Rückdrehverbrennungsluftverhältnisses ( $\lambda_{2\_rück}$ ) dargestellt. Die Bruttoarbeit stellt die Summe aus geleisteter Kompressions- und Expansionsarbeit des Restgaszyklus dar. Ist diese Arbeit positiv, so leistet der Restgaszyklus einen Beitrag zur Motorbeschleunigung, ist sie negativ, so führt der Restgaszyklus zu einem Energieverlust, was sich negativ auf das Direktstartverhalten auswirkt. Arbeitsverluste können durch Brennraumleckage, Wandwärmeverluste und die Verdunstungskälte verdampfenden Kraftstoffs entstehen. Positive Arbeitbeiträge können nur aus der exothermen Reaktion des im Zylinder befindlichen Kraftstoff-Luft-Gemisches stammen.

Bei Eintrag eines fetten Gemisches in den Brennraum bereits zur Rückdrehung ( $\lambda_{2\_rück} \leq 0,8$ ) ist offenbar keine positive Arbeitsleistung des Restgaszyklus zu erwarten. Mit magerer werdendem Gemisch kommt es zum Teil zu positiven Arbeitsbeiträgen aus dem Restgaszyklus. Nur für einen Bereich von  $\lambda_{2\_rück} = 1,0 \dots 1,2$  scheint die 2. Verbrennung zuverlässig zu funktionieren, da dort kein einziger negativer Arbeitseintrag zu verzeichnen ist. Die nicht erfolgreichen Starts sind auf Entflammungsschwierigkeiten bei der Rückdrehverbrennung zurückzuführen. Wenn die initiale Zündung aber erfolgreich ist, funktioniert in diesem Bereich die 2. Verbrennung im Restgaszyklus in allen untersuchten Fällen. Für  $\lambda_{2\_rück} = 0,9$  und  $\lambda_{2\_rück} > 1,2$  funktioniert die 2. Verbrennung zwar teilweise, aber offensichtlich nicht zuverlässig.

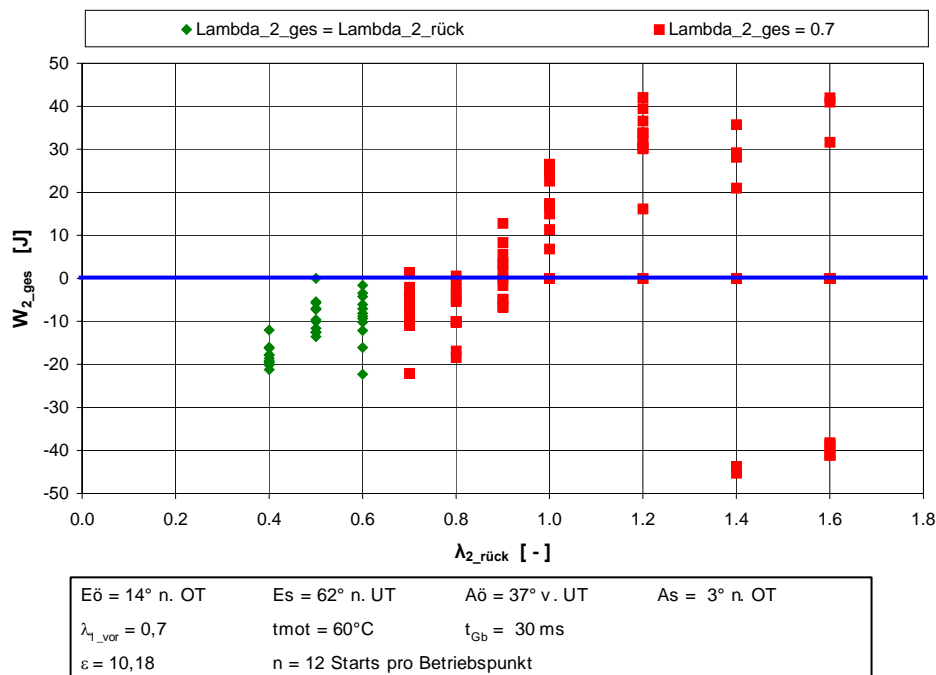


Bild 5.2.4.3-4: Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf die Bruttoarbeit des Restgaszyklus ( $W_{2\_ges}$ )

Es bleibt also festzuhalten, daß es offensichtlich einen Bereich  $\lambda_{2\_rück} = 1,0 \dots 1,2$  gibt, in dem die 2. Verbrennung im Restgaszyklus zuverlässig funktioniert. Allerdings ist mit diesen relativ mageren Luftverhältnissen die Entflammbarkeit der initialen Rückdrehverbrennung eingeschränkt. Der Bereich des Luftverhältnisses, in dem die Entflammung der Rückdrehverbrennung relativ sicher funktioniert, ist wesentlich fetter ( $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 0,8$ ). Beide Bereiche überschneiden sich nicht. Daher muß zur sicheren Nutzung der 2. Verbrennung erst die Entflammungszuverlässigkeit der Rückdrehverbrennung auch bei mageren Kraftstoff-Luft-Gemischen gegeben sein.

Zudem stellt sich die Frage, inwieweit die 2. Verbrennung im Restgaszyklus überhaupt dazu geeignet ist, das Direktstartverhalten zu verbessern. Ein erstes Indiz für das Potential sollte die Summe der Expansionsarbeiten sein, die vor dem 2. OT geleistet werden. Die Summe der Expansionsarbeiten des 1. und 2. Arbeitstaktes ( $W_{12\_vor\_exp}$ ) sind für die betrachteten Betriebspunkte zusammen mit der Arbeit, die allein im 1. Arbeitstakt geleistet wird ( $W_{1\_vor\_exp}$ ), in Bild 5.2.4.3-5 dargestellt. Eine Erhöhung der in den ersten beiden Takten geleisteten Arbeit durch die 2. Verbrennung ist über den gesamten Lambda-Bereich nicht festzustellen. Allerdings ist der Bereich fast konstanter Arbeitsleistung (ca. 240 – 270 J) weit ausgedehnt ( $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 1,2$ ). Die verbesserte Gleichmäßigkeit des Arbeitseintrags unter Zuhilfenahme der 2. Verbrennung (Aufteilung der Energiezufuhr auf 2 statt auf eine Expansion) könnte allerdings energetische Vorteile für den Direktstart mit 2. Verbrennung im Restgaszyklus ausmachen (Reibungsvorteile).

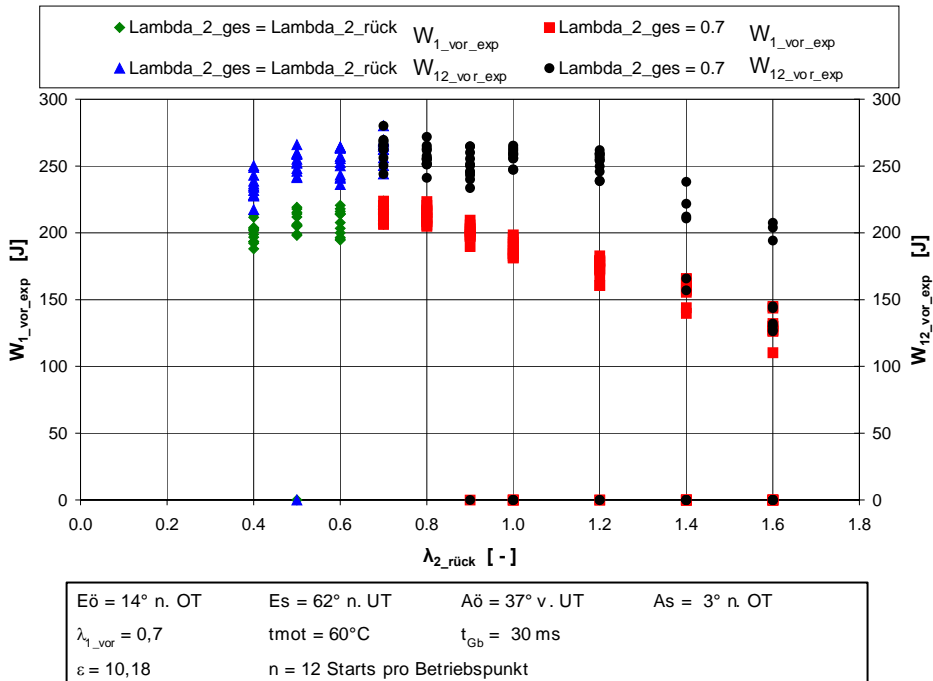


Bild 5.2.4.3-5: Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf die Arbeit des 1. Expansionszyklus ( $W_{1\_vor\_exp}$ ) und die Summenarbeit der 1. und 2. Expansion ( $W_{12\_vor\_exp}$ )

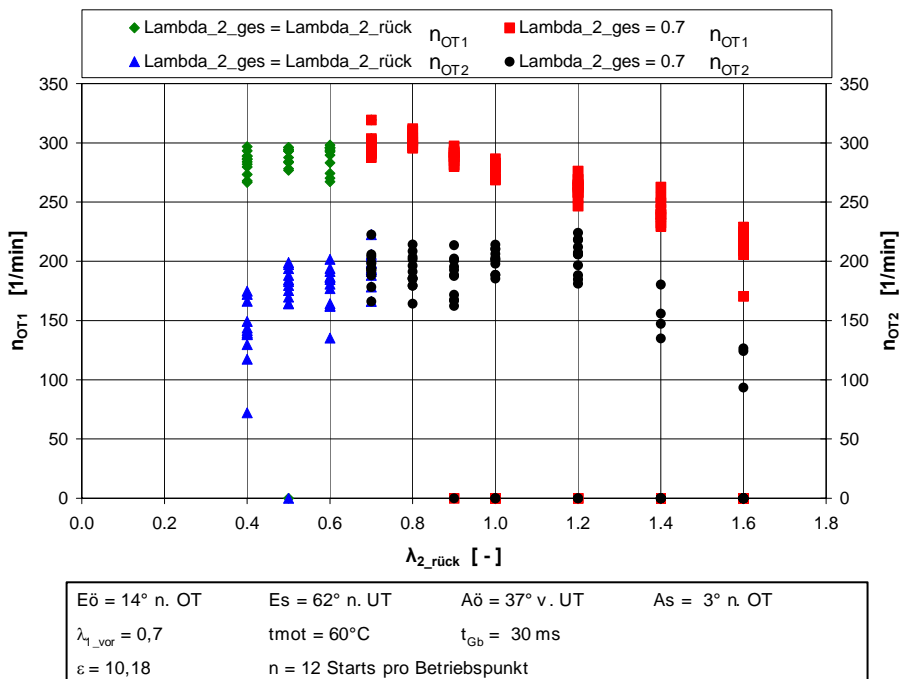


Bild 5.2.4.3-6: Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf die OT-Drehzahlen ( $n_{OT1}$ ,  $n_{OT2}$ )

Mit erfolgreicher 2. Verbrennung wird der Drehzahlverlauf während des Starts gleichmäßiger. Dieser Zusammenhang kann Bild 5.2.4.3-6 entnommen werden. Dort ist der Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf die OT-

Drehzahlen ( $n_{OT\ 1}$ ,  $n_{OT\ 2}$ ) dargestellt. Während mit wachsendem Luftverhältnis die Drehzahl im 1. OT sinkt, steigt sie im 2. OT mit erfolgreicher 2. Verbrennung tendenziell an. Die Direktstartqualität ist somit bei magerem Zurückdrehen in Kombination mit der 2. Verbrennung im Restgaszyklus besser als ohne die 2. Verbrennung bei gleichzeitigem Zurückdrehen mit fettem Kraftstoff-Luft-Gemisch. Allerdings ist bei fettem Zurückdrehen die bessere Entflammungssicherheit gegeben. Diese ist für mageres Zurückdrehen noch verbesserungsbedürftig.

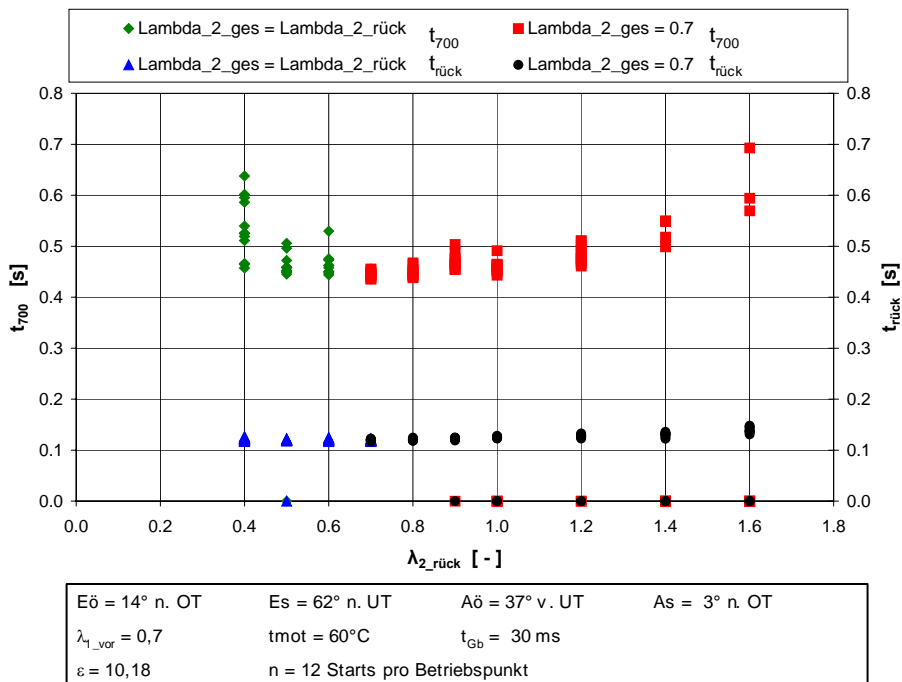


Bild 5.2.4.3-7: Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf die Startzeit ( $t_{700}$ ) und die Rückdrehzeit ( $t_{rück}$ )

Bild 5.2.4.3-7 zeigt den Einfluß des Luftverhältnisses der Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf die Startzeit ( $t_{700}$ ) und die Rückdrehzeit ( $t_{rück}$ ). Die Rückdrehzeit beträgt relativ konstant etwa 0,12 s und nimmt zu sehr mageren Luftverhältnissen hin leicht zu (etwa 0,14 s bei  $\lambda_{2\_rück} = 1,6$ ). Die Startzeit ist minimal im Bereich  $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 1,2$  und beträgt dort etwa 0,45.....0,5 s.

In Bild 5.2.4.3-8 sind die Verbrennungswirkungsgrade für die Rückdrehverbrennung und die 1. Vorwärtsexpansion in Abhängigkeit vom Rückdrehluftverhältnis ( $\lambda_{2\_rück}$ ) dargestellt. Aufgrund der größeren eingespritzten Kraftstoffmassen nimmt der Wirkungsgrad der Rückdrehverbrennung mit fetter werdendem Gemisch ab, so daß er im Bereich  $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 0,8$  nicht optimal ist. Dort wird allerdings absolut die meiste Energie umgesetzt, so daß der maximale Rückdrehwinkel und damit die maximale Vorkompression im 1. Expansionszylinder erreicht wird. Mit der maximalem Kompression wird der Wirkungsgrad des 1. Expansionszyklus genau in diesem Lambda-Bereich ( $\lambda_{2\_rück} = 0,6 \dots 0,8$ ) optimal.



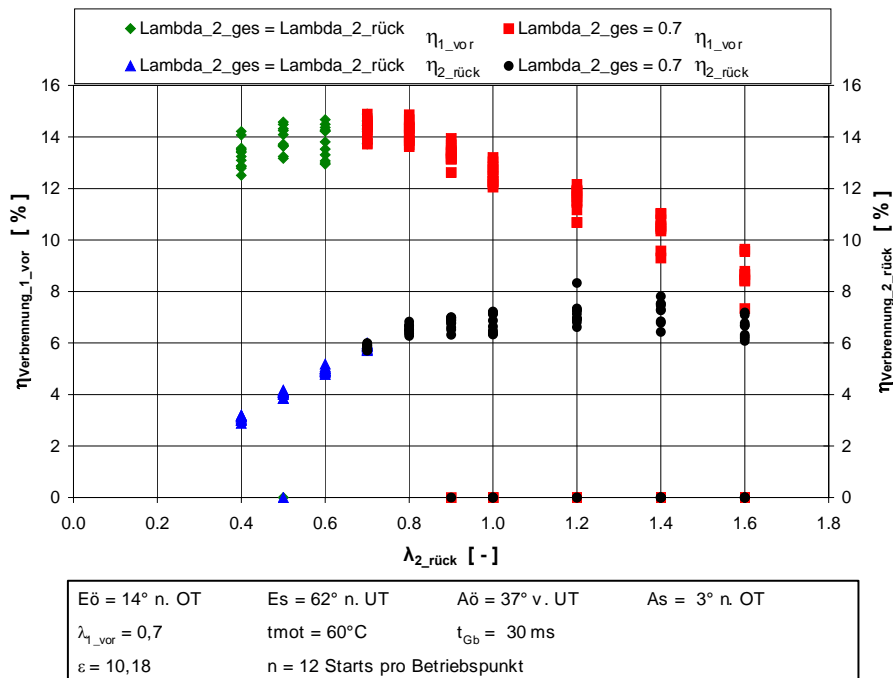
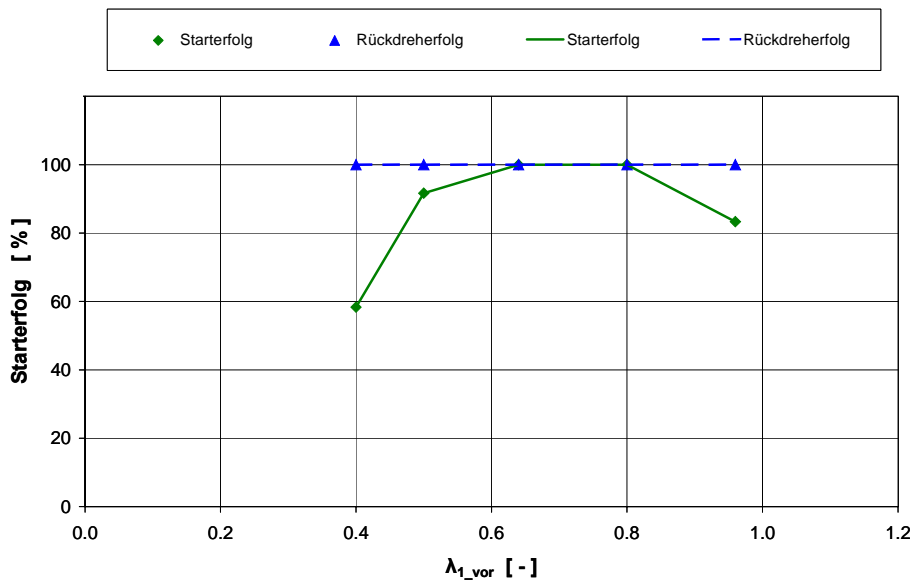


Bild 5.2.4.3-8: Einfluß des Rückdrehlungsverhältnisses ( $\lambda_{2\_rück}$ ) auf die Verbrennungswirkungsgrade der Rückdrehung und der 1. Vorwärtsexpansion ( $\eta_{Verb\_2\_rück}$ ,  $\eta_{Verb\_1\_vor}$ )

#### 5.2.4.4 Einfluß des Luftverhältnisses der 1. Vorwärtsverbrennung

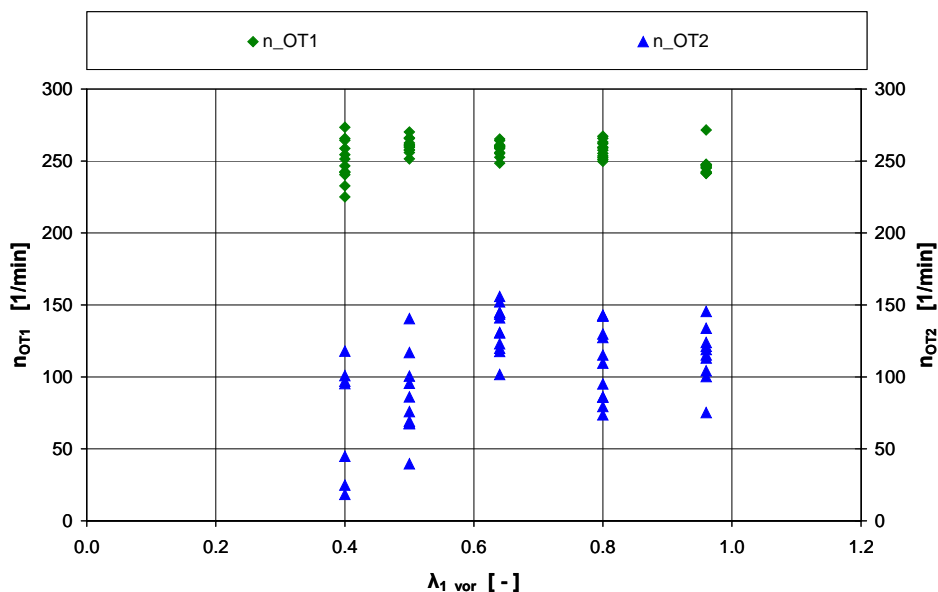
Zur Evaluierung des Einflusses des Luftverhältnisses der 1. Verbrennung in Vorwärtsrichtung ( $\lambda_{I\_vor}$ ) auf das Direktstartverhalten wird  $\lambda_{I\_vor}$  bei sonst konstanten Bedingungen in Stufen variiert. In Bild 5.2.4.4-1 ist der Einfluß von  $\lambda_{I\_vor}$  auf den Starterfolg und den Rückdreherfolg dargestellt. Das Rückdrehlungsverhältnis beträgt konstant  $\lambda_{2\_rück} = 0,64$ . Der Rückdreherfolg bleibt bei allen Messungen ( $n = 12$  Messungen pro Luftverhältnisvariante) konstant bei 100 %. Demnach kommt es bei keiner einzigen der 60 Messungen zu Entflammungsschwierigkeiten bei der Rückdrehverbrennung. Der Starterfolg hingegen fällt unterhalb von  $\lambda_{I\_vor} = 0,64$  und oberhalb von  $\lambda_{I\_vor} = 0,8$  deutlich unter 100 % ab. In Bezug auf den Starterfolg liegt daher das Optimum für das Luftverhältnis der 1. Verbrennung in Vorwärtsrichtung bei etwa  $\lambda_{I\_vor} = 0,7$ .

Bild 5.2.4.4-2 zeigt den Einfluß von  $\lambda_{I\_vor}$  auf die OT-Drehzahlen im 1. und 2. OT. Während sich die maximal erreichten Drehzahlen im 1. OT nahezu unabhängig von  $\lambda_{I\_vor}$  zeigen, wird der Drehzahlstreibereich zu mageren und fetteren Gemischen hin größer ( $50\text{ min}^{-1}$  anstatt  $25\text{ min}^{-1}$ ). Diese am 1. OT noch kaum wahrnehmbare Drehzahlstreuung macht sich im 2. OT massiv bemerkbar. Die Drehzahlunterschiede hier sind wesentlich größer. Während der Streubereich bei  $\lambda_{I\_vor} = 0,64$  etwa  $100 - 160\text{ min}^{-1}$  beträgt, liegen die Drehzahlen am 2. OT bei  $\lambda_{I\_vor} = 0,4$  in einem Bereich von  $20 - 120\text{ min}^{-1}$ . Der Abstand der geringeren Drehzahlen zur Drehzahl Null (die einen nicht erfolgreichen Start darstellt) ist wesentlich kleiner als die Größe des Streubereiches selbst. Der Startvorgang ist daher nicht robust bei wesentlich mageren und fetteren Gemischen als  $\lambda_{I\_vor} = 0,7$ .



$E\ddot{o} = 14^\circ$ n. OT	$E_s = 74^\circ$ n. UT	$A\ddot{o} = 57^\circ$ v. UT	$A_s = 3^\circ$ n. OT
$\lambda_{2\_rück} = 0,64$	$t_{mot} = 60^\circ\text{C}$	$t_{Gb} = 100$ ms	$\varepsilon = 10,18$
Startwinkel = $116^\circ$ KW n. OT		n = 12 Starts pro Betriebspunkt	

Bild 5.2.4.4-1: Einfluß des Luftverhältnisses der 1. Vorwärtsverbrennung ( $\lambda_{1\_vor}$ ) auf Starterfolg und Rückdreherfolg



$E\ddot{o} = 14^\circ$ n. OT	$E_s = 74^\circ$ n. UT	$A\ddot{o} = 57^\circ$ v. UT	$A_s = 3^\circ$ n. OT
$\lambda_{2\_rück} = 0,64$	$t_{mot} = 60^\circ\text{C}$	$t_{Gb} = 100$ ms	$\varepsilon = 10,18$
Startwinkel = $116^\circ$ KW n. OT		n = 12 Starts pro Betriebspunkt	

Bild 5.2.4.4-2: Einfluß des Luftverhältnisses der 1. Vorwärtsverbrennung ( $\lambda_{1\_vor}$ ) auf die OT-Drehzahlen ( $n_{OT1}$ ,  $n_{OT2}$ )

In Bild 5.2.4.4-3 ist die im 1. Expansionszyklus geleistete Arbeit ( $W_{I\_vor\_exp}$ ) über dem Luftverhältnis der 1. Vorwärtsverbrennung ( $\lambda_{1\_vor}$ ) dargestellt. Auch hier ist im Bereich um  $\lambda_{1\_vor} = 0,7$  ein Maximum zu erkennen. Dieses Maximum ist zwar nicht ausgeprägt, aber offensichtlich entscheidend für den Direktstarterfolg. Fällt die Arbeit für

die vorliegende Motorkonfiguration und die gewählten Einstellparameter deutlich unter 160 J, dann funktioniert der Direktstartvorgang nicht mehr robust.

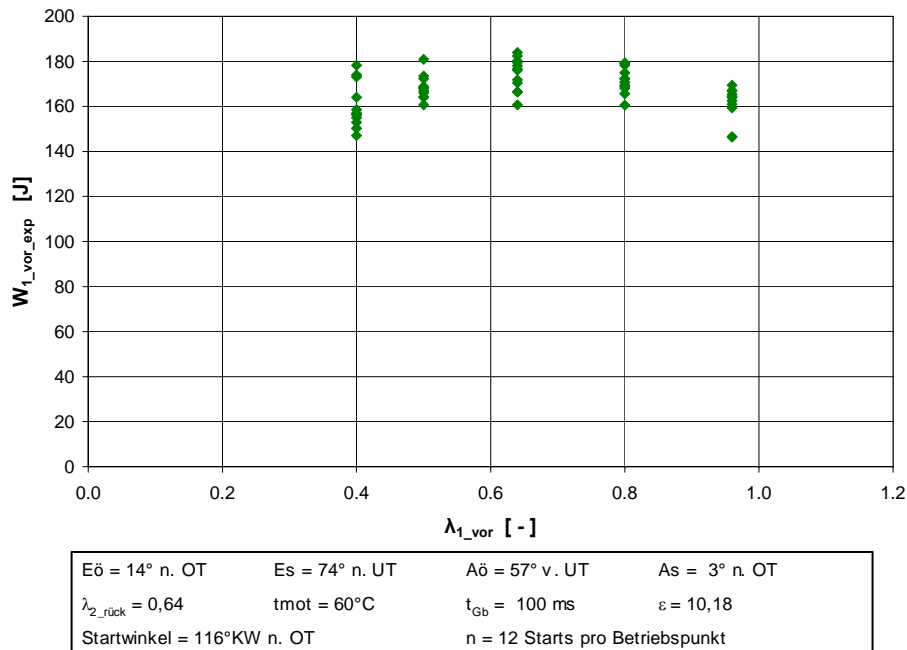


Bild 5.2.4.4-3: Einfluß des Luftverhältnisses der 1. Vorwärtsverbrennung ( $\lambda_{1\_vor}$ ) auf die Arbeit des 1. Expansionszyklus ( $W_{1\_vor\_exp}$ )

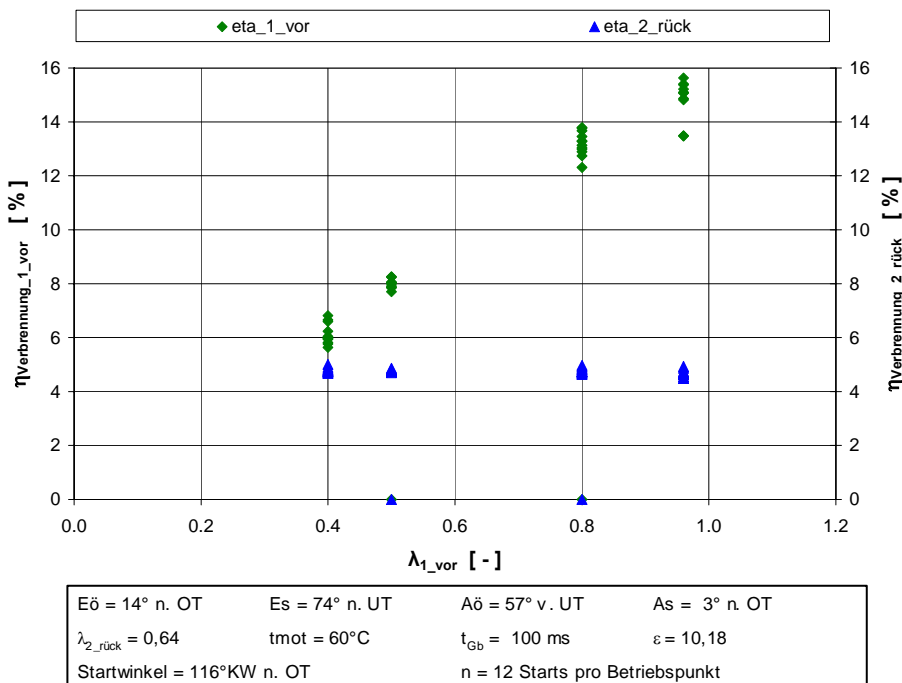


Bild 5.2.4.4-4: Einfluß des Luftverhältnisses der 1. Vorwärtsverbrennung ( $\lambda_{1\_vor}$ ) auf die Verbrennungswirkungsgrade der Rückdrehung und der 1. Vorwärtsexpansion ( $\eta_{Verb\_2\_rück}$ ,  $\eta_{Verb\_1\_vor}$ )

Die Verbrennungswirkungsgrade der Rückdrehung und der 1. Vorwärtsexpansion ( $\eta_{Verb\_2\_rück}$ ,  $\eta_{Verb\_1\_vor}$ ) können Bild 5.2.4.4-4 entnommen werden. Während der Wirkungsgrad der Rückdrehverbrennung erwartungsgemäß konstant bleibt, nimmt der Wirkungsgrad der 1. Vorwärtsverbrennung zu mageren Luftverhältnissen hin deutlich zu; das heißt, der eingesetzte Kraftstoff wird wesentlich besser genutzt. Allerdings ist das absolute Energieniveau geringer, so daß der Direktstart trotz besseren Wirkungsgrades bei „magerer“ Verbrennung schlechter funktioniert.

#### **5.2.4.5 Einfluß der Gemischbildungszeit**

Die Rückdrehverbrennung beim erweiterten Direktstart unterscheidet sich grundsätzlich von den normalerweise im Vollast- oder Teillastbetrieb auftretenden Verbrennungen. Die Zündung erfolgt auf Umgebungsdruckniveau bei weitgehend unbewegter Ladung, die lediglich durch den Impuls des Einspritzstrahls selbst in Bewegung versetzt wird. Bedingt durch die ungünstigen Entflammungsbedingungen sind eine schlechte Gemischbildung und ein niedriger Verbrennungswirkungsgrad bei der Rückdrehverbrennung zu erwarten. Da sich allerdings der Motor zum Zeitpunkt der Zündung nicht bewegt, ist die Gemischbildungszeit unabhängig von der Kolbenbewegung. Im Vergleich zur üblichen ottomotorischen Verbrennung kann daher die Gemischbildungszeit in fast beliebigen Grenzen variiert werden, was unter anderem auch die Einstellung sehr langer Gemischbildungszeiten ermöglicht.

Der Einfluß der Gemischbildungszeit ( $t_{Gb}$ ) auf die Rückdrehverbrennung ist im Bereich von  $t_{Gb} = -1 \text{ ms}$  bis  $t_{Gb} = 300 \text{ ms}$  für ein fettes Kraftstoff-Luft-Verhältnis, welches sich für die Rückdrehverbrennung als optimal erwiesen hat (Kapitel 5.2.4.3), in den folgenden Bildern (Bild 5.2.4.5-1 bis Bild 5.2.4.5-5) dargestellt. Die negative Gemischbildungszeit von  $t_{Gb} = -1 \text{ ms}$  bedeutet dabei, daß die erste Zündung (Entladezeitpunkt der Zündspule)  $1 \text{ ms}$  vor dem Einspritzende erfolgt.

Bild 5.2.4.5-1 zeigt den Starterfolg (Anzahl der erfolgreichen Starts von insgesamt jeweils 12 Starts mit identischen Einstellungen) in Abhängigkeit von der Gemischbildungszeit für Kühlmitteltemperaturen ( $t_{mot}$ ) von  $60^\circ\text{C}$  und  $80^\circ\text{C}$ . Aufgrund der geringen Anzahl von Starts pro Betriebspunkt können diese Werte zwar nicht als statistische abgesicherte Daten betrachtet werden, Tendenzen sind aber durchaus erkennbar. Bei  $60^\circ\text{C}$  sind alle Starts der Meßreihe unabhängig von der Gemischbildungszeit erfolgreich. Bei  $80^\circ\text{C}$  sind nur noch 60 % bis 40 % erfolgreich.

Wie Bild 5.2.4.5-2 entnommen werden kann, beträgt der Rückdreherfolg auch bei  $80^\circ\text{C}$  Kühlwassertemperatur konstant 100 %, so daß Startmißerfolge hier nicht auf Entflammungsschwierigkeiten zurückzuführen sind. Die Starts mißlingen, weil die Expansionsarbeit der 1. in Vorwärtsdrehrichtung wirkenden Verbrennung nicht ausreicht, um die Kurbelwelle über den 2. OT hinweg zu bewegen.

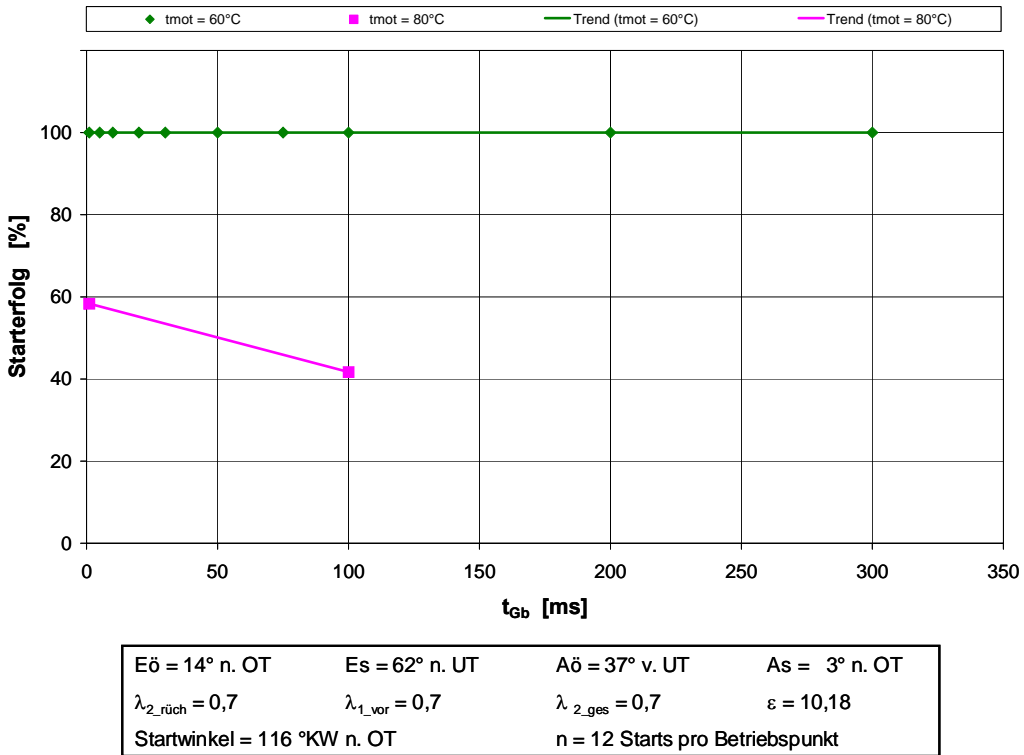


Bild 5.2.4.5-1: Starterfolg in Abhängigkeit von der Gemischbildungszeit ( $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ,  $t_{mot} = 60^\circ C$  und  $80^\circ C$ )

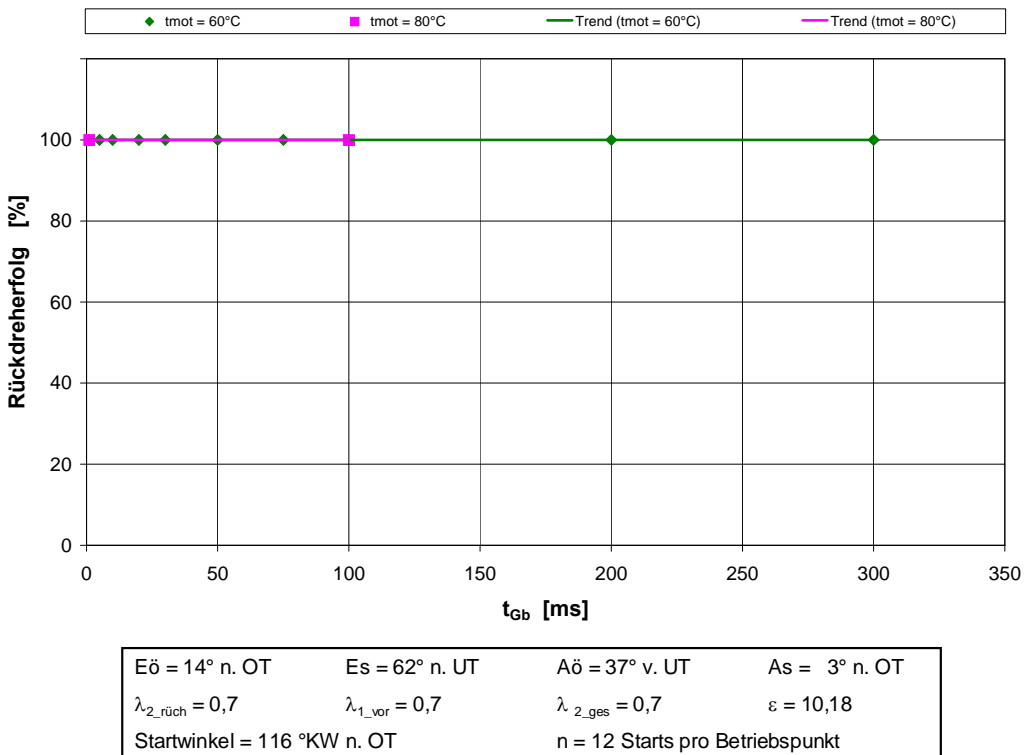


Bild 5.2.4.5-2: Rückdreherfolg in Abhängigkeit von der Gemischbildungszeit ( $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ,  $t_{mot} = 60^\circ C$  und  $80^\circ C$ )

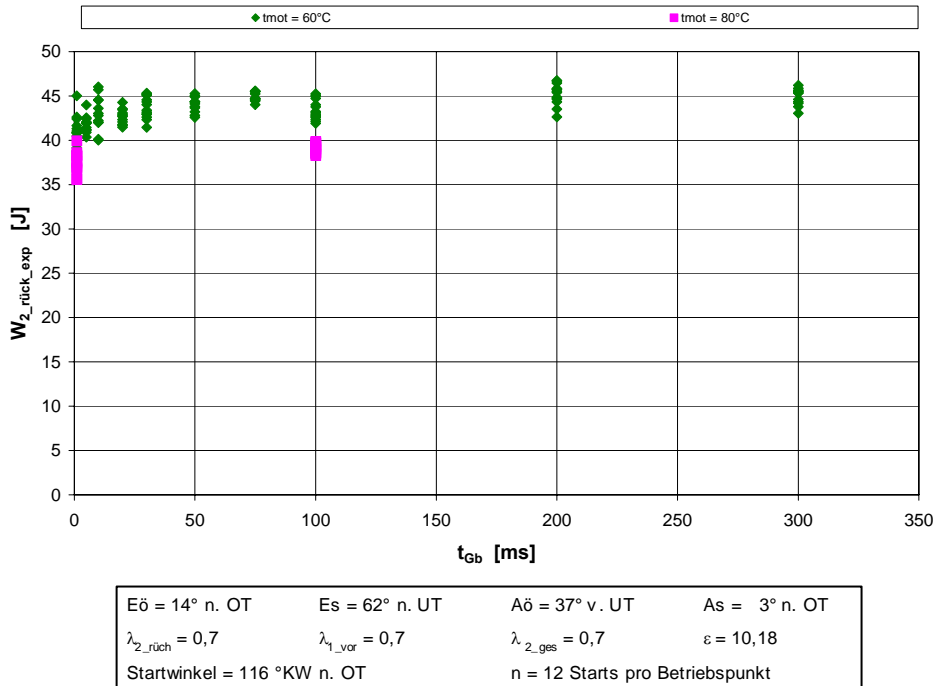


Bild 5.2.4.5-3: Rückdrehexpansionsarbeit in Abhängigkeit von der Gemischbildungszeit ( $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ,  $t_{mot} = 60^\circ\text{C}$  und  $80^\circ\text{C}$ )

In Bild 5.2.4.5-3 ist die Arbeit des Rückdrehtaktes in Abhängigkeit von der Gemischbildungszeit dargestellt. Dabei steht jeder einzelne Punkt für einen einzelnen Startvorgang. Der Abbildung ist zu entnehmen, daß die maximal erreichbare Rückdreharbeit (für  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ) weitgehend unabhängig von der Gemischbildungszeit ist, die Streuung nach unten aber bei etwa 75 ms minimal wird. Der Rückdrehwinkel, der Bild 5.2.4.5-4 entnommen werden kann, verhält sich ähnlich und beträgt bei 75 ms etwa 70°KW (bei 60°C Kühlwassertemperatur). Insgesamt ist der Einfluß der Gemischbildungszeit auf die geleistete Arbeit und den Rückdrehwinkel aber eher von untergeordneter Bedeutung.

Ähnliches gilt für den Verbrennungswirkungsgrad der Rückdrehverbrennung, der in Bild 5.2.4.5-5 aufgetragen ist. Auch hier sind keine großen Änderungen über der Gemischbildungszeit erkennbar. Der Wirkungsgrad liegt im gesamten untersuchten Bereich von -1 ms.....300 ms zwischen 5,2 % und 6 % (für 60°C) und läßt ein Optimum bei einer Gemischbildungszeit von 75 ms erahnen.

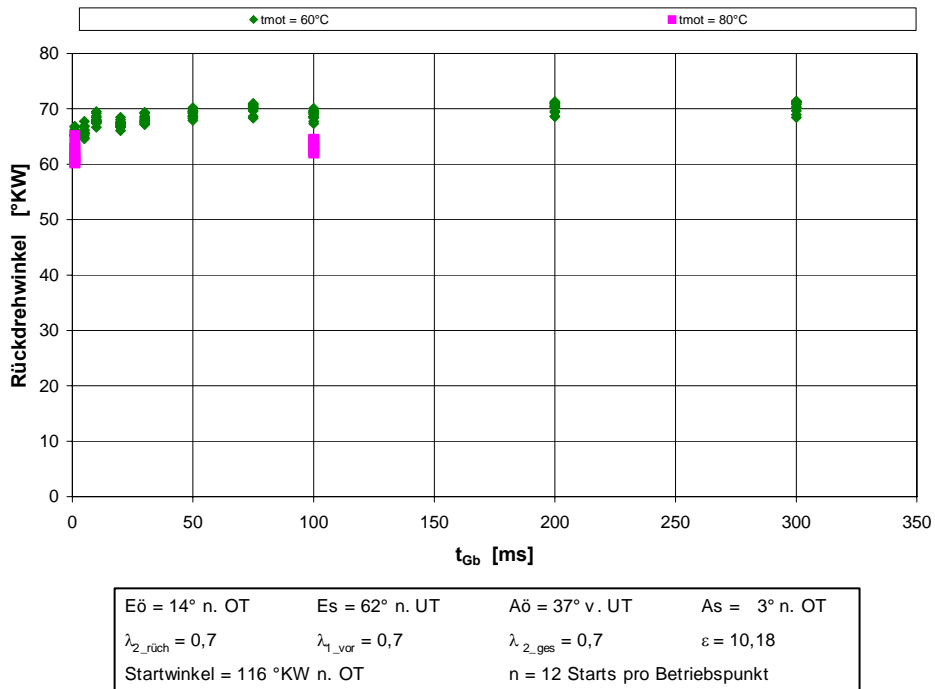


Bild 5.2.4.5-4: Rückdrehwinkel in Abhängigkeit von der Gemischbildungszeit ( $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ,  $t_{mot} = 60^\circ C$  und  $80^\circ C$ )

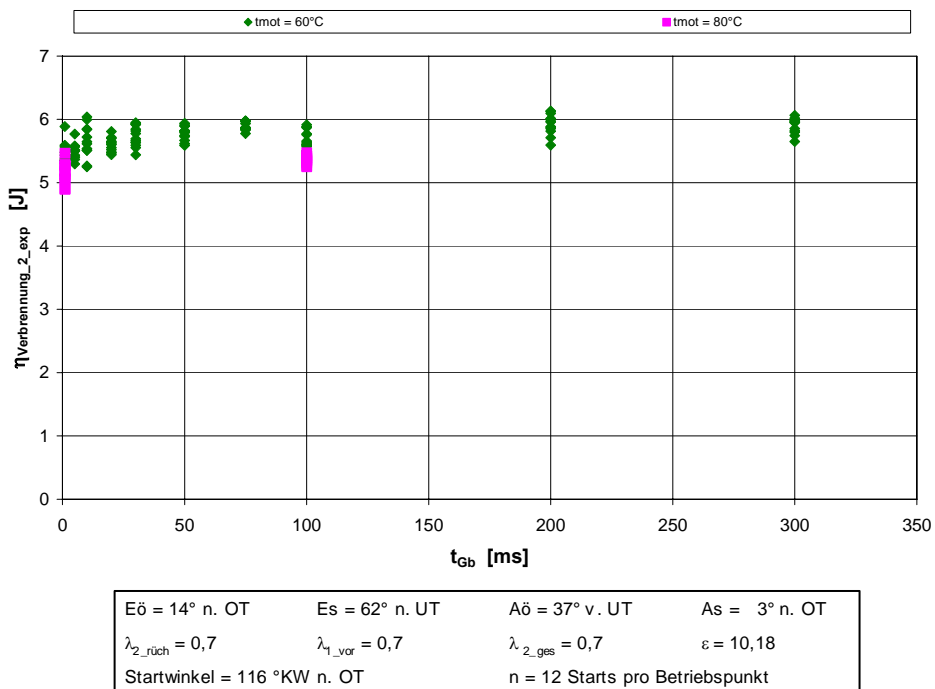


Bild 5.2.4.5-5: Wirkungsgrad der Rückdrehverbrennung in Abhängigkeit von der Gemischbildungszeit ( $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ,  $t_{mot} = 60^\circ C$  und  $80^\circ C$ )

### 5.2.4.6 Einfluß der Kühlwassertemperatur und des Start-Kurbelwinkels

Die Kühlwassertemperatur hat einen entscheidenden Einfluß auf die Direktstartfähigkeit, da sie die Luftdichte und damit die absolute Sauerstoffmasse in den Startzylindern bestimmt (im Brennraum liegt beim Start stets Umgebungsdruck vor). Dabei nimmt die Lufttemperatur im Brennraum (wie in Kapitel 5.1 gezeigt) nach etwa 5 s die Temperatur der Brennraumwand an. Der Zusammenhang zwischen der Wandtemperatur und der Kühlwassertemperatur ist aus Messungen bekannt (vgl. Kapitel 5.1). Die Abhängigkeit der Luftdichte im Brennraum von der stationären Brennraumtemperatur und der Kühlwassertemperatur ist in Bild 5.2.4.6-1 dargestellt. Eine Kühlwassertemperaturerhöhung von 60°C auf 100°C ruft eine Änderung der Luftdichte von 1,02 kg/m<sup>3</sup> auf 0,93 kg/m<sup>3</sup> hervor. Das entspricht einer Abnahme um 9 %. Da die im Brennraum befindliche Luftmasse die maximal im Brennraum zur Verfügung stehende Energie bestimmt, nimmt auch die umsetzbare Energie um 9 % ab.

Bild 5.2.4.6-2 zeigt den Starterfolg in Abhängigkeit vom Startkurbelwinkel für 3 verschiedene Kühlwassertemperaturen (60°C, 80°C, 90°C) für eine Motorkonfiguration mit „kurzen“ Nockenwellen (228°/220°KW Einlaß-/ Auslaßöffnungsdauer) und einer Standardeinstellung der Steuerzeiten (ergibt sich aus Vollast- und Teillastanforderungen). Die Rückdrehverbrennung erfolgt fett mit optimiertem Luftverhältnis ( $\lambda_{2, rück} = 0,7$ ). Die anderen Luftverhältnisse und die Gemischbildungszeit sind optimiert. In Bild 5.2.4.6-3 ist der entsprechende Rückdreherfolg dargestellt.

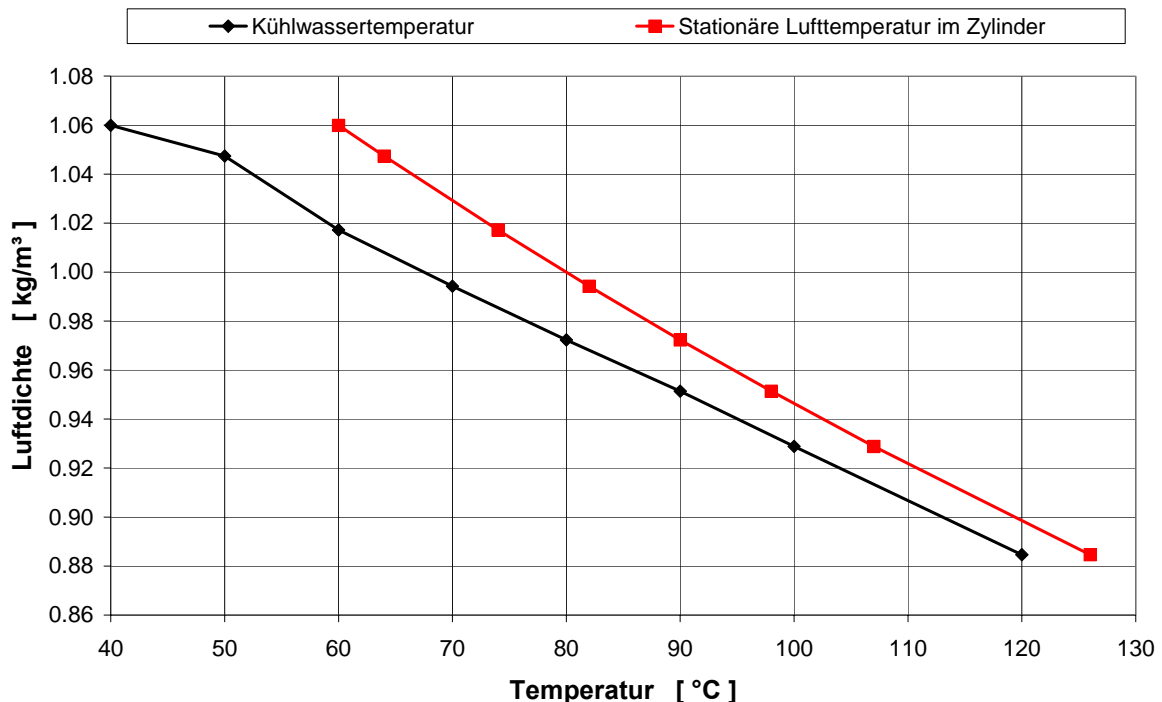


Bild 5.2.4.6-1: Luftdichte im Zylinder in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur



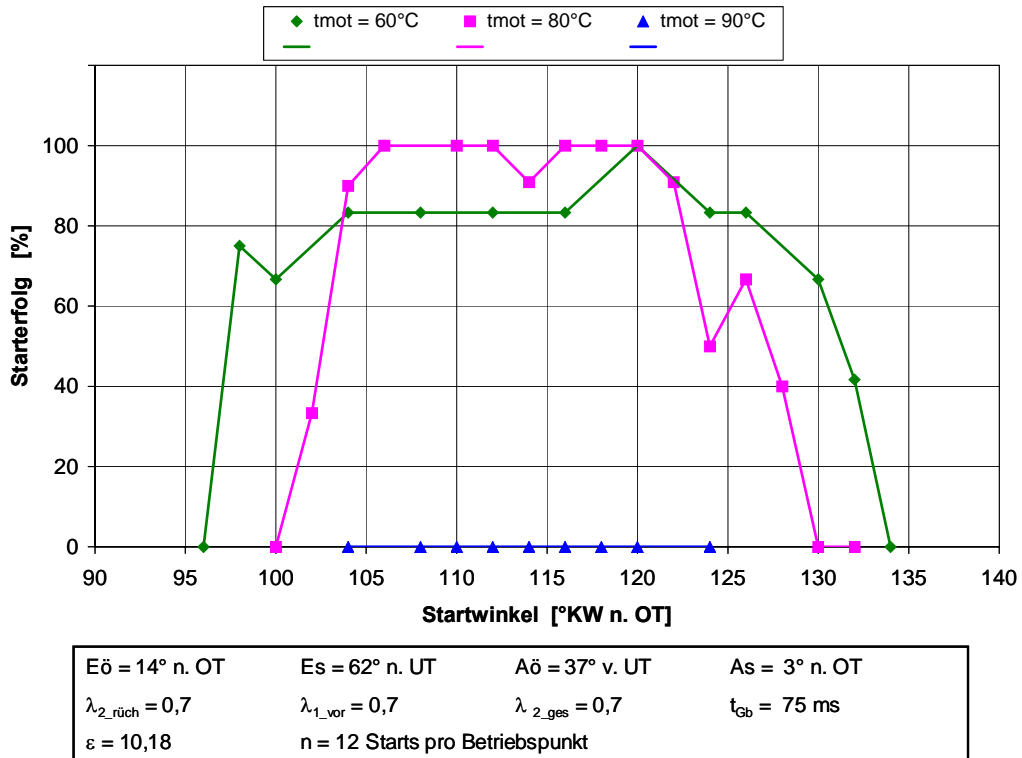


Bild 5.2.4.6-2: Starterfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_r\ddot{u}ck} = 0,7$ )

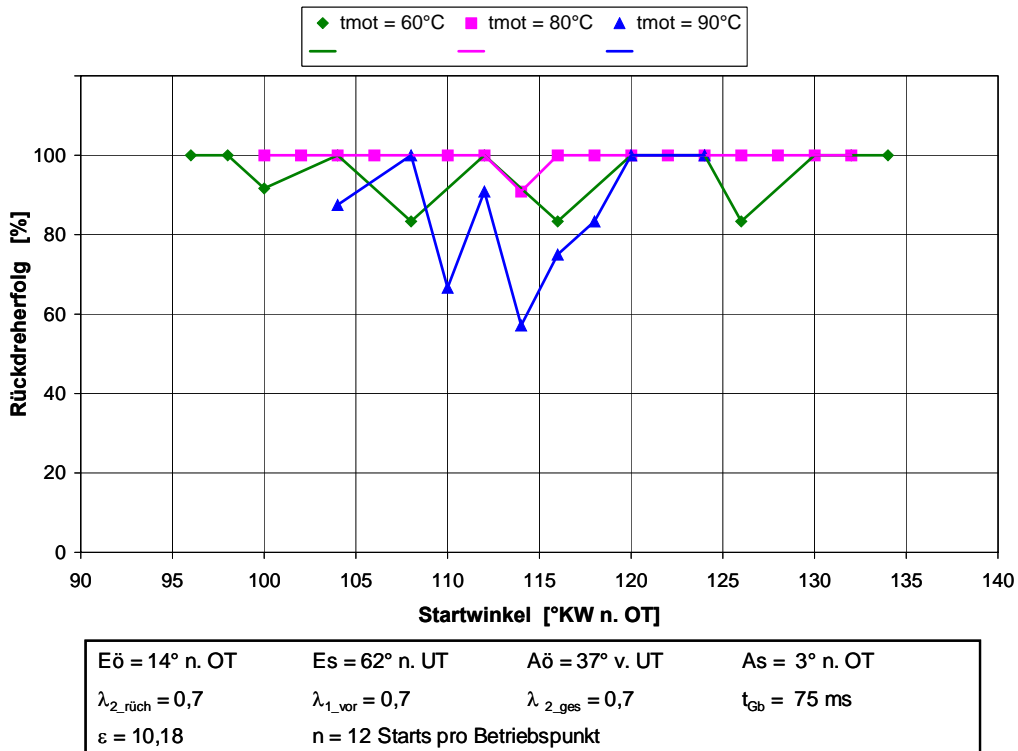


Bild 5.2.4.6-3: Rückdreherfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_r\ddot{u}ck} = 0,7$ )

Bei 90°C Kühlwassertemperatur ist kein einziger der Startversuche erfolgreich. Offensichtlich sind hier die Grenzen des Direktstarts erreicht. Für 80°C Kühlwassertemperatur ergibt sich ein Startfenster von 18°KW (104°KW – 122°KW n. OT), in dem eine Startwahrscheinlichkeit von über 80 % erzielt wird. Im Kurbelwinkelfenster 106°KW – 120°KW n. OT sind bis auf einen Start sogar alle der 12 Starts pro Kurbelwinkel erfolgreich. Aufgrund der kleinen Anzahl von Messungen darf dabei allerdings nicht von einer Startwahrscheinlichkeit von 100 % ausgegangen werden. Bis 100°KW n. OT und ab 130°KW n. OT funktioniert kein einziger Start.

Für 60°C Kühlwassertemperatur wird das Startfenster etwas größer, die Grenzen für funktionierende Starts betragen 96°KW – 134°KW n. OT. Im optimalen Startfenster kommt es bei 60°C allerdings wesentlich öfter zu Fehlstarts als bei 80°C. Dabei sind die Fehlstarts, wie am Rückdreherfolg zu erkennen ist, sehr oft durch eine erfolglose Entflammung der Rückdrehverbrennung bedingt. Da dies aber im Vergleich mit 80°C auch bei 90°C der Fall ist, kann hier kein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Entflammbarkeit des Gemisches im Rückdrehzylinder und der Kühlwassertemperatur abgeleitet werden.

Bild 5.2.4.6-4 zeigt den maximalen Zylinderdruck, der sich während der Rückexpansion ergibt und. Er nimmt mit zunehmender Temperatur deutlich ab. Die Abnahme des Maximaldrucks mit der Kühlwassertemperatur ist näherungsweise proportional zur Dichteänderung. Im Mittel sinkt der Druck von ca. 6 bar bei 60°C auf 5,5 bar bei 90°C, was etwa einer Änderung von 8 % bei 30°C Temperaturdifferenz entspricht. Diese Änderung besitzt die gleiche Größenordnung wie die temperaturbedingte Dichteabnahme der Luft im Startzylinder. Damit kann die Druckabsenkung allein auf die geringere Luftdichte bei erhöhter Kühlwassertemperatur zurückgeführt werden.

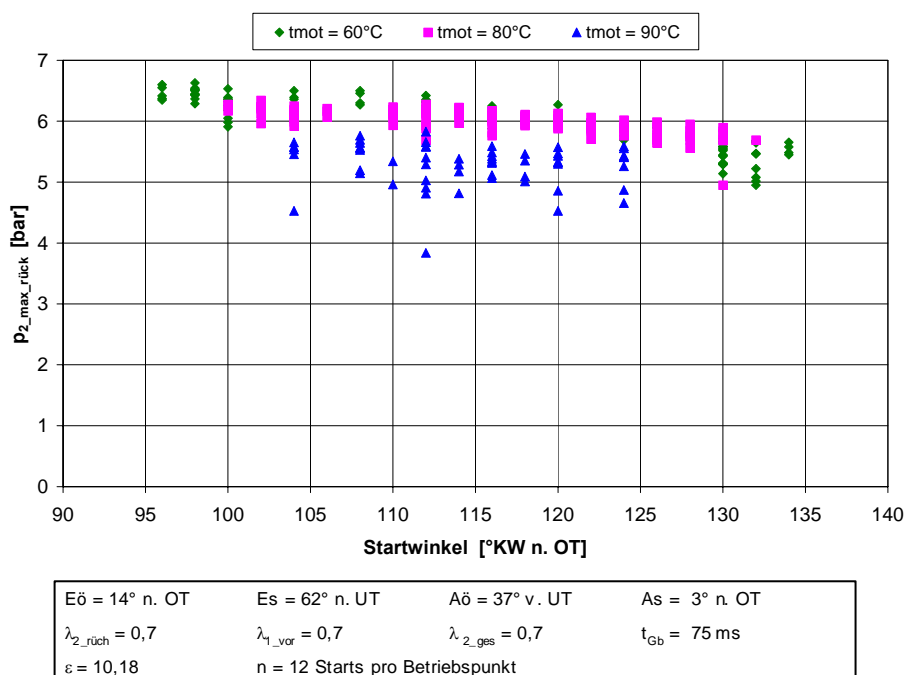


Bild 5.2.4.6-4: Maximaler Zylinderdruck bei Rückexpansion ( $p_{2\_max\_r\ddot{u}ck}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_r\ddot{u}ck} = 0,7$ )

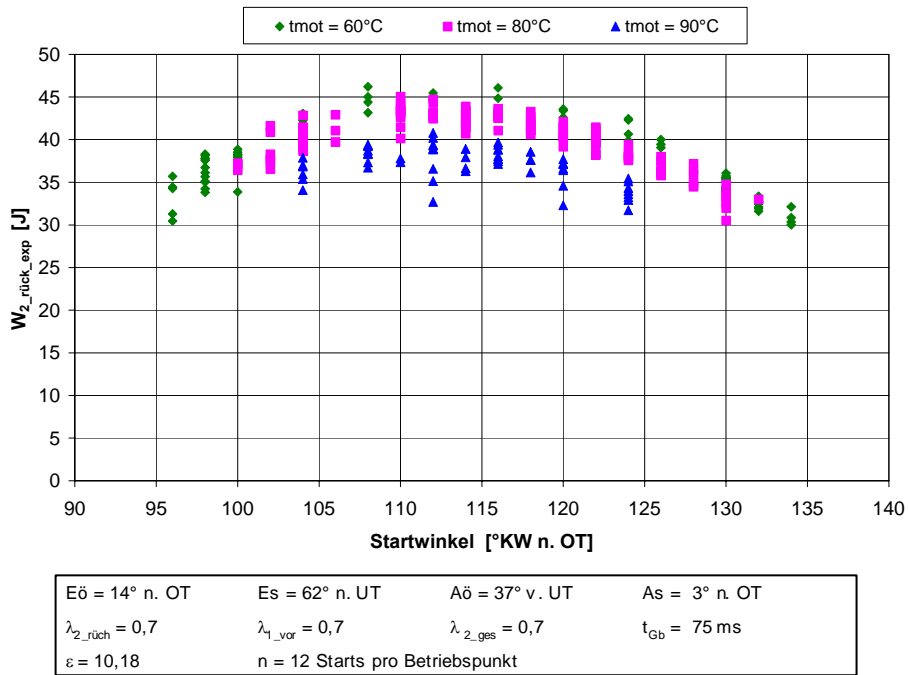


Bild 5.2.4.6-5: Expansionsarbeit der Rückexpansion ( $W_{2\_rueck\_exp}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_ruech} = 0,7$ )

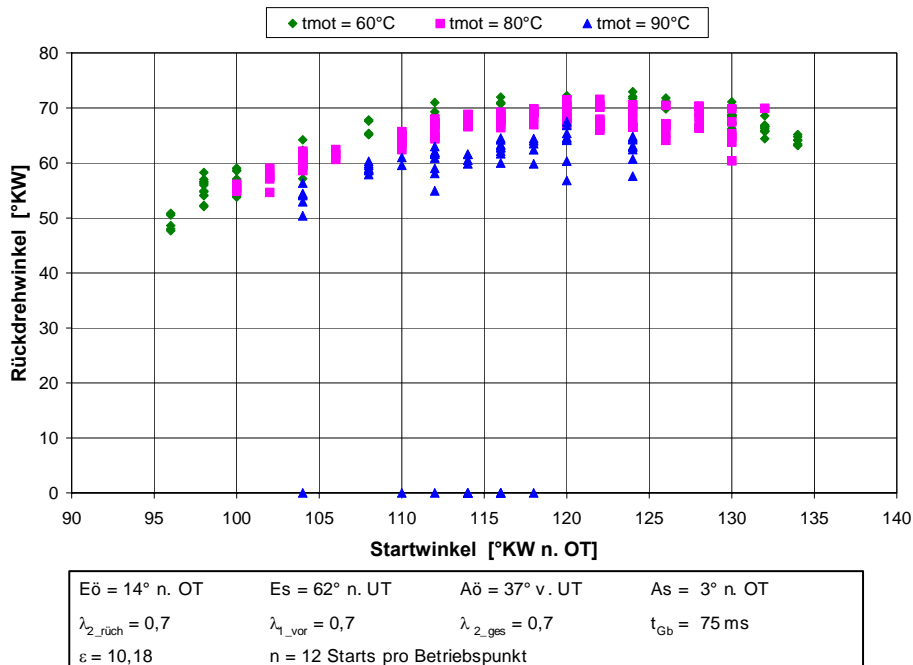


Bild 5.2.4.6-6: Rückdrehwinkel in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_ruech} = 0,7$ )

In Bild 5.2.4.6-5 ist die Expansionsarbeit der Rückdrehung dargestellt. Die Arbeit zeigt eine deutliche Abhängigkeit vom Startkurbelwinkel. Sie ist im Bereich des 80 % - Startfensters maximal und beträgt dort durchschnittlich 45 J für 60°C, 43 J für 80°C und 38 J für 90°C Kühlwassertemperatur. Damit fällt die Abnahme der Rückdreharbeit (ca. 15 % bei 30°C Temperaturdifferenz) mit steigender Temperatur größer aus als die Verminderung der Luftdichte bzw. des Maximaldrucks erwarten lassen. Grund für dieses Verhalten dürfte die etwa konstant bleibende Motorreibung sein, die bei abnehmendem Zylinderdruck für einen kleineren Rückdrehwinkel sorgt (Bild 5.2.4.6-6). Die Arbeit, die das Integral über dem Produkt aus dem Zylinderdruck und der Volumenänderung darstellt, wird durch zwei Effekte gemindert. Neben der Druckabsenkung selbst nimmt auch die Volumenänderung aufgrund des verminderten Rückdrehwinkels ab.

Die Expansionsarbeit der 1. Vorwärtsexpansion ( $W_{1\text{ vor exp}}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur ist in Bild 5.2.4.6-7 dargestellt. Mit zunehmender Kühlwassertemperatur nimmt diese Arbeit deutlich ab. Während sie für einen Startwinkel von 112°KW n. OT bei 60°C Kühlwassertemperatur im Mittel noch 220 J beträgt, fällt sie bei 80°C auf 180 J ab (-18 %) und beläuft sich bei 90°C nur noch auf 140 J (-36 %). Gleichzeitig wird der Streubereich größer. Die prozentuale Abnahme der Arbeit der 1. Vorwärtsexpansion ist damit wesentlich größer als die Verminderung der Luftdichte mit der Kühlwassertemperatur. Der Grund für die große Abweichung ist die mehrfache Wirkung, welche die kleinere Luftdichte auf die Arbeit hat. Durch die überproportional geminderte Rückdreharbeit (kleinerer Maximaldruck und kleinerer Rückdrehwinkel) vermindert sich die Vorkompression im Expansionszylinder erheblich. Dazu kommt die verminderte Luftdichte im Expansionszylinder selbst. Durch beide Effekte wird der Druckverlauf während der 1. Vorwärtsexpansion deutlich gesenkt. Zusätzlich fällt auch die Volumenänderung der 1. Vorwärtsexpansion geringer aus, bedingt durch den verminderten Rückdrehwinkel.

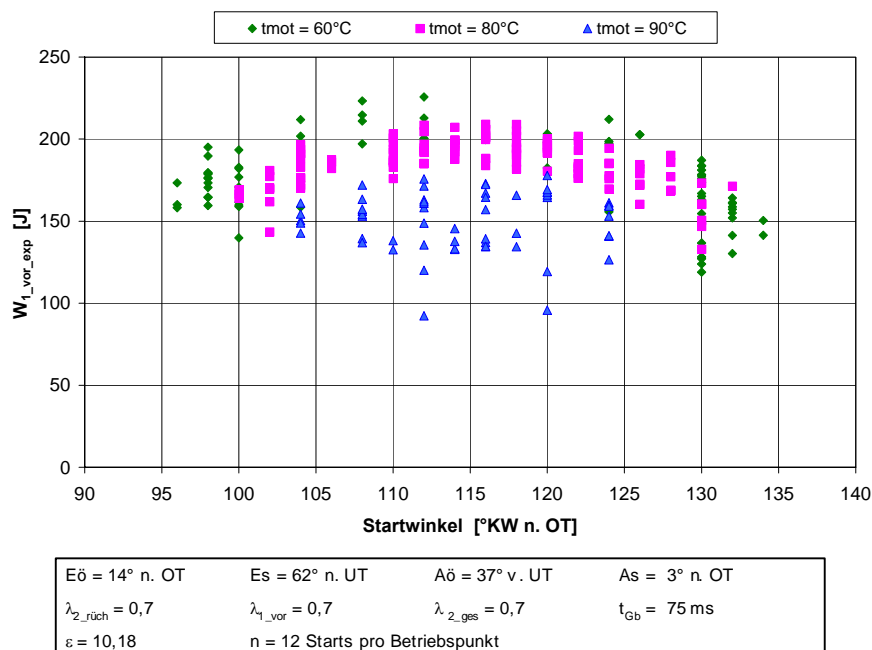


Bild 5.2.4.6-7: Expansionsarbeit der 1. Vorwärtsexpansion ( $W_{1\text{ vor exp}}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ )

Die Gesamtarbeit (Kompression + Expansion) des 2. Zyklus (Restgaszyklus) kann Bild 5.2.4.6-8 entnommen werden. Für nicht erfolgreiche Entflammungen der Rückdrehverbrennung, denen kein Restgaszyklus folgen kann, wird von der Auswertungssoftware automatisch eine Null für diese Arbeit ins Diagramm eingetragen, so daß die vielen Punkte auf der x-Achse erfolglose Rückdrehentflammungen darstellen. Bei erfolglosen Starts, die wohl eine erfolgreiche Entflammung aufweisen, kommt die Kurbelwellenrotation im allgemeinen vor dem 2. OT zum Stillstand, so daß die Expansionsarbeit des 2. Zyklus nicht entsprechend ihrer Definition ausgewertet werden kann. Für diese Fälle ergeben sich Bruttoarbeiten von etwa  $-50$  J. Alle Punkte, die in diesem Bereich in das Diagramm eingetragen sind, stellen demnach erfolglose Starts dar, die an der Überwindung des 2. OT gescheitert sind.

Erwartungsgemäß ergeben sich bei fettem Gemisch für die Rückdrehexpansion bei  $80^{\circ}\text{C}$  und bei  $90^{\circ}\text{C}$  ausschließlich Bruttoarbeiten mit negativem Vorzeichen. Es finden also offensichtlich keine exothermen Reaktionen während der Restgasexpansion statt, welche die Leckage und Wandwärmeverluste während des 2. Zyklus kompensieren. Erstaunlich ist, daß sich für große Startwinkel und  $60^{\circ}\text{C}$  Kühlwassertemperatur einige positive Arbeitsbeiträge des Restgaszyklus zeigen, was bei höheren Kühlwassertemperaturen nicht beobachtet wird. Es ist zu vermuten, daß bei niedrigeren Kühlwassertemperaturen die Umsetzung der Luft im Zylinder während der Rückdrehverbrennung unvollständiger abläuft als bei hohen Temperaturen. Gleichzeitig befindet sich zudem, aufgrund der größeren Luftdichte, eine größere absolute Luftmasse im Brennraum, die diesen Effekt bei  $60^{\circ}\text{C}$  bedingen könnte.

Ein Grund für das Auftreten des positiven Arbeitsbeitrages nur bei großen Startwinkeln könnte zusätzlich einströmende Luft sein, die bei der kurzzeitigen Öffnung des Einlaßventils während der Rückdrehung in den Zylinder eintreten kann. Bei kleinen Startwinkeln ist das Volumen im Kompressionszylinder relativ groß und eine entsprechende Menge Kraftstoff wird zugeführt. Bei Öffnung des Einlaßventils während der Rückdrehung ist der Druck im Brennraum größer bzw. etwa genauso groß wie der Saugrohrdruck. Es kommt zu keiner Einströmung von zusätzlicher Luft in den Zylinder. Bei großen Startwinkeln ist das Volumen im Kompressionszylinder recht klein. Bei der rückwärtigen Expansion tritt eine Unterexpansion auf, bevor das Einlaßventil öffnet, so daß der Druck im Brennraum beim Öffnen des Einlaßventils unterhalb des Umgebungsdruckes liegen kann. Dadurch kommt es zu einer zusätzlichen Luftzufuhr in den Brennraum während der Öffnungsphase des Einlaßventils, die bei großen Startwinkeln, trotz Rückdrehung mit fettem Gemisch, zu einer Verbrennung während der Restgasexpansion führen kann.

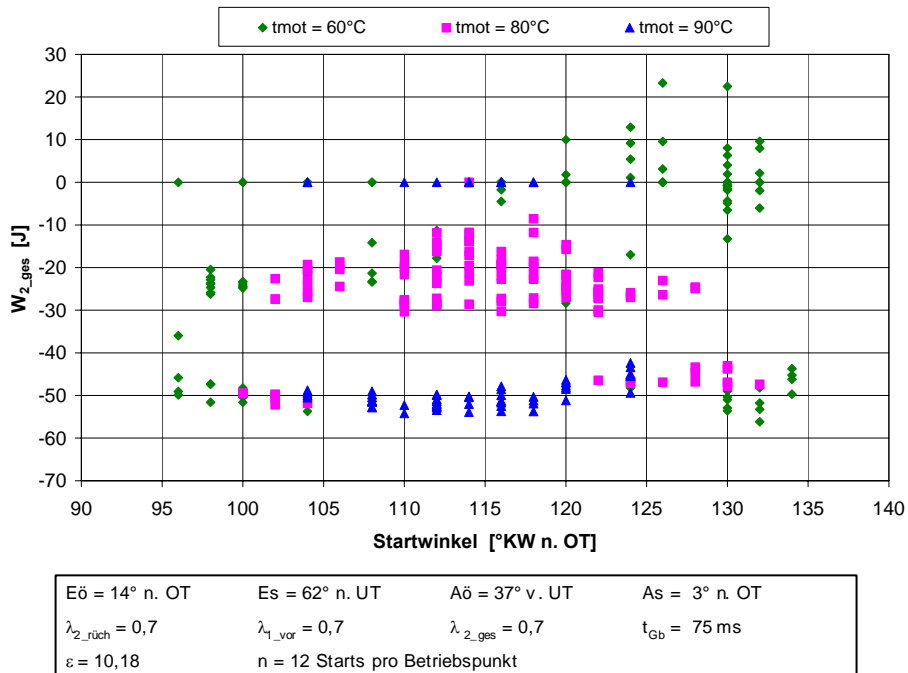


Bild 5.2.4.6-8: Gesamtarbeit des 2. Zyklus (Restgaszyklus) ( $W_{2\_ges}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ )

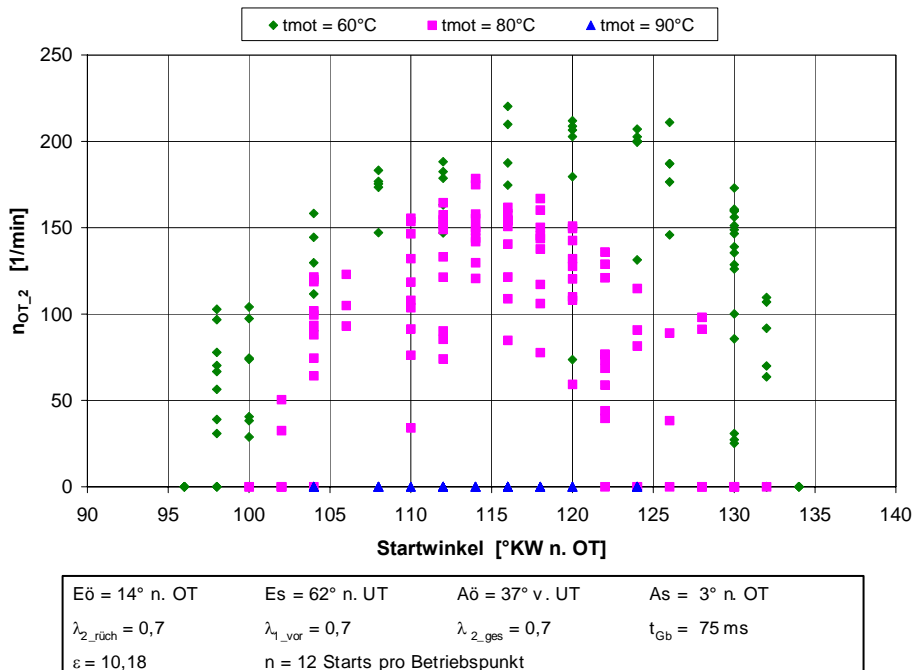


Bild 5.2.4.6-9: Drehzahl im 2. OT in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ )

In Bild 5.2.4.6-9 ist die Drehzahl im 2. OT in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur dargestellt. Der Einfluß der Kühlwassertemperatur auf diese Drehzahl ist gravierend. Die höchsten Drehzahlen werden bei 60°C Kühlwassertemperatur und einem Startwinkel von 116°KW n. OT erreicht. Sie betragen bis zu 220 /min. Die Streuung der Drehzahlen für einen Betriebspunkt ist relativ groß. Die Drehzahlen liegen beispielsweise bei 80°C Kühlwassertemperatur und einem Startwinkel von 110°KW n. OT (einem Betriebspunkt mit 100 % Starterfolg) zwischen 30 min und 160 /min. Sobald die Drehzahl auf Null abfällt ist ein Start nicht mehr erfolgreich. Die Drehzahl am 2. OT ist daher ein Indikator für die Robustheit des erweiterten Direktstarts. Da die Streubreite wesentlich größer ist (im Beispiel 130 /min) als der Abstand zu Null (30 /min), ist davon auszugehen, daß der bei der niedrigen Anzahl von durchgeführten Starts (12 pro Winkel) angezeigte 100 % Starterfolg bei einer Erhöhung der Versuchsanzahl nicht aufrecht erhalten werden kann.

Bild 5.2.4.6-10 zeigt die Startzeit ( $t_{700}$ ) in Abhängigkeit des Startkurbelwinkels und der Kühlwassertemperatur. Bei 60°C wird im optimalen Startfenster eine Startzeit von etwa 0,5 s erreicht. Dabei ist zu bemerken, daß sämtliche hier aufgeführten Startvorgänge nicht hinsichtlich der Startzeit optimiert sind. Dazu bedarf es weiterer Verbesserungsmaßnahmen, wie zum Beispiel der Optimierung der 3. Verbrennung (Zündzeitpunkt, Einspritzmenge und –zeitpunkt), die im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt werden. Die Startzeit ist daher als obere Grenze zu verstehen. Die Potentiale zur Beschleunigung des Startvorgangs sind noch nicht vollkommen genutzt.

Mit zunehmender Kühlwassertemperatur steigt die Startzeit an. Bei Erhöhung von 60°C auf 80°C wird für die Beschleunigung auf 700 /min etwa 0,1 s mehr benötigt, nämlich 0,6 s statt 0,5 s im relevanten Startkurbelwinkelbereich.

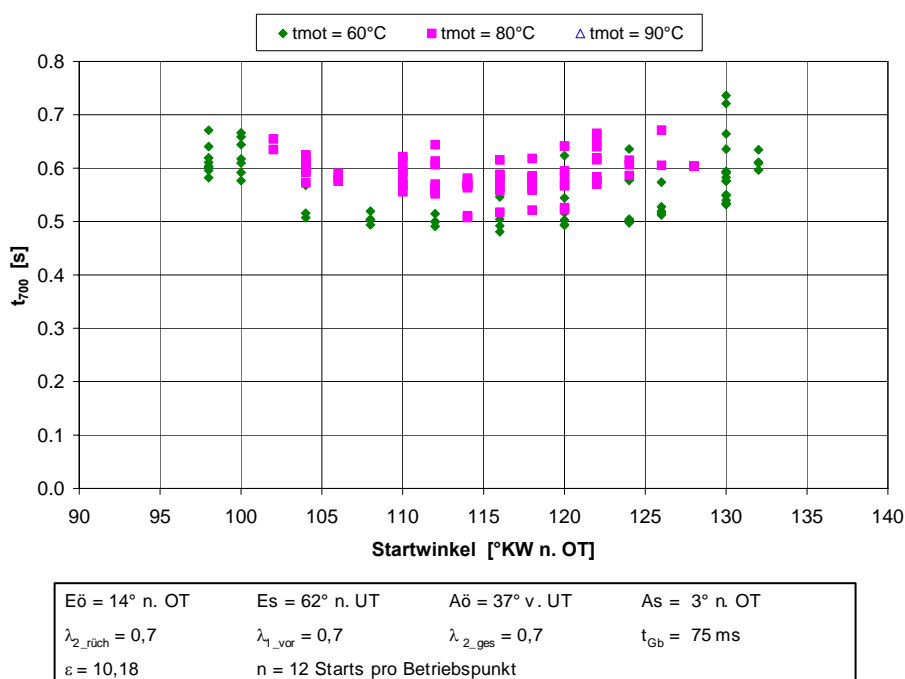


Bild 5.2.4.6-10: Startzeit ( $t_{700}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ )

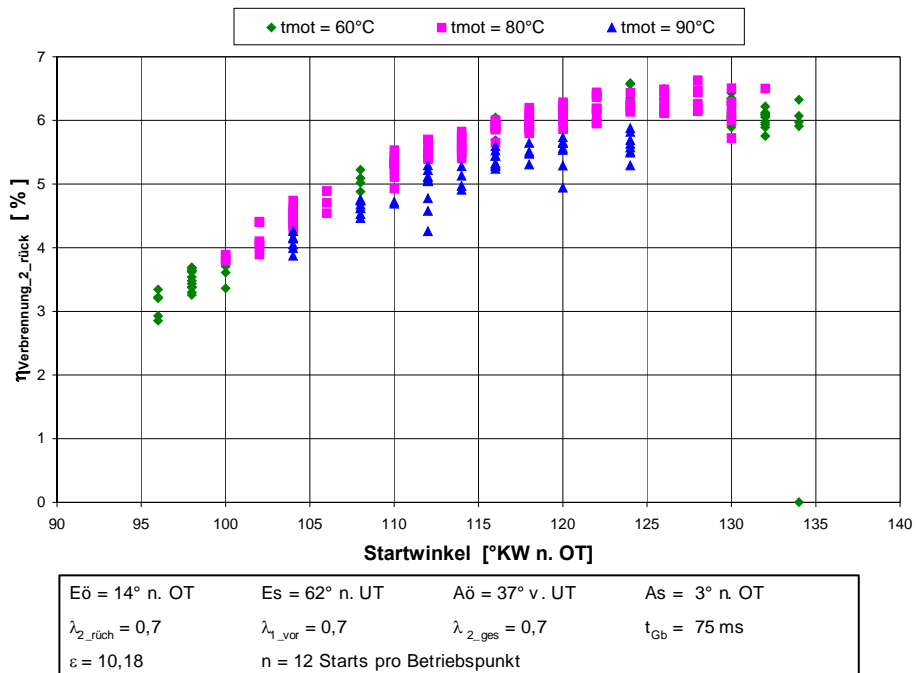


Bild 5.2.4.6-11: Verbrennungswirkungsgrad der Rückexpansion in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_r\ddot{u}ch} = 0,7$ )

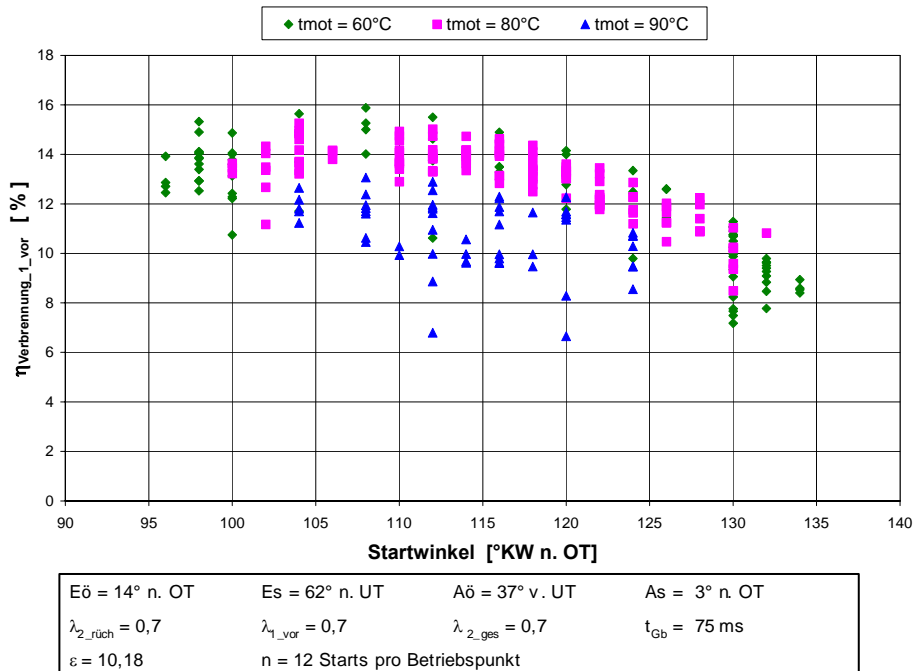


Bild 5.2.4.6-12: Verbrennungswirkungsgrad der 1. Vorwärtsexpansion in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_r\ddot{u}ch} = 0,7$ )



In Bild 5.2.4.6-11 und Bild 5.2.4.6-12 sind die Verbrennungswirkungsgrade der Rückexpansion und der 1. Vorwärtsexpansion in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur dargestellt. Auf den ersten Blick erscheint erstaunlich, daß beide Wirkungsgrade mit ansteigender Kühlwassertemperatur abnehmen. Die Direktstartfähigkeit eines Motors würde somit augenscheinlich mit zunehmender Kühlwassertemperatur nicht allein durch den Effekt der verminderten Luftdichte verschlechtert, sondern zusätzlich durch niedrigere Verbrennungswirkungsgrade belastet.

Bei genauer Betrachtung der Wirkungsgraddefinition (Gl. 5.2-4) läßt sich die Ursache für dieses Phänomen finden. Die Wirkungsgrade sind definiert als Quotient aus geleisteter Arbeit, die aus dem gemessenen Druck- und Volumenverlauf berechnet wird, und der eingesetzten Brennstoffenergie, die sich aus der eingespritzten Kraftstoffmasse und dem Heizwert des Kraftstoffes ergibt. Sinkt der so definierte Wirkungsgrad ab, heißt das, daß pro Menge eingesetzten Kraftstoff ein geringerer Teil Volumenänderungsarbeit am Kolben geleistet wird. Die Volumenänderungsarbeit ist wiederum das Integral über dem Produkt aus Volumenänderung und Druck. Würde lediglich der Druck proportional zur weniger eingesetzten Kraftstoffmasse absinken, wäre keine Änderung im Verbrennungswirkungsgrad festzustellen. Da das absolute Druckniveau aber die Volumenänderung bestimmt, die der Kolben entgegen der Motorreibung durchführt, nimmt mit sinkendem Zylinderdruck der Rückdrehwinkel und damit die Volumenänderung ab. Die Volumenänderungsarbeit ist bei einer Verminderung der Energiezufuhr also doppelt betroffen, einerseits durch eine Absenkung des Druckniveaus selbst und andererseits durch eine Verkleinerung der Volumenänderung, so daß der Wirkungsgrad mit zunehmender Kühlwassertemperatur sinken muß. Das bedeutet aber nicht, daß sich die Qualität der Verbrennung oder der Gemischbildung mit wachsender Kühlwassertemperatur verschlechtert, sondern lediglich, daß die Motorreibung bei Verminderung der Energiezufuhr nicht in gleichem Maße mit abgesenkt wird.

In Bild 5.2.4.6-13 ist der Starterfolg und in Bild 5.2.4.6-14 der Rückdreherfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur für 3 höhere Kühlwassertemperaturen (80°C, 90°C, 100°C) und die zuvor bereits abgehandelte Motorconfiguration mit „kurzen“ Nockenwellen dargestellt. Die Rückdrehverbrennung erfolgt im Gegensatz zur zuvor diskutierten Variante mager mit einem Luftverhältnis von  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ . Die anderen Luftverhältnisse und die Gemischbildungszeit sind optimiert. Die Gemischbildungszeit beträgt –1 ms, so daß eine geschichtete Rückdrehverbrennung möglich ist.

Im Gegensatz zu Einstellung mit fetter Gemischbildung beim Rückdrehen ergibt sich eine deutlich höhere Kühlmitteltemperatur bis zu der Direktstart funktioniert. Bei 90°C Kühlmitteltemperatur, bei der mit  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$  überhaupt kein Start mehr erfolgreich ist, ist nun ein 8°KW breites Kurbelwinkelfenster (106 – 114°KW n. OT) mit mehr als 80 % Starterfolg vorhanden. Selbst bei 100°C sind noch Starts möglich, wenn auch nur vereinzelt. Wie am Rückdreherfolg erkennbar, sind die meisten Fehlstarts bei den höheren Kühlmitteltemperaturen auf eine gescheiterte Überquerung des 2. OT und nicht auf Schwierigkeiten bei der 1. Entflammung zurückzuführen. Es treten aber beide Effekte auf.

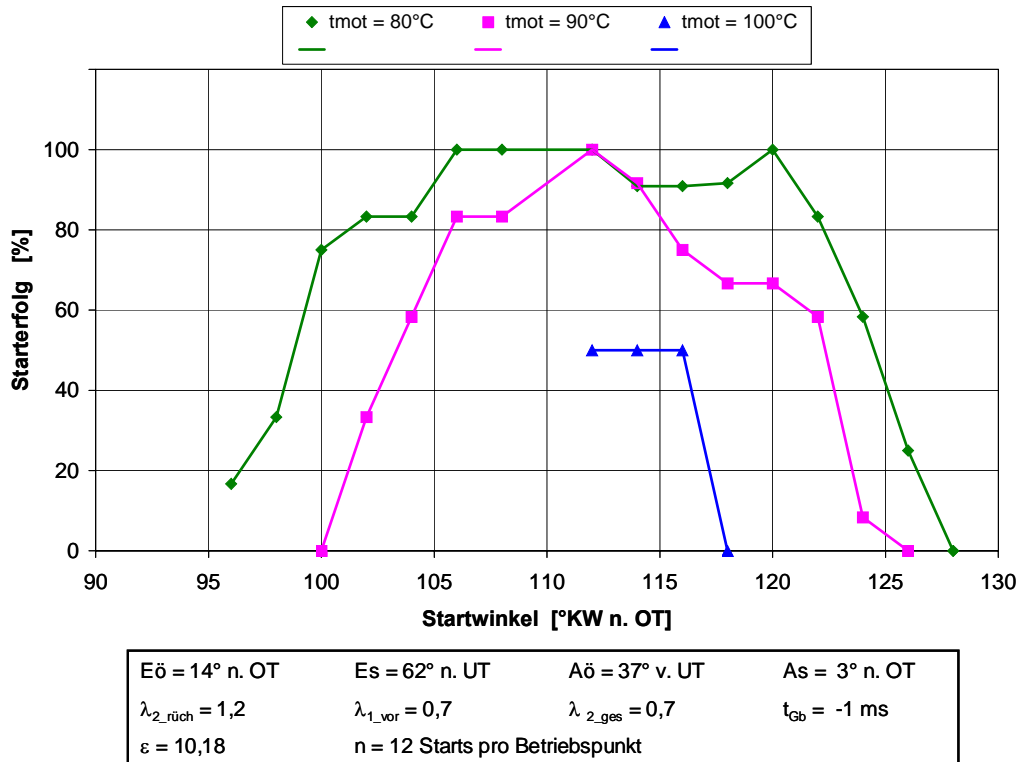


Bild 5.2.4.6-13: Starterfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_r\ddot{u}ck} = 1,2$ )

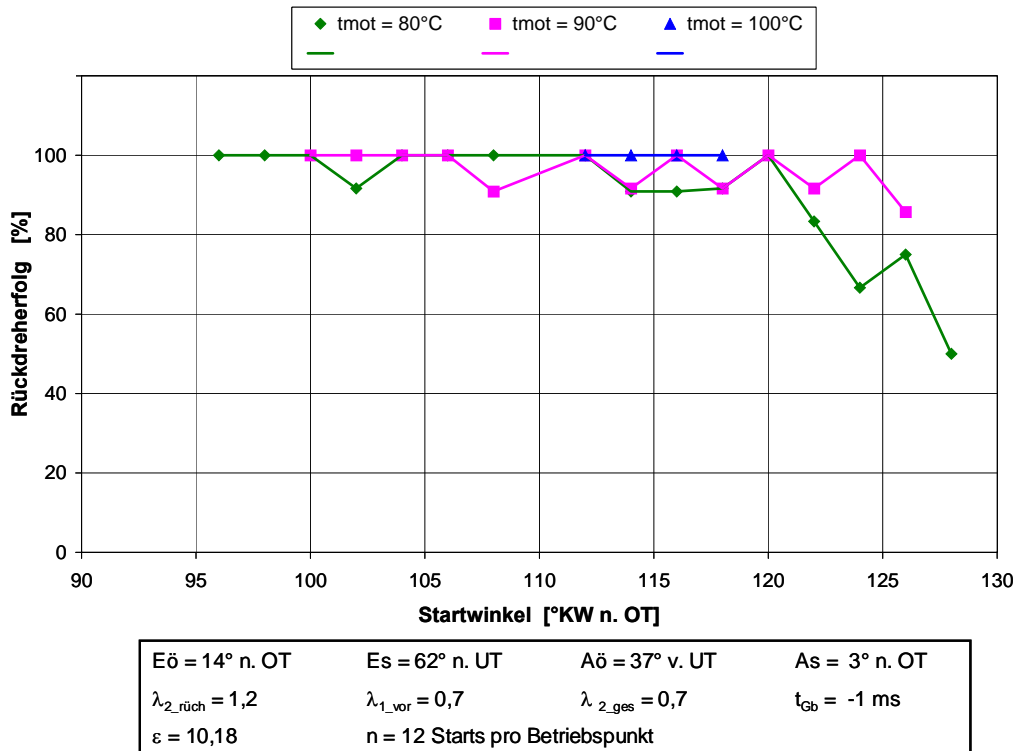


Bild 5.2.4.6-14: Rückdreherfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_r\ddot{u}ck} = 1,2$ )

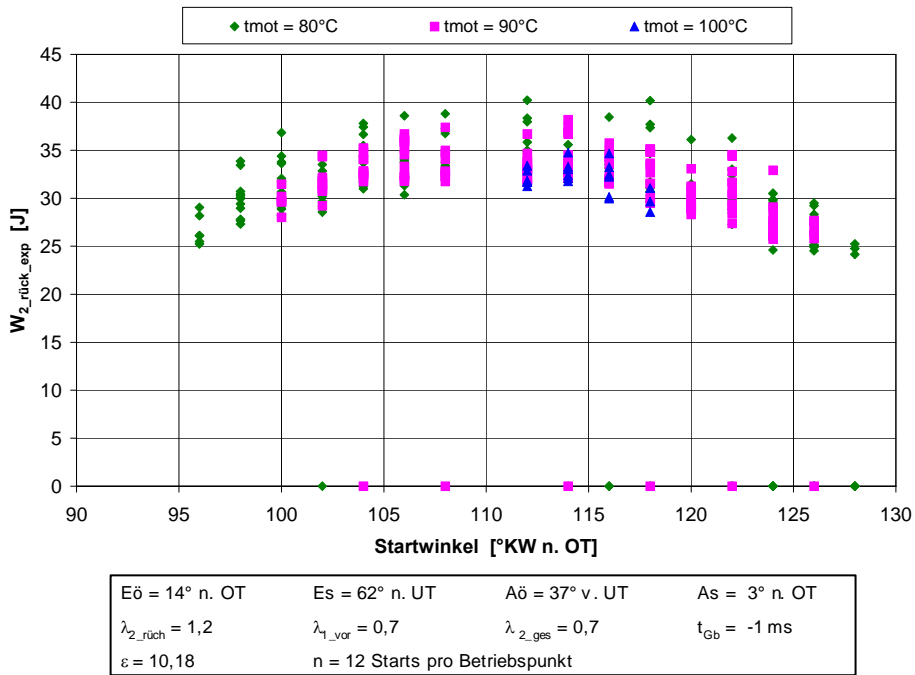


Bild 5.2.4.6-15: Expansionsarbeit der Rückexpansion ( $W_{2\_rueck\_exp}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_ruech} = 1,2$ )

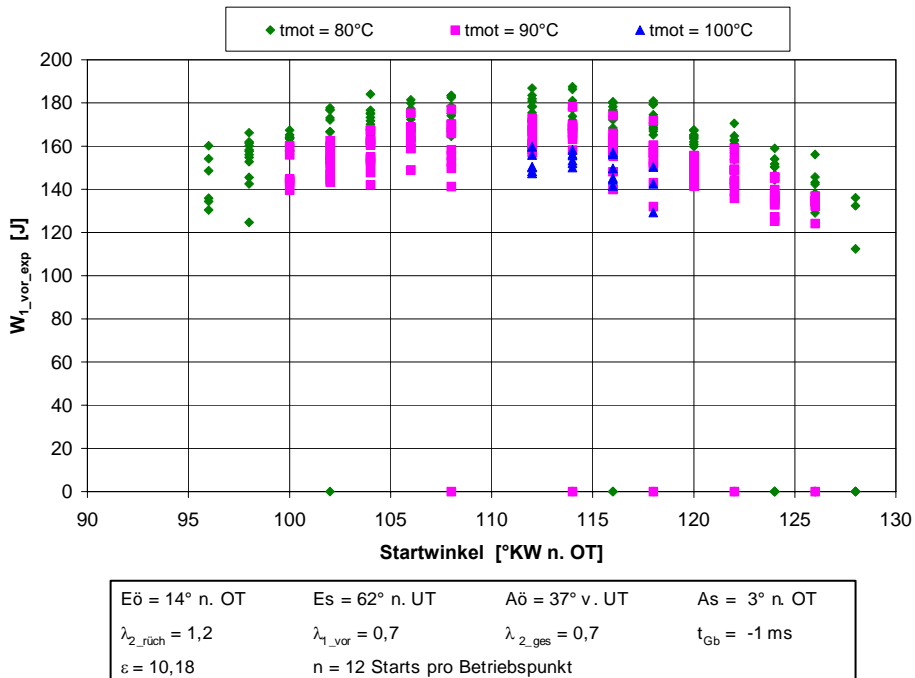


Bild 5.2.4.6-16: Expansionsarbeit der 1. Vorwärtsexpansion ( $W_{1\_vor\_exp}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_ruech} = 1,2$ )

Bild 5.2.4.6-15 zeigt die Expansionsarbeit der Rückexpansion ( $W_{2\_rück\_exp}$ ) und Bild 5.2.4.6-16 die Expansionsarbeit der 1. Vorwärtsexpansion ( $W_{1\_vor\_exp}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur. Beide Arbeiten nehmen mit steigender Kühlwassertemperatur deutlich ab und werden im Bereich von  $106^\circ$  –  $114^\circ$  KW n. OT maximal.

Bild 5.2.4.6-17 kann die Gesamtarbeit des 2. Zyklus (Restgaszyklus) ( $W_{2\_ges}$ ) entnommen werden. Dabei sind die Punkte bei 0 J wieder als erfolglose Entflammungsversuche im Rückdrehzylinder und Punkte bei  $-50$  J als mißglückte Überwindungen des 2. OT zu betrachten. Da bei fast allen erfolgreichen Starts ein positiver Arbeitsbeitrag des 2. Zyklus festgestellt werden kann, funktioniert offensichtlich bei den meisten erfolgreichen Starts die Verbrennung im Restgaszyklus. Im Umkehrschluß läßt sich ableiten, daß der Starterfolg stark gefährdet ist, wenn die Verbrennung im 2. Zyklus überhaupt nicht funktioniert. Dieses kommt insbesondere bei kleineren Startwinkeln oft vor, bei großen Startwinkeln gar nicht. Für Startwinkel  $> 118^\circ$  KW n. OT hat die Verbrennung im 2. Zyklus bei jedem erfolgreichen Start funktioniert, bei Startwinkeln  $< 102^\circ$  KW n. OT hingegen überhaupt nicht. Offensichtlich gibt es unter den gewählten Versuchsbedingungen eine starke Abhängigkeit der Restgaszyklusverbrennung vom Startwinkel. Grund hierfür könnte das konstante Luftverhältnis sein. Dieses bedingt, daß mit kleiner werdendem Startwinkel und damit einhergehender Startvolumenvergrößerung im Rückdrehzylinder größere Kraftstoffmassen in den Rückdrehzylinder eingespritzt werden, um das Rückdrehluftverhältnis konstant zu halten. Das Luftverhältnis wird dabei aus dem Verhältnis von eingespritzter Kraftstoffmasse zum Luftvolumen im Brennraum berechnet. Da aber bereits vor Einspritzende gezündet wird, ist es sehr unwahrscheinlich, daß zum Zündzeitpunkt die Homogenisierung der Brennraumladung bereits abgeschlossen ist. Es ist davon auszugehen, daß sich in Nähe der Kerze eine fette Gemischwolke befindet, während andere Teile des Brennraums kaum mit Kraftstoff durchsetzt sind. Das lokale Luftverhältnis an der Kerze zum Zeitpunkt 1 ms vor Einspritzende dürfte dabei kaum vom momentanen Brennraumvolumen, sondern viel mehr von der absoluten eingespritzten Kraftstoffmasse abhängen. Daher ist zu erwarten, daß zur Erzielung einer robusten Verbrennung im Restgaszyklus eher die Einspritzmenge in den Rückdrehzyklus als das globale Brennraumluftverhältnis konstant zu halten sind. Das optimale Brennraumluftverhältnis für die Rückdrehung wäre damit kurbelwinkelabhängig und würde nur für einen Startwinkel von  $116^\circ$  KW n. OT  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$  betragen. Insbesondere zu niedrigen Startwinkeln hin scheint demnach mit einer Optimierung des Luftverhältnisses für verschiedene andere Startwinkel noch Potential für eine Startfenstererweiterung vorhanden zu sein.

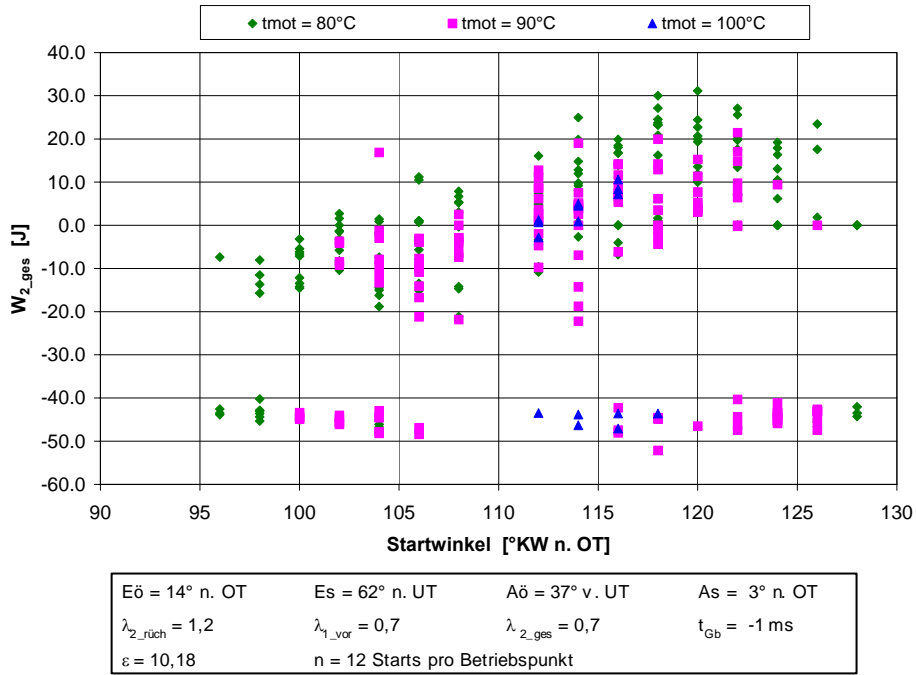


Bild 5.2.4.6-17: Gesamtarbeit des 2. Zyklus (Restgaszyklus) ( $W_{2\_ges}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ )

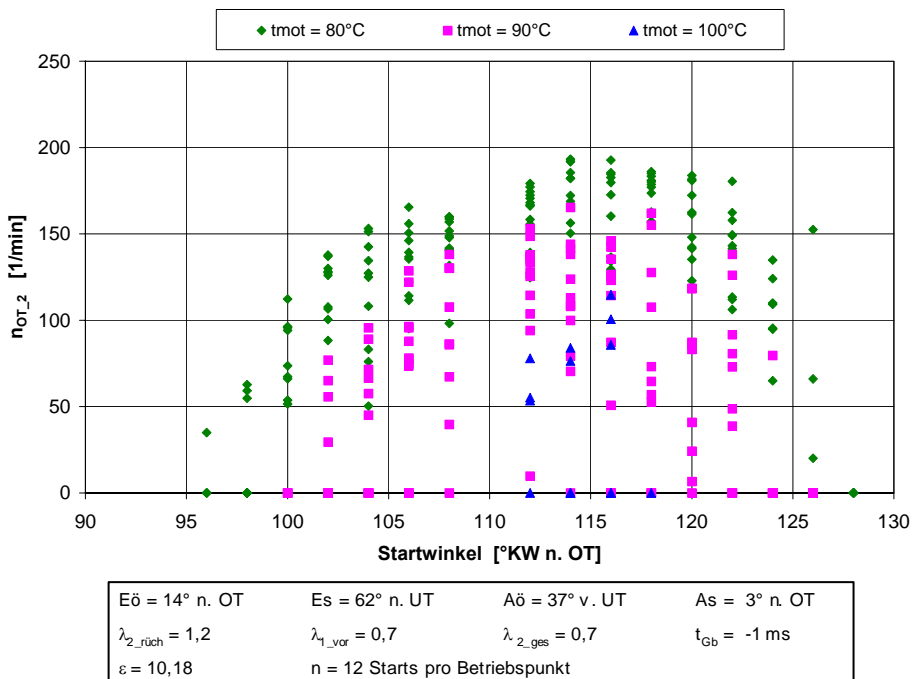


Bild 5.2.4.6-18: Drehzahl im 2. OT in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ )

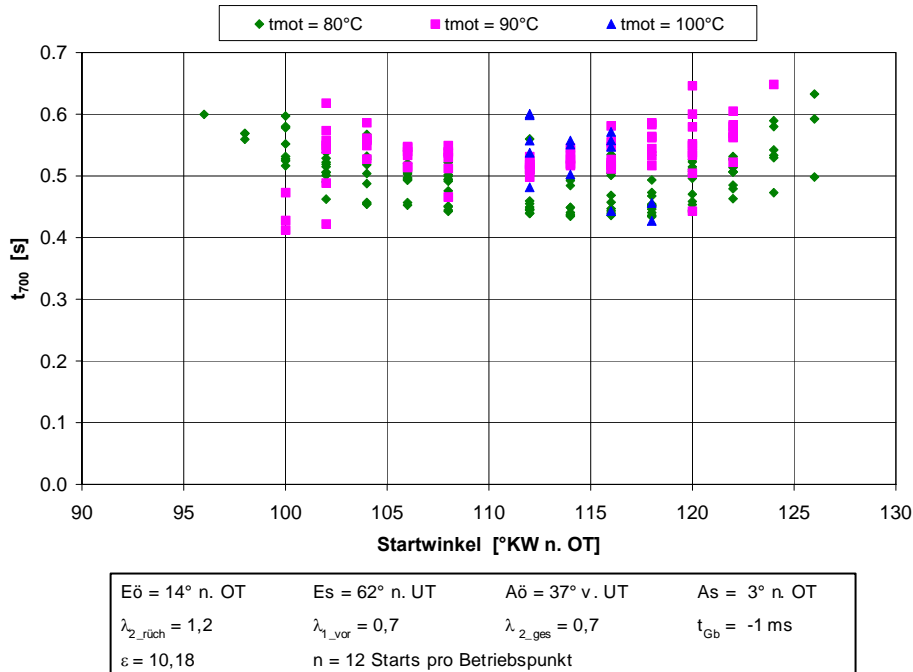


Bild 5.2.4.6-19: Startzeit ( $t_{700}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur (Standard Steuerzeiten, 228°/220° Nockenwellen,  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ )

Bild 5.2.4.6-18 zeigt die Drehzahlen im 2. OT in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur. Wie bei der Rückdrehung mit fettem Gemisch ist im startrelevanten Kurbelwinkelfenster mit großen Streubreiten der OT-Drehzahlen zu rechnen, die ab 90°C Kühlwassertemperatur wesentlich größer sind als die Entfernung der niedrigsten gemessenen Drehzahlen zu Null. Starts bei 90°C oder höheren Temperaturen sind daher als wenig robust zu bezeichnen.

In Bild 5.2.4.6-19 ist die Startzeit ( $t_{700}$ ) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur dargestellt. Für 80°C liegt sie im startrelevanten Kurbelwinkeltbereich bei etwa 0,45 s und ist damit ca. 0,05 s schneller als mit fetter Rückdrehverbrennung und ohne Verbrennung im Restgaszyklus.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß ein zu 100 % robuster Start offenbar überhaupt nicht erzielt werden kann, da selbst bei hohem Energieüberschuß im 2. OT, die Entflammung des Rückdrehzyklus nie absolut sicher funktioniert. Ohne Verbrennung im Restgaszyklus können Starts bis zu 80°C Kühlwassertemperatur durchgeführt werden. Mit magerer Rückdrehverbrennung und erfolgreicher Verbrennung im Restgaszyklus lassen sich vereinzelt Starts bis zu einer Kühlwassertemperatur von 100°C realisieren (50 % Starterfolg bei Startwinkeln 112°-116°KW n. OT). Mehr als 80 % Starterfolg sind aber nur bei Kühlmitteltemperaturen von bis zu 90°C erreichbar. Das Startkurbelwinkelfenster, in denen mehr als 80 % Starterfolg dargestellt werden können, liegt je nach Kühlmitteltemperatur und Rückdrehlufthverhältnis etwa im Bereich 100° - 120°KW n. OT.

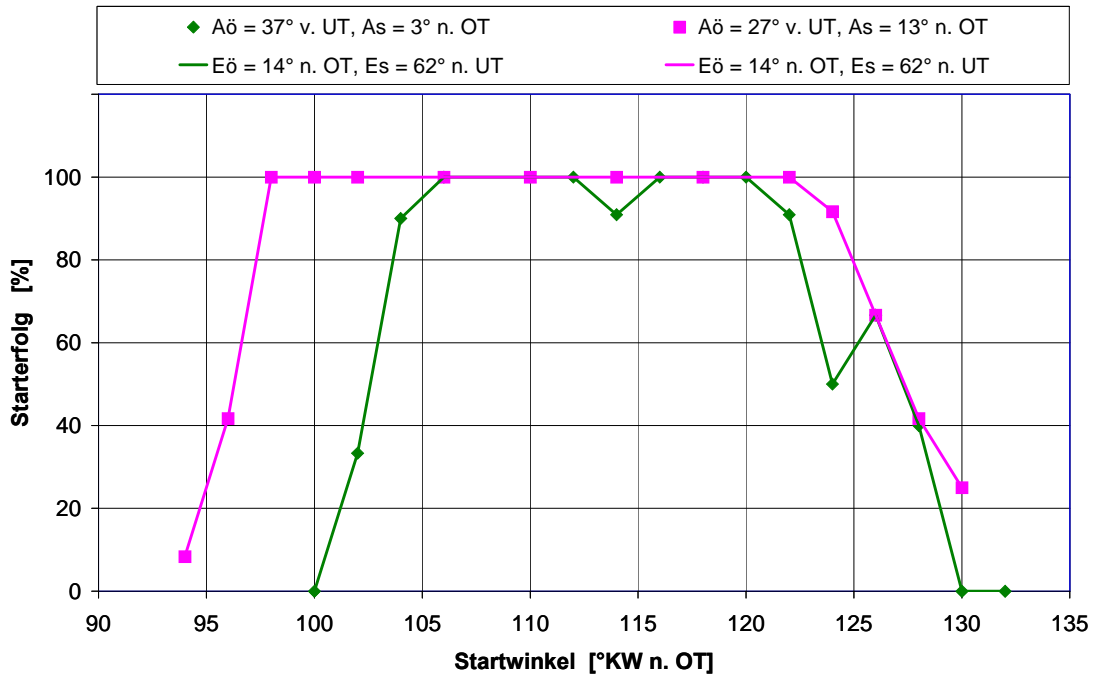
#### 5.2.4.7 Einfluß der Ventilsteuerzeiten

Mit den Steuerzeiten, die zur Kalibrierung des Simulationsmodells benutzt werden, ist im Versuch bereits ab einer Kühlwassertemperatur von 80°C kaum noch ein Start möglich (Kapitel 5.1: Einlaß-/ Auslaßventilöffnungswinkel 240°/240°; Eö = 14° n. OT, Es = 74° n. UT, Aö = 57° v. UT, As = 3° n. OT). Während der Messungen beträgt beim Startwinkel von 116°KW n. OT der Starterfolg nur 50 %, trotz eines Rückdreherfolgs von 100 % (Basis: 12 Messungen, 80°C Kühlwassertemperatur). Für andere Startwinkel geht die Startwahrscheinlichkeit gegen Null. Da die Entwicklung des Direktstarts mit diesen Nockenwellen nicht zielführend erscheint, wird schon frühzeitig auf „kürzere“ Nockenwellen mit einem Einlaß-/ Auslaßventilöffnungswinkel von 228°/220° umgerüstet. Wie sich aus den Simulationsergebnissen ergibt, ist insbesondere die mit diesen Nockenwellen realisierbare späte Steuerzeit „Aö“ sehr vorteilhaft für das Direktstartverhalten (S. 183, Kapitel 5.1.4.2.6). „Kurze“ Nockenwellen dieser Art werden üblicherweise in Turbomotoren (auch mit variabler Ventilsteuerung) eingesetzt [97] [133]. An Saugmotoren mit variabler Ventilphasensteuerung würden solche „kurzen“ Nockenwellen zu nicht unerheblichen Nachteilen hinsichtlich des Teillast- und Vollastverhaltens führen [89].

Den bisher in Kapitel 5.2.4.6 gezeigten Ergebnissen liegen Untersuchungen mit den „kurzen“ Nockenwellen (228°/220°) zu Grunde, die sich in einer für einen Turbo-Motor mit variabler Nockenwellenverstellung üblichen Grundeinstellung befinden. Dabei ist zu bemerken, daß die Funktionalität der variablen Nockenwellenphasenverstellung für den Direktstart nicht genutzt werden kann, da die Nockenwellenphasensteller am Versuchsmotor, wie auch an sonst fast allen üblichen Applikationen, mit Motoröldruck betrieben werden. Dieser steht zur Verstellung während des Motorstillstands nicht zur Verfügung. Aus diesem Grund müssen die Nockenwellen beim Direktstart in einer der beiden Anschlagpositionen des Nockenwellenverstellers stehen und zwar in der, die als Basisposition (Verriegelungsposition) definiert ist [89].

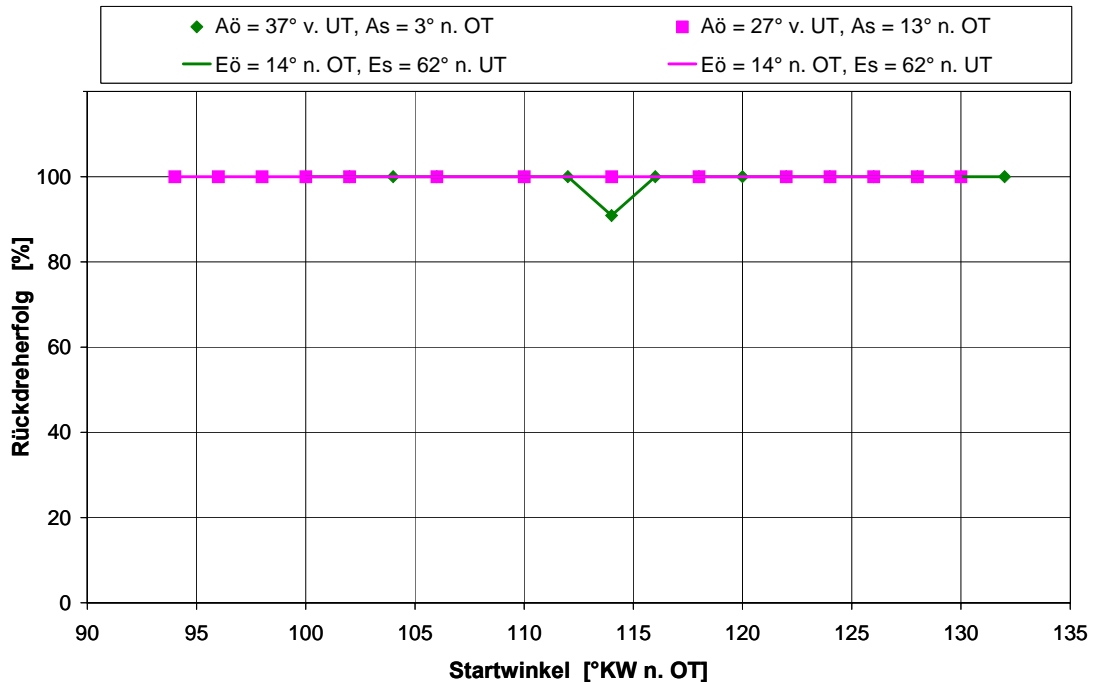
Im folgenden wird, unter Inkaufnahme von Vollastkompromissen, von der Basissteuerzeit des Turbomotors abgewichen und ein um 10°KW späteres „Aö“ gewählt, da gerade der Steuerzeit „Aö“ ein entscheidender Einfluß auf die Direktstartfähigkeit eines Motors zugeschrieben wird [33].

In Bild 5.2.4.7-1 ist der Starterfolg in Abhängigkeit vom Startkurbelwinkel für die „kurzen“ Nockenwellen (228°/220°), für zwei verschiedene Grundstellungen der Auslaßnockenwelle dargestellt. Gezeigt wird die Steuerzeit „As“ = 13° n. OT im Vergleich zur Steuerzeit „As“ = 3° n. OT (bisherige Vergleichsbasis). Die Kühlwassertemperatur beträgt 80°C, das Rückdrehluftverhältnis  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ . Bild 5.2.4.7-2 zeigt den dazugehörigen Rückdreherfolg. Der Effekt des 10° späteren „Aö“ - welches mit dem 10° späteren „As“ einhergeht - auf die Größe des Startkurbelwinkelfensters ist beachtlich. Insbesondere im kleinen Winkelbereich kommt es zu einer Aufweitung des Startfensters um etwa 8°KW (< 80 % Starterfolg: zuvor von 104°KW n. OT bis 122°KW n. OT, nun von 98°KW n. OT bis 124°KW n. OT).



Eö = 14° n. OT	Es = 62° n. UT	t <sub>mot</sub> = 80°C	t <sub>gb</sub> = 75 ms
λ <sub>2_rüch</sub> = 0,7	λ <sub>1_vor</sub> = 0,7	λ <sub>2_ges</sub> = 0,7	ε = 10,18
n = 12 Starts pro Betriebspunkt			

Bild 5.2.4.7-1: Einfluß der Steuerzeit „Auslaß öffnet“ auf den Starterfolg



Eö = 14° n. OT	Es = 62° n. UT	t <sub>mot</sub> = 80°C	t <sub>gb</sub> = 75 ms
λ <sub>2_rüch</sub> = 0,7	λ <sub>1_vor</sub> = 0,7	λ <sub>2_ges</sub> = 0,7	ε = 10,18
n = 12 Starts pro Betriebspunkt			

Bild 5.2.4.7-2: Einfluß der Steuerzeit „Auslaß öffnet“ auf den Rückdreherfolg



Wie aus Bild 5.2.4.7-3 und Bild 5.2.4.7-4 ersichtlich, nehmen sowohl die Arbeit der 1. Vorwärtsexpansion, als auch die Drehzahl im 2. OT mit der Verspätung des Auslaßöffnungszeitpunkts deutlich zu.

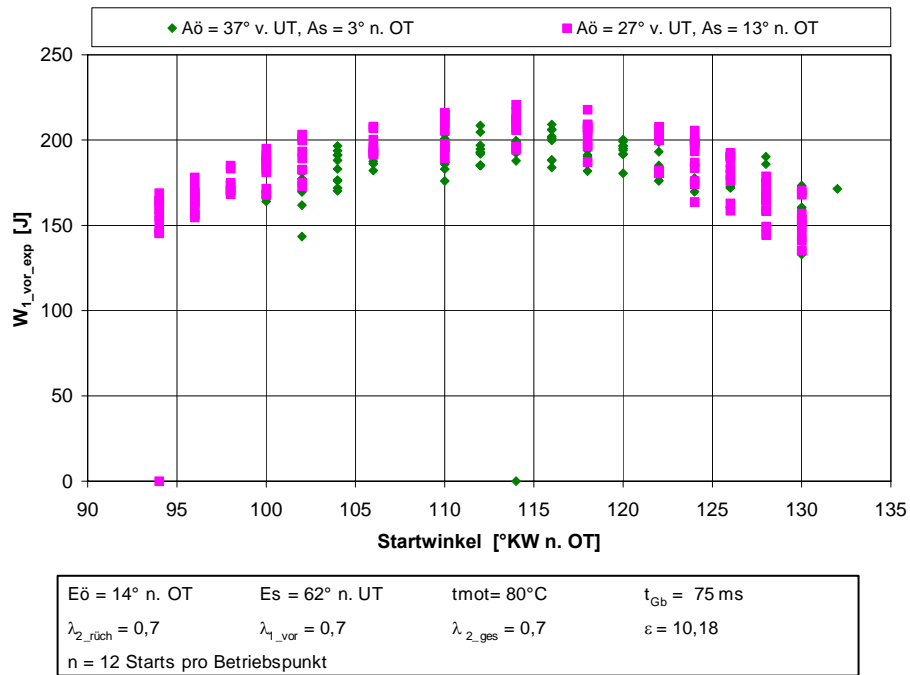


Bild 5.2.4.7-3: Einfluß der Steuerzeit „Auslaß öffnet“ auf die Arbeit der 1. Vorwärtsexpansion ( $W_{1\_vor\_exp}$ )

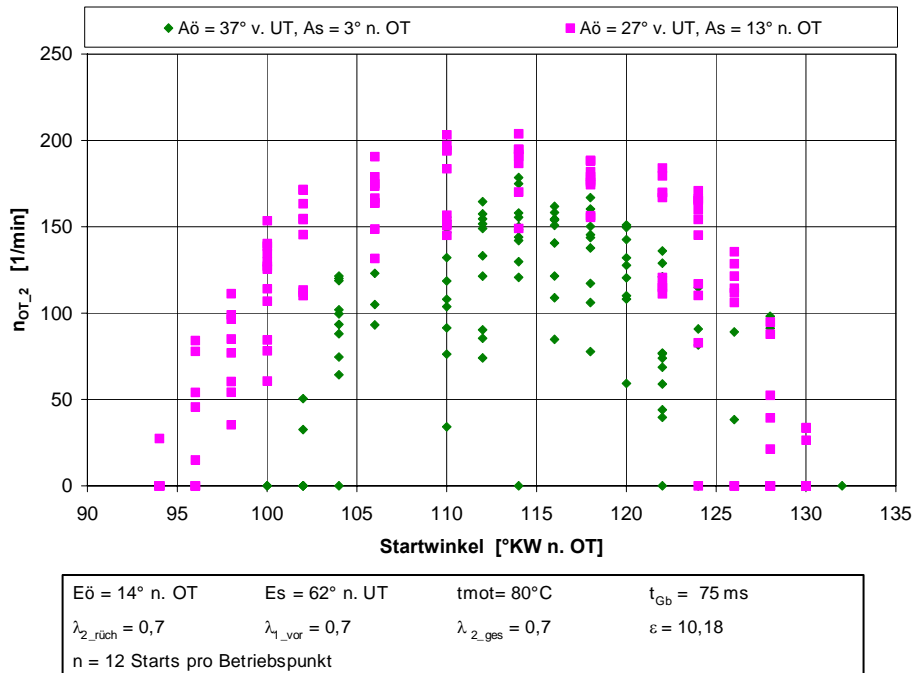


Bild 5.2.4.7-4: Einfluß der Steuerzeit „Auslaß öffnet“ auf die Drehzahl im 2. OT

Bild 5.2.4.7-5 zeigt den Vergleich der Startzeiten (Zeit vom 1. Einspritzsignal bis 700 /min). Mit der um 10°KW verspäteten Öffnung des Auslaßventils sinkt die erforderliche Startzeit etwa um 0,05 s.

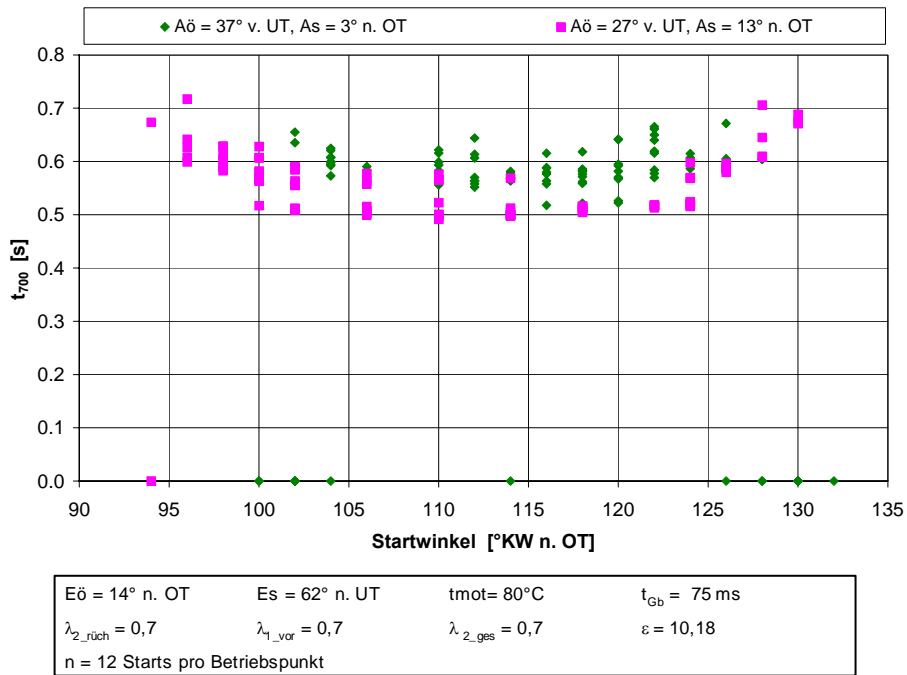


Bild 5.2.4.7-5: Einfluß der Steuerzeit „Auslaß öffnet“ auf die Startzeit ( $t_{700}$ )

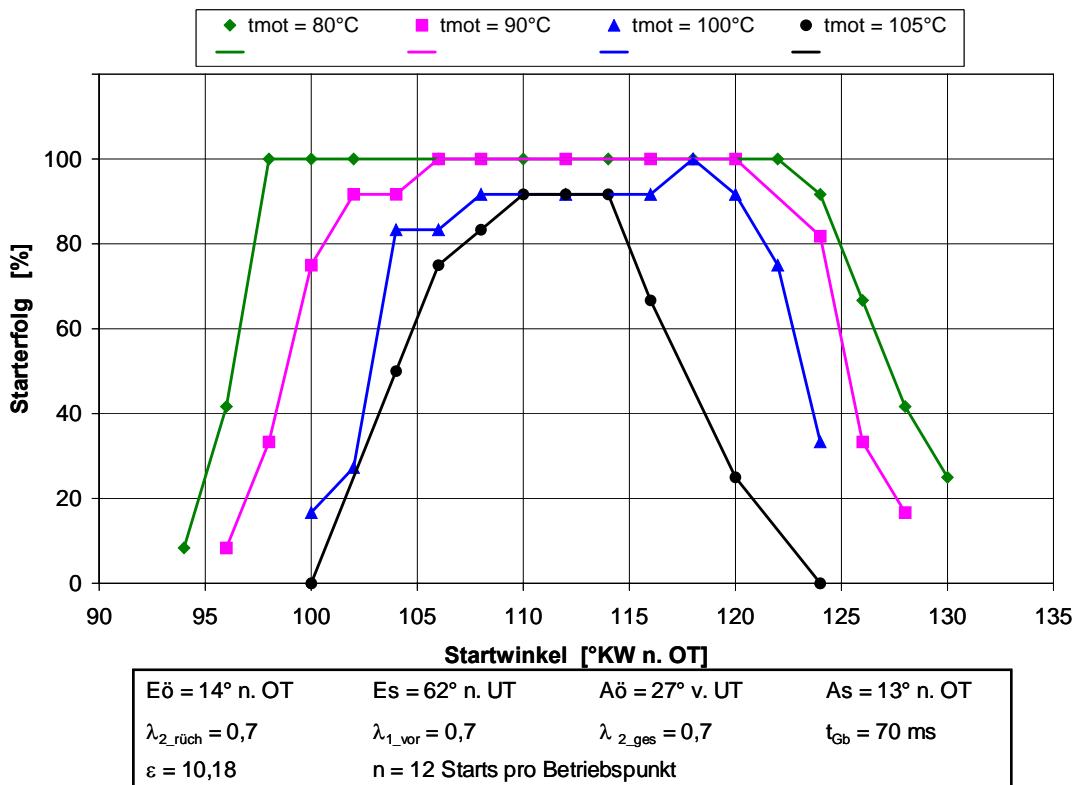


Bild 5.2.4.7-6: Starterfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_r\ddot{u}ck} = 0,7$ )

Bild 5.2.4.7-6 zeigt den Starterfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur für den späteren Öffnungszeitpunkt des Auslaßventils für eine Rückdrehung mit fettem Gemisch ( $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ ), Bild 5.2.4.7-7 den zugehörigen Rückdreherfolg. Im Vergleich zur Standardsteuerzeit, mit der schon bei 90°C Kühlmitteltemperatur kein Direktstart mehr möglich ist, erweitert die Verschiebung des „Aö“-Zeitpunkts den Kühlmitteltemperaturbereich bis auf 105°C. Für diese Temperatur ergibt sich ein Kurbelwinkelbereich mit 4°KW Breite (110°KW – 114°KW) in dem mehr als 90 % Starterfolg erzielt werden. Da der Rückdreherfolg für sämtliche Starts 100 % beträgt, scheitern sämtliche nicht erfolgreichen Starts an der Überwindung des 2. OT und nicht an der Entflammbarkeit der Rückdrehverbrennung.

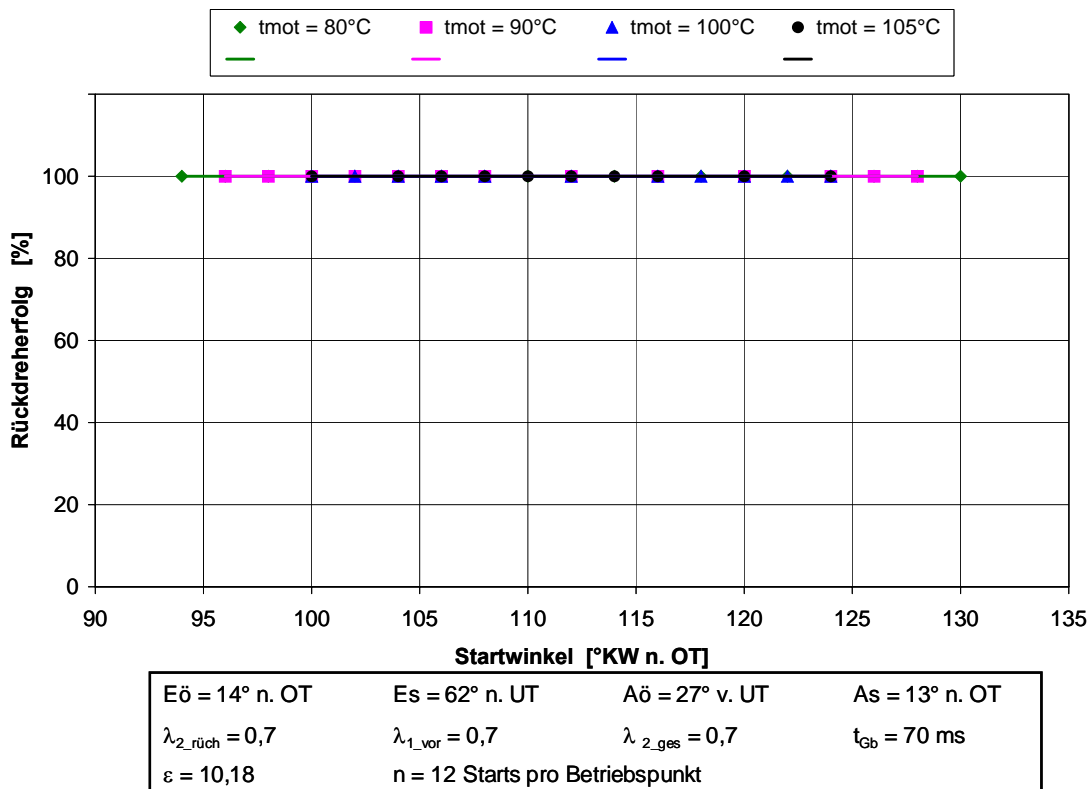


Bild 5.2.4.7-7: Rückdreherfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ )

In Bild 5.2.4.7-8 sind die zugehörigen OT-Drehzahlen und in Bild 5.2.4.7-9 die Startzeiten dargestellt.

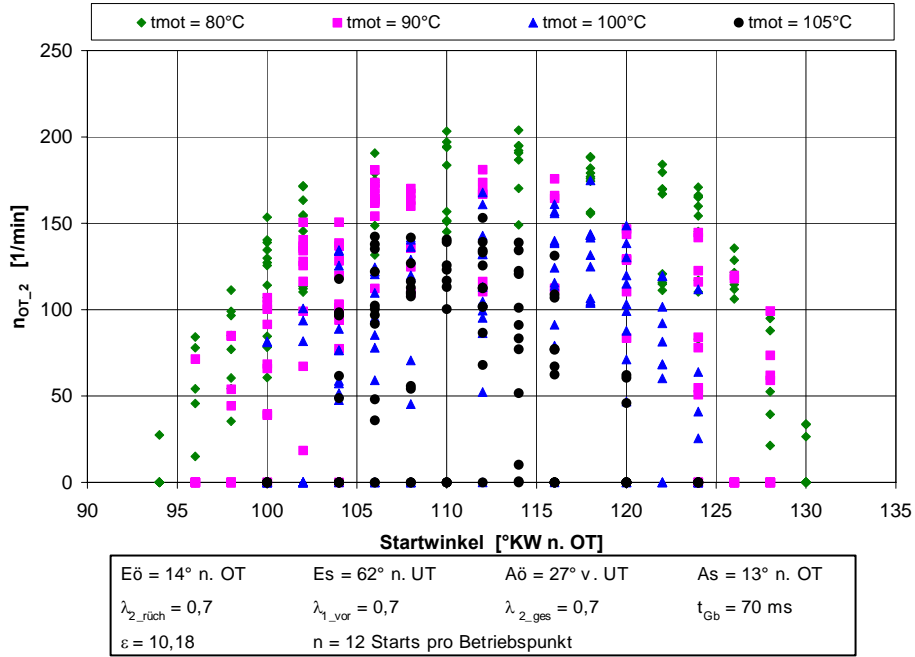


Bild 5.2.4.7-8: Drehzahl im 2. OT in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ )

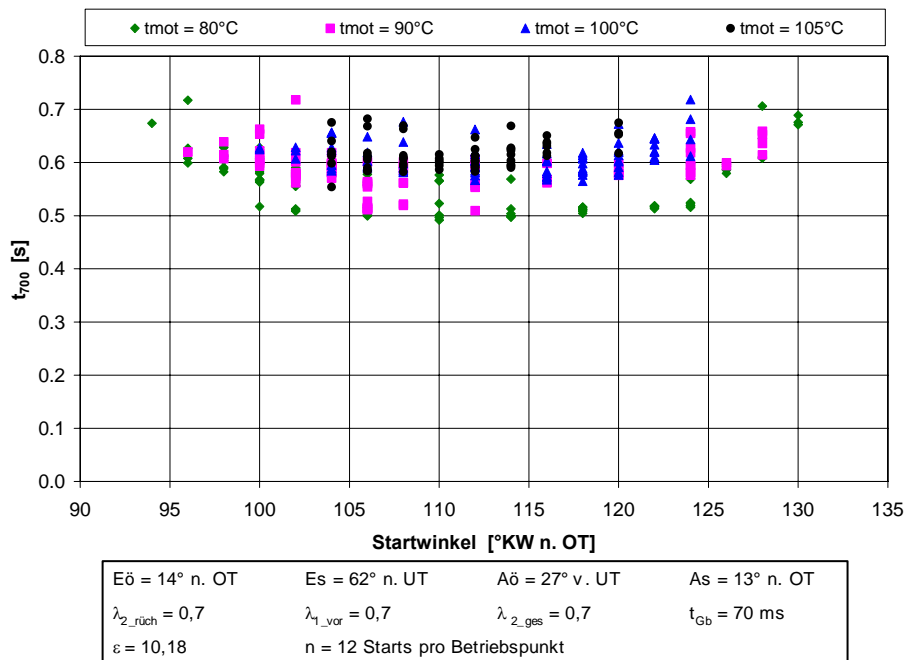


Bild 5.2.4.7-9: Startzeit in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_rück} = 0,7$ )

Bild 5.2.4.7-10 zeigt den Starterfolg in Abhängigkeit des Startkurbelwinkels und der Kühlwassertemperatur bei magerer Rückdrehverbrennung ( $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ ) für die spätere Auslaßsteuerzeit. Bild 5.2.4.7-11 kann der zugehörige Rückdreherfolg entnommen werden. Insbesondere bei 80°C Kühlwassertemperatur zeigt die Entflammung Robustheitsschwächen. Bei 105°C ist die Entflammung zwar öfter erfolgreich, jedoch bricht der Starterfolg partiell trotz erfolgreicher Entflammung signifikant ein. Grund hierfür ist, daß die 2. Verbrennung im Restgaszyklus trotz magerem Zurückdrehens nicht erfolgreich ist. Dieser Effekt kann in Bild 5.2.4.7-12 beobachtet werden, in dem die Gesamtarbeit des 2. Zyklus (Restgaszyklus) in Abhängigkeit vom Startkurbelwinkel und der Kühlwassertemperatur aufgetragen ist. Bis zu einem Startwinkel von 124°KW n. OT kommt es zu negativen Gesamtarbeiten (die nicht im Bereich -50 J liegen, der nicht erfolgreiche Starts anzeigt). Es findet also zum Teil offensichtlich keine oder nur eine sehr schwache Energieumsetzung im 2. Zyklus statt. Grund für die Startwinkelabhängigkeit der 2. Verbrennung dürfte auch hier wieder das mit kleiner werdendem Startwinkel zu fett werdende lokale Luftverhältnis in Nähe der Kerze sein.

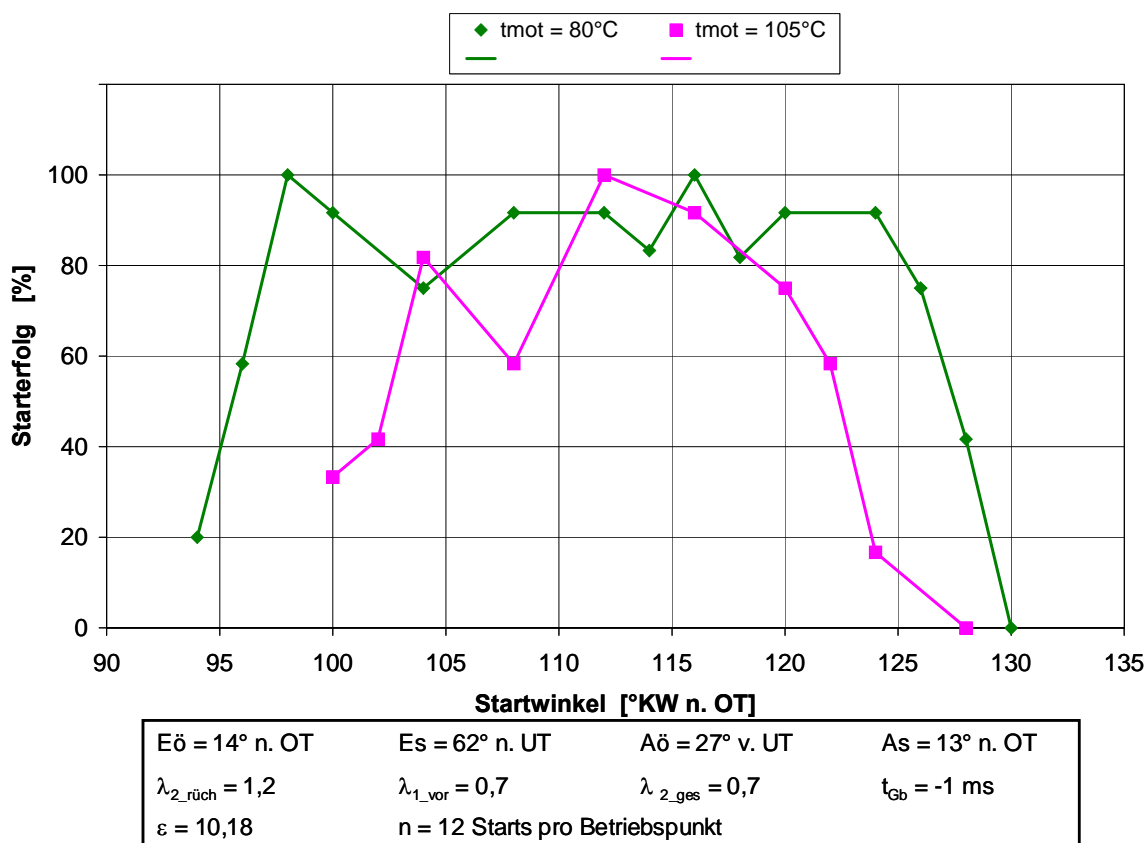


Bild 5.2.4.7-10: Starterfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ )

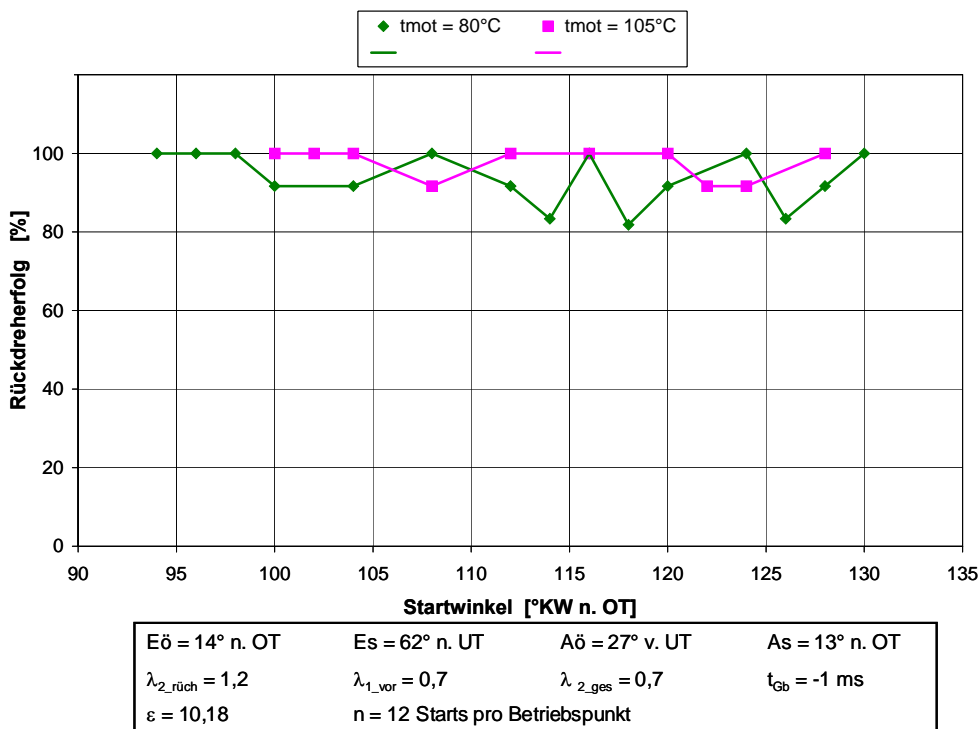


Bild 5.2.4.7-11: Rückdreherfolg in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ )

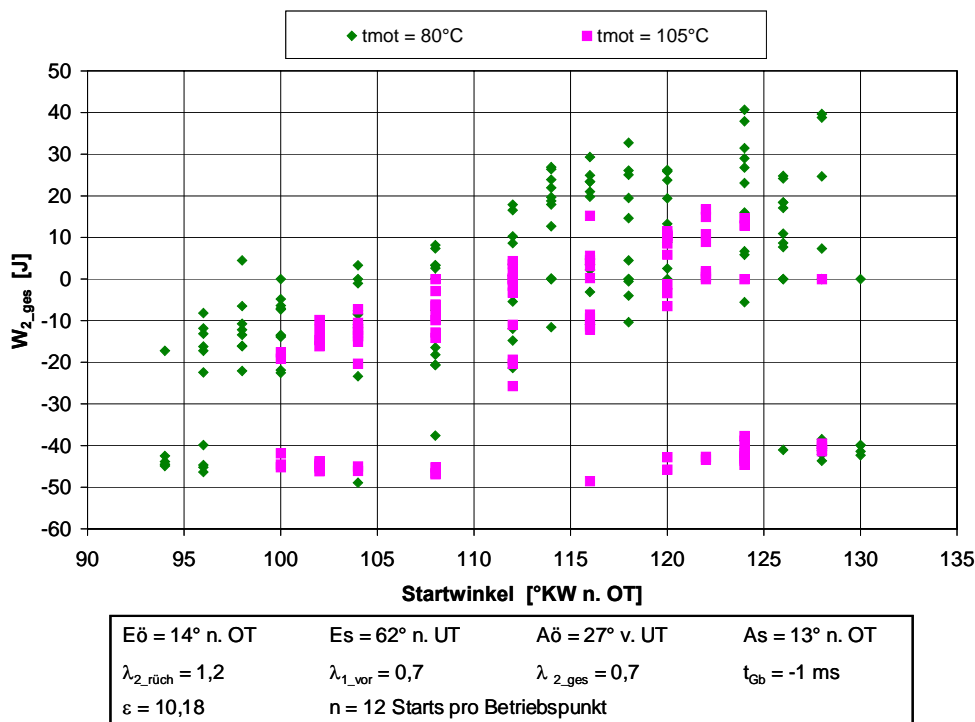


Bild 5.2.4.7-12: Gesamtarbeit des 2. Zyklus (Restgaszyklus) in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ )

Bild 5.2.4.7-13 zeigt die zugehörigen Drehzahlen im 2. OT und Bild 5.2.4.7-14 die entsprechenden Startzeiten. Mit magerer Rückdrehverbrennung, einer Verbrennung im Restgaszyklus und der geänderten Auslaßsteuerzeit lassen sich (auch ohne

weitere Optimierung des 3. und 4. Zyklus) bei 80°C Kühlmitteltemperatur Startzeiten von bis zu 0,4 s realisieren.

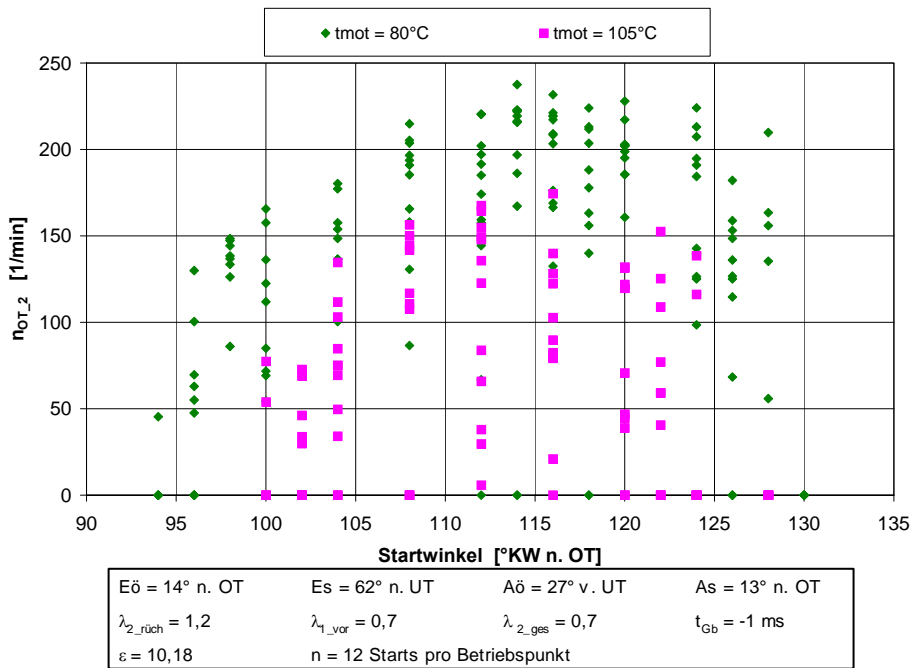


Bild 5.2.4.7-13: Drehzahl im 2. OT in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ )

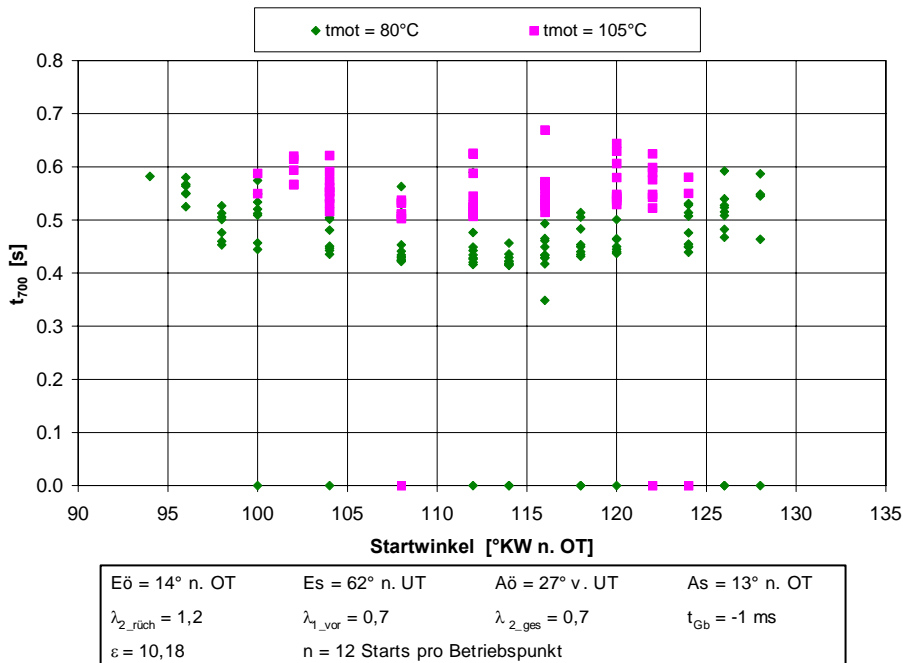


Bild 5.2.4.7-14: Startzeit in Abhängigkeit von Startkurbelwinkel und Kühlwassertemperatur („Aö“ 10°KW spät,  $\lambda_{2\_rück} = 1,2$ )

In Bild 5.2.4.7-15 ist der Vollastverbrauchsnaheil dargestellt, der sich durch die für den Direktstart optimierte Basissteuerzeit ergibt. Die Daten stammen aus Stationärvermessungen eines baugleichen turboaufgeladenen 1,6l-Motors.

Zur Verschiebung der Steuerzeit „Aö“ muß der Anschlag der Nockenwelle zu späteren Steuerzeiten hin verschoben werden. Durch die Verdrehung der Nockenwelle wird die Steuerzeit „As“ in gleicher Weise verstellt wie die Steuerzeit „Aö“. Die Verspätung der Steuerzeiten „Aö“ und „As“ hat negative Konsequenzen für den Vollastverbrauch im Drehzahlbereich von 4000 – 5500 /min. Das Verbrauchsoptimum bei „As“ = 5°KW n. OT kann durch die Verschiebung des Endanschlages der Nockenwelle nicht mehr angefahren werden. Da dieser Betriebspunkt mit der gewählten direktstartfreundlichen Einstellung mit der Steuerzeit „As“ = 13°KW n. OT gefahren werden muß, ergibt sich ein Mehrverbrauch um etwa 1,3 %. Für eine weitere Verschiebung der Steuerzeiten „Aö“ und „As“, die aus Sicht des Direktstarts wünschenswert wäre, müssen weitere Kompromisse in Kauf genommen werden.

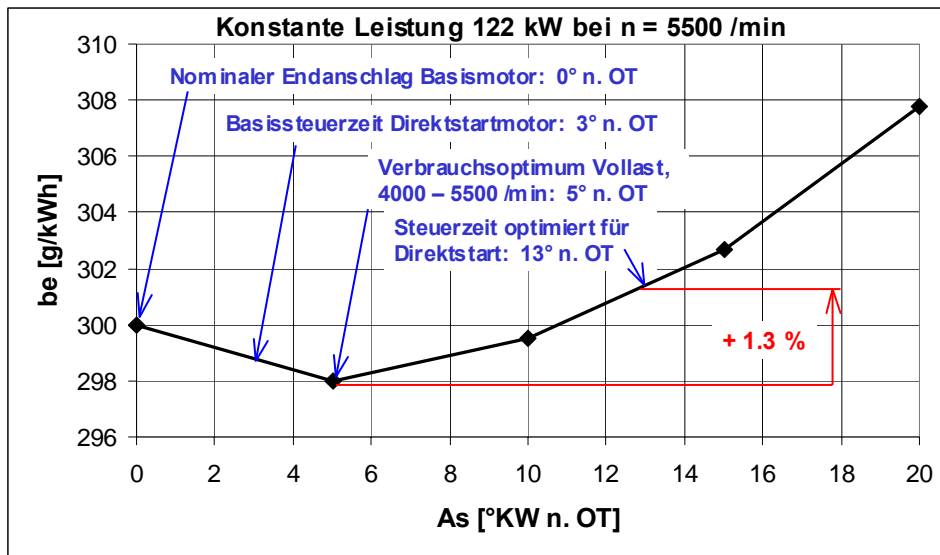


Bild 5.2.4.7-15: Vollastverbrauchsnaheil bei Verschiebung der Auslaßsteuerzeiten („As“ = 13° n. OT, „Aö“ = 27° v. UT)

### 5.2.4.8 Einfluß des Kraftstoffdrucks

Ein weiterer wichtiger Parameter für die Direktstartqualität ist der in der Verteilerleiste des Hochdruckeinspritzsystems anliegende Kraftstoffdruck. Diesem ist eine besondere Bedeutung zuzumessen, da die Einhaltung eines vorgegebenen Kraftstoffdruckniveaus in serientauglichen Applikationen ggf. nur durch massive Zusatzanforderungen an das vorliegende Kraftstoffsystem sichergestellt werden kann. Da das Kraftstoffdruckniveau üblicher elektrischer Vorförderpumpen, die den Kraftstoff vom Tank zum Einspritzsystem transportieren, nur etwa 4 bar beträgt, wird der Kraftstoff bei direkteinspritzenden Ottomotoren zur Zeit üblicherweise durch mechanisch angetriebene Hochdruckpumpen in der Einspritzleiste auf bis zu 120 bar verdichtet [46] [47] [49] [50] [51]. Für strahlgeführte Brennverfahren werden Drücke bis zu 200 bar angestrebt [41]. Mechanische Hochdruckpumpen können aber während des Direktstarts nicht benutzt werden, weil sie zur Kraftstoffverdichtung vom drehenden Motor angetrieben werden müssen. Zum Zeitpunkt der 1. Einspritzung für den



Direktstart steht die Kurbelwelle aber still. Daraus ergeben sich zur Sicherstellung der Direktstartfunktion im realen Betrieb theoretisch folgende Möglichkeiten:

1. Der Direktstart funktioniert uneingeschränkt mit dem Vorförderdruck der Kraftstoffvorförderpumpe (4 bar).
2. Der Druck der Kraftstoffvorförderpumpe wird soweit erhöht, daß ein Direktstart uneingeschränkt unterstützt werden kann.
3. Die mechanisch angetriebene Hochdruckpumpe wird durch eine elektrisch angetriebene ersetzt oder unterstützt.
4. Der Druck in der Kraftstoffleiste wird beim Abstellen des Motors erzeugt und durch Begrenzung der maximalen Kraftstoffsystemleckage kann sichergestellt werden, daß das erforderliche Kraftstoffdruckniveau über einen Mindestzeitraum, für den Startbereitschaft garantiert werden muß, gewährleistet ist.

Zur weiteren Diskussion der Praktikabilität dieser Möglichkeiten werden Daten über die Empfindlichkeit des Direktstarts hinsichtlich des Kraftstoffdrucks benötigt. Alle zuvor angeführten Versuchsergebnisse beziehen sich auf einen konstanten Kraftstoffdruck von 100 bar, der durch die im Versuchsfahrzeug installierte, zusätzliche elektrische Kraftstoffpumpe zur Verfügung gestellt wird. Im folgenden wird der Kraftstoffdruck bewußt abgesenkt und die Konsequenzen für das Direktstartverhalten beurteilt.

In Bild 5.2.4.8-1 ist der Starterfolg in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Startkurbelwinkeln für eine Kühlmitteltemperatur von  $t_{mot} = 80^{\circ}C$  dargestellt. Bild 5.2.4.8-2 zeigt den dazugehörigen Rückdreherfolg. Für jeden Betriebspunkt werden insgesamt 12 Messungen durchgeführt. Der Kraftstoffdruck wird in den Grenzen 10 bar (1 MPa) bis 100 bar (10 MPa) variiert. Wie aus Bild 5.2.4.8-2 ersichtlich, ist die Entflammung der initialen Verbrennung bei sämtlichen durchgeführten Versuchen erfolgreich. Bis hinunter zu einem Kraftstoffdruck von 20 bar (2 MPa) ist keine Auswirkung des Kraftstoffdrucks auf den Direktstarterfolg erkennbar. Bei Unterschreitung von 20 bar (2 MPa) Kraftstoffdruck ist ein Start bei Startkurbelwinkeln, die am Rand des Startfensters liegen ( $98^{\circ}KW$  n. OT und  $122^{\circ}KW$  n. OT) nicht mehr möglich. Der Starterfolg beim optimalen Startkurbelwinkel von  $112^{\circ}KW$  n. OT sinkt von 100 % auf ca. 70 %.

Dem Absinken des Starterfolgs mit steigendem Kraftstoffdruck bei einem Startkurbelwinkel von  $98^{\circ}KW$  n. OT, kann auf Basis der vorliegenden Ergebnisse keine Bedeutung zugemessen werden, da auf der Basis von 12 Messungen pro Betriebspunkt keine statistisch abgesicherte Aussage gemacht werden darf. Die dort sichtbaren Tendenzen können durchaus zufallsbedingt sein.

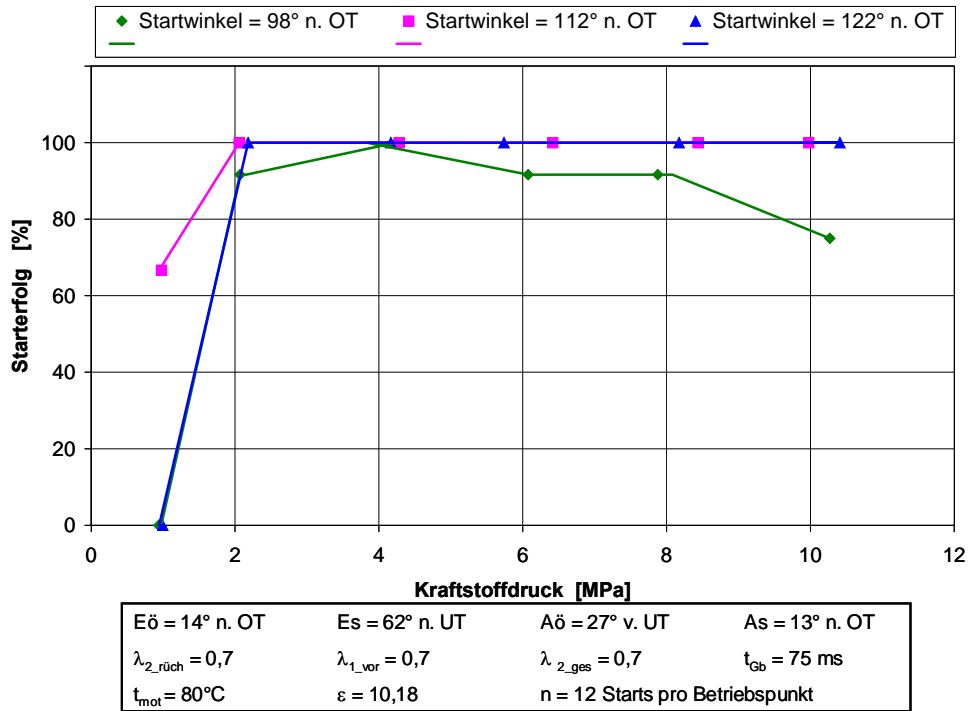


Bild 5.2.4.8-1: Starterfolg in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Startkurbelwinkeln ( $t_{mot} = 80^\circ\text{C}$ )

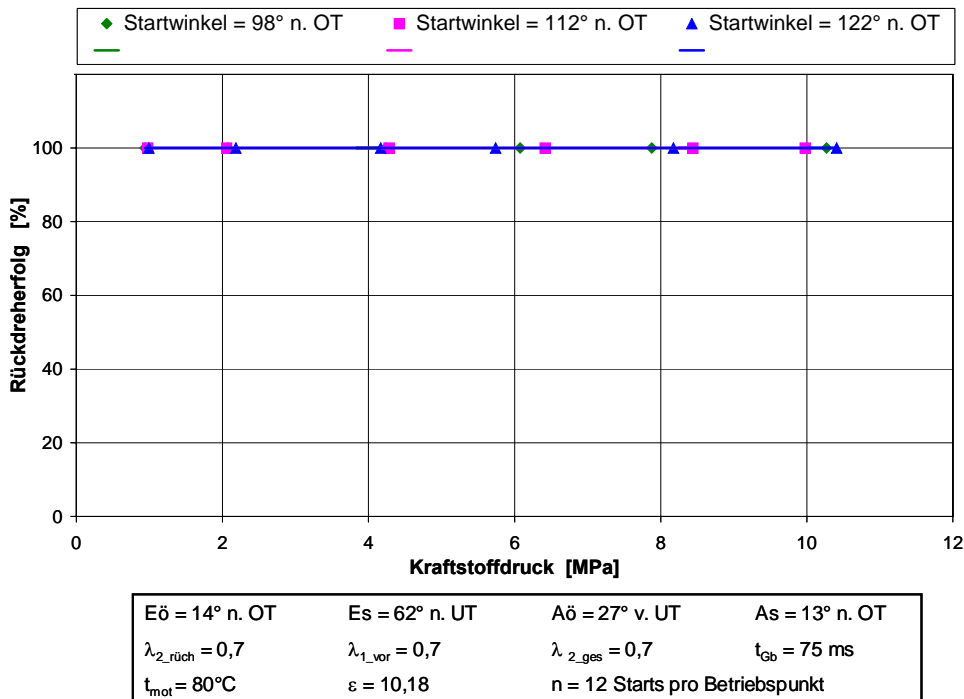


Bild 5.2.4.8-2: Rückdreherfolg in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Startkurbelwinkeln ( $t_{mot} = 80^\circ\text{C}$ )

In Bild 5.2.4.8-3 sind die Drehzahlen im 2. OT in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Startkurbelwinkeln dargestellt. Anders als bei Betrachtung des Starterfolgs ist hier, unabhängig vom Startwinkel, bereits bei 20 bar Kraftstoffdruck eine Verschlechterung der Direktstartqualität zu erkennen. Im Bereich zwischen

40 bar und 100 bar zeigt die Drehzahl im 2. OT und damit die Direktstartqualität keinerlei Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck. Unterhalb von 40 bar Kraftstoffdruck nehmen die Drehzahlen im 2. OT ab.

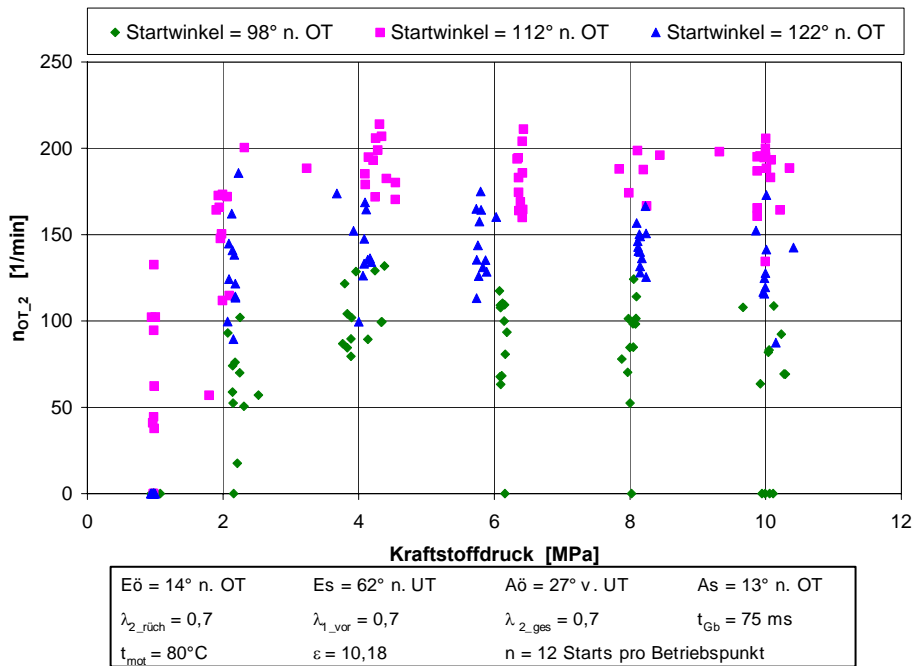


Bild 5.2.4.8-3: Drehzahl im 2. OT in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Startkurbelwinkeln ( $t_{mot} = 80^\circ\text{C}$ )

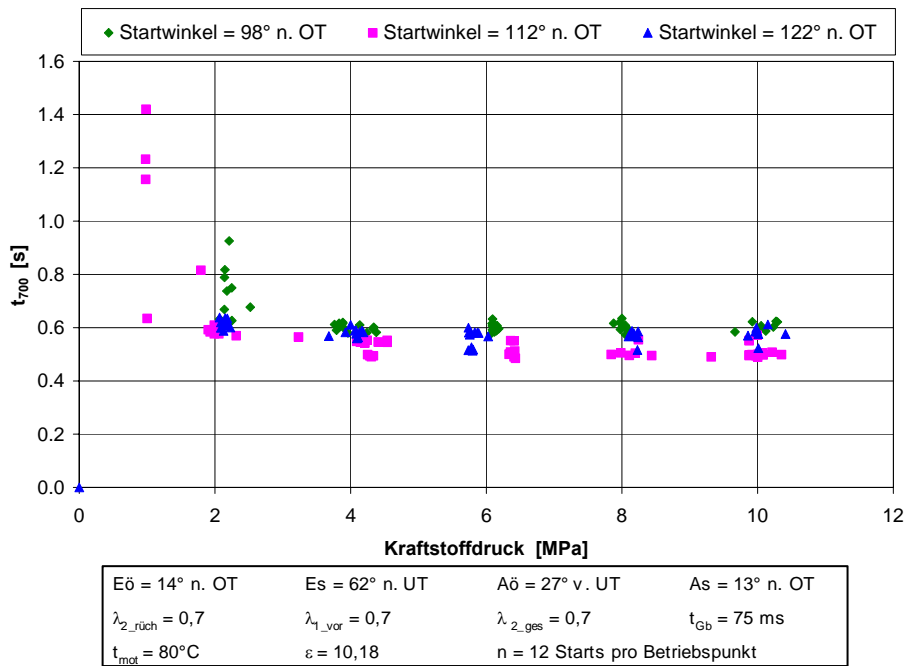
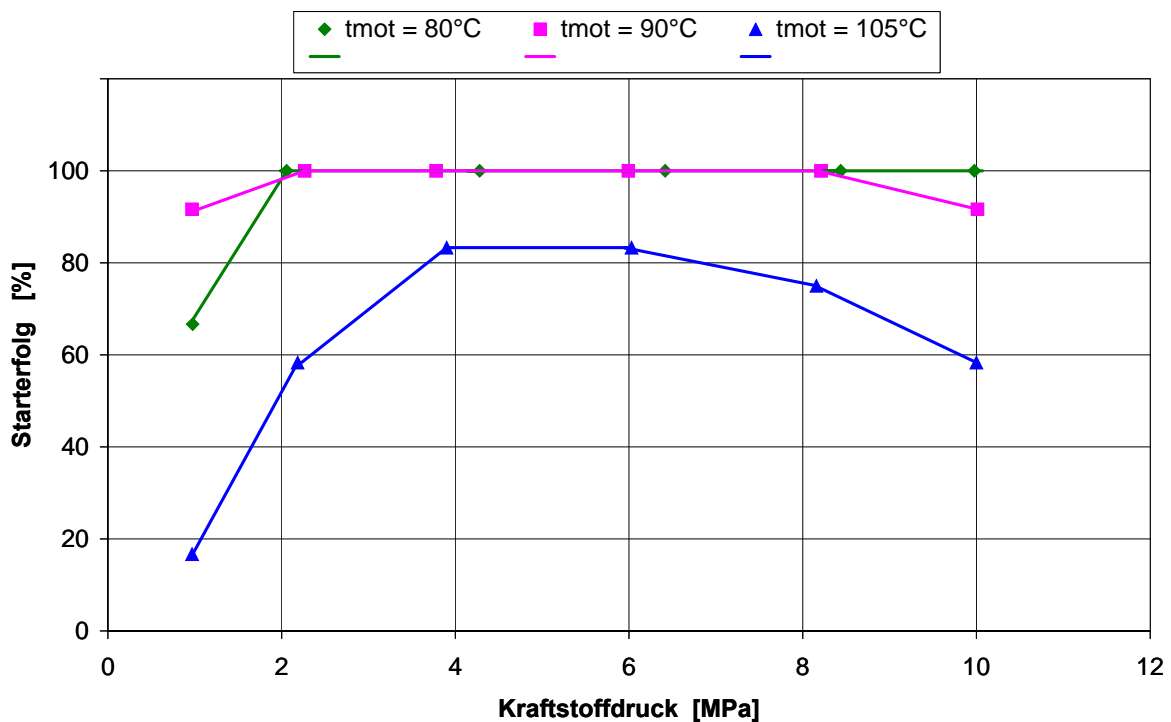


Bild 5.2.4.8-4: Startzeit ( $t_{700}$ ) in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Startkurbelwinkeln ( $t_{mot} = 80^\circ\text{C}$ )

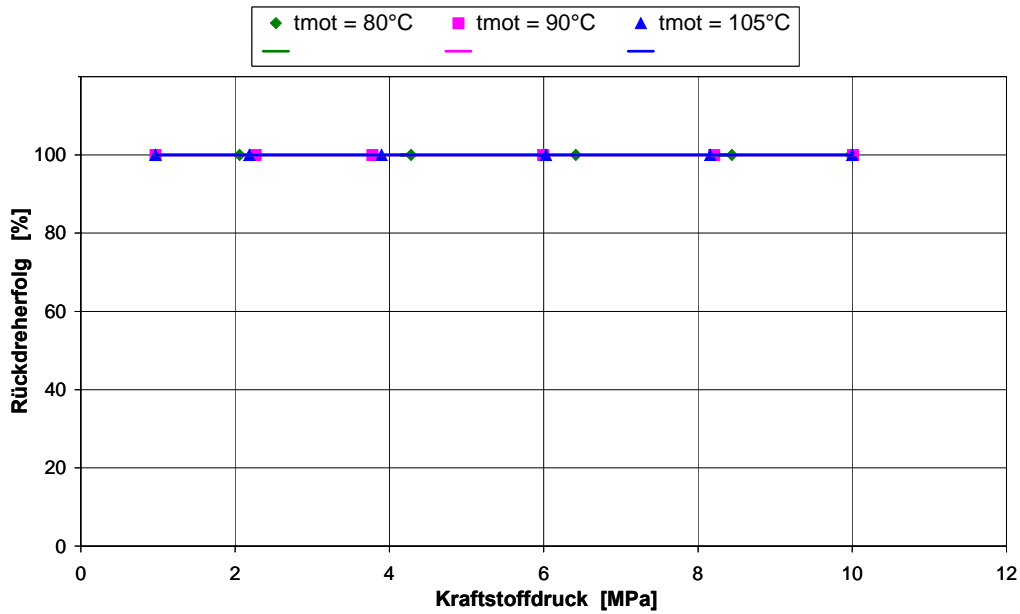
Bei Betrachtung der Startzeiten, die Bild 5.2.4.8-4 entnommen werden können, ergibt sich ein ähnliches Bild. Bei 80°C Kühlwassertemperatur ist ab 40 bar Kraftstoffdruck der Direktstart uneingeschränkt im gesamten Startkurbelwinkelfenster möglich. Bei 20 bar Kraftstoffdruck ergeben sich erste Einschränkungen der Direktstartqualität. Fällt der Kraftstoffdruck auf 10 bar, werden sowohl Startkurbelwinkelfenster als auch Startwahrscheinlichkeit und Direktstartqualität drastisch eingeschränkt.

In Bild 5.2.4.8-5 ist der Starterfolg in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen für den etwa optimalen Startwinkel von 112°KW n. OT dargestellt. Bild 5.2.4.8-6 zeigt den dazugehörigen Rückdreherfolg. Während sich der Motor bei 90°C Kühlwassertemperatur nicht viel anders verhält als bei 80°C, ist bei 105°C bereits ein Absinken der Startwahrscheinlichkeit bei Kraftstoffdrücken unterhalb von 40 bar (4 MPa) zu beobachten.



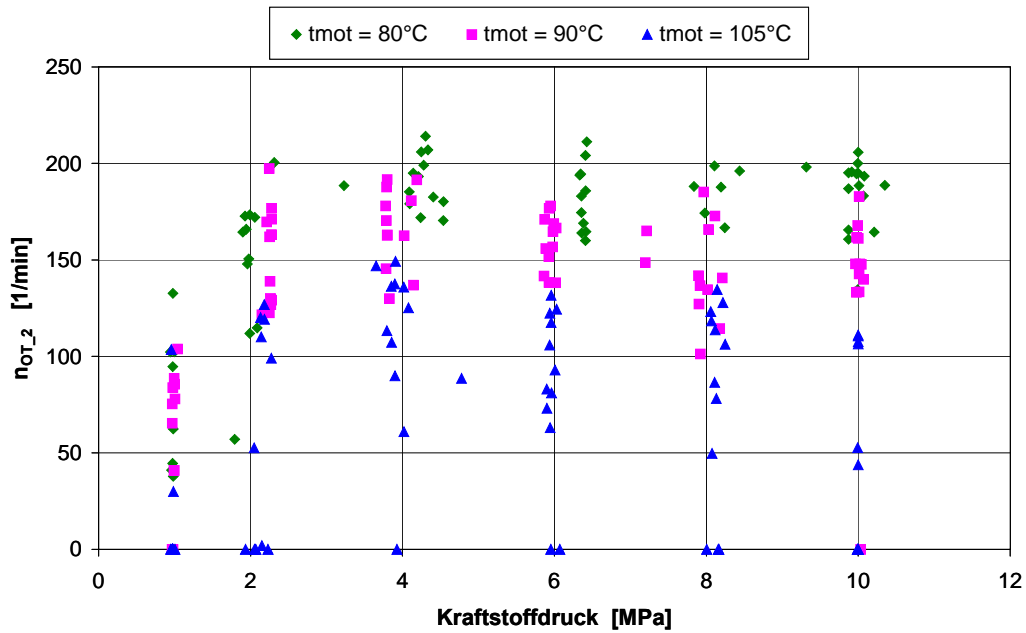
Eö = 14° n. OT	Es = 62° n. UT	Aö = 27° v. UT	As = 13° n. OT	ε = 10,18
λ <sub>2_rüch</sub> = 0,7	λ <sub>1_vor</sub> = 0,7	λ <sub>2_ges</sub> = 0,7	t <sub>Gb</sub> = 75 ms	
Startwinkel = 112°KW n. OT		n = 12 Starts pro Betriebspunkt		

Bild 5.2.4.8-5: Starterfolg in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen (Startwinkel = 112°KW n. OT)



$E\ddot{o} = 14^{\circ}$ n. OT	$E_s = 62^{\circ}$ n. UT	$A\ddot{o} = 27^{\circ}$ v. UT	$A_s = 13^{\circ}$ n. OT	$\varepsilon = 10,18$
$\lambda_{2\_r\ddot{u}ch} = 0,7$	$\lambda_{1\_vor} = 0,7$	$\lambda_{2\_ges} = 0,7$	$t_{Gb} = 75$ ms	
Startwinkel = $112^{\circ}$ KW n. OT		n = 12 Starts pro Betriebspunkt		

Bild 5.2.4.8-6: Rückdreherfolg in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen (Startwinkel =  $112^{\circ}$  KW n. OT)



$E\ddot{o} = 14^{\circ}$ n. OT	$E_s = 62^{\circ}$ n. UT	$A\ddot{o} = 27^{\circ}$ v. UT	$A_s = 13^{\circ}$ n. OT	$\varepsilon = 10,18$
$\lambda_{2\_r\ddot{u}ch} = 0,7$	$\lambda_{1\_vor} = 0,7$	$\lambda_{2\_ges} = 0,7$	$t_{Gb} = 75$ ms	
Startwinkel = $112^{\circ}$ KW n. OT		n = 12 Starts pro Betriebspunkt		

Bild 5.2.4.8-7: Drehzahl im 2. OT in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen (Startwinkel =  $112^{\circ}$  KW n. OT)

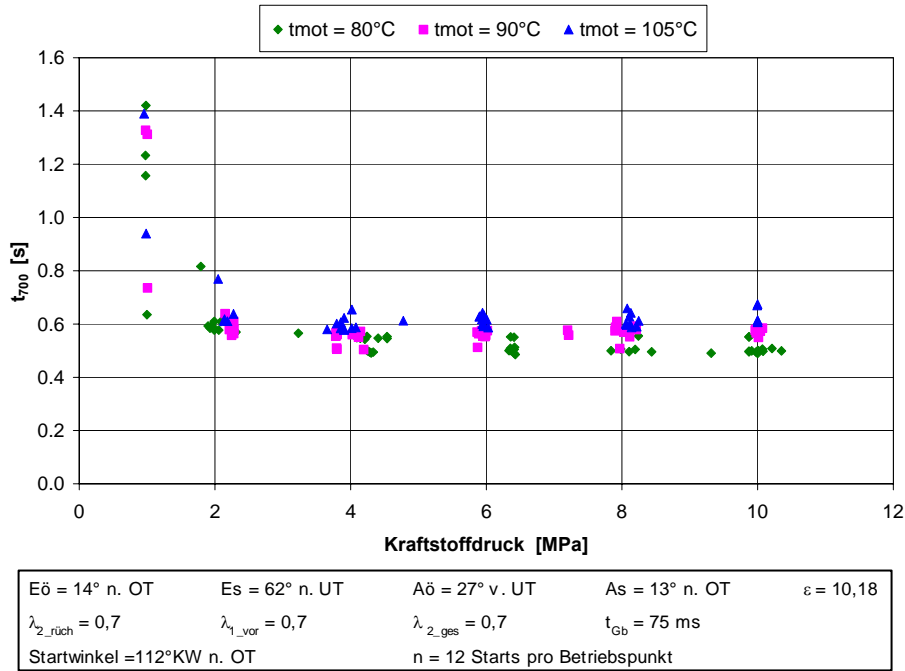


Bild 5.2.4.8-8: Startzeit ( $t_{700}$ ) in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen (Startwinkel = 112°KW n. OT)

Bild 5.2.4.8-7 kann die Drehzahl im 2. OT in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen für einen näherungsweise optimalen Startwinkel von 112°KW n. OT entnommen werden, Bild 5.2.4.8-8 die zugehörige Startzeit. Die tendenzielle Verschlechterung der Direktstarteigenschaften bereits bei einem Druck von 20 bar ist bei Betrachtung dieser Größen bereits für Kühlwassertemperaturen von 80°C und 90°C sichtbar.

Abschließend läßt sich aus den Versuchsergebnissen herleiten, daß unabhängig von der Kühlwassertemperatur und dem Startwinkel erst ab 40 bar Kraftstoffdruck der Direktstart uneingeschränkt möglich ist. Bei 20 bar Kraftstoffdruck ergeben sich erste Einschränkungen hinsichtlich der Direktstartqualität und des nutzbaren Startkurbelwinkelfensters. Fällt der Kraftstoffdruck auf 10 bar, werden sowohl Startkurbelwinkelfenster und Startwahrscheinlichkeit sowie die Direktstartqualität drastisch eingeschränkt.

In Anbetracht der ohnehin großen Empfindlichkeit des Direktstarts auf andere Parameter (Startkurbelwinkel, Kühlwassertemperatur, Kompressionsverhältnis, Steuerzeit „Auslaß öffnet“) ist daher empfehlenswert, den Kraftstoffdruck während des Startvorgangs keinesfalls kleiner als 40 bar werden zu lassen. Damit scheidet ein Start mit dem Vorförderdruck der üblichen Kraftstofftankpumpe (4 bar) aus. Der Kraftstoffdruck muß also auf andere Weise sichergestellt werden. Da im Leerlaufbetrieb bereits mit heutigen Kraftstoffpumpen Drücke von 100 bar erreicht werden können, ist ein Erzeugen des erforderlichen Kraftstoffdrucks in der Verteilerleiste bereits während des Abstellvorgangs möglich. Es muß dann allerdings sichergestellt werden, daß der Druck während der gesamten Stillstandphase im System gehalten wird. Damit sind entsprechende Anforderungen zu stellen an die maximal zulässige Leckage des Kraftstoffsystems über die gesamte Fahrzeuglebensdauer. Wie hoch diese

Anforderungen sein müssen, sollte in weiteren Untersuchungen geklärt werden. Dabei ist auch zu berücksichtigen, daß Kraftstoffleckage über die Einspitzventile in den Brennraum zu zusätzlichen HC-Emissionen führen kann, die ggf. die Erfüllung strenger Abgasnormen gefährden. Ist man aufgrund von Emissionsanforderungen zu einem Ablassen des hohen Kraftstoffdrucks während der Fahrzeugstillstandphasen gezwungen, ist ein sicherer Direktstart ohne elektrische Hochdruckpumpe, die mindestens 40 bar Kraftstoffdruck erzeugen kann, kaum möglich.

### 5.3 Schlußfolgerungen

Zur letztendlichen Bewertung des Direktstartpotentials werden sowohl die Simulations- als auch die Versuchsergebnisse herangezogen. Um dabei die Aussagefähigkeit der Simulationsergebnisse besser beurteilen zu können, werden die Simulationsergebnisse zuvor den Versuchsergebnissen gegenübergestellt.

#### 5.3.1 Abgleich gemessener Daten mit Simulationsergebnissen

Da Teile der Simulationsvorgaben auf Kalibriermessungen mit dem Versuchsmotor beruhen, wird der Vergleich von Meßdaten und berechneten Daten bei anderen Betriebsbedingungen als den zur Kalibrierung benutzten durchgeführt (andere Steuerzeiten und Kühlwassertemperaturen). Ein Vergleich des Starterfolgs und der Motordrehzahl im 2. OT ist in der Tabelle in Bild 5.3.1-1 für zwei Betriebspunkte dargestellt. Für das Startfenster ist dabei ein Kurbelwinkelbereich ausgewählt, der einen Starterfolg von mindestes 90 % in jedem untersuchten Betriebspunkt aufweist. Da die Modellrechnung die Schwankungen der Verbrennung und stochastisch auftretenden Entflammungsschwierigkeiten nicht berücksichtigt, sondern von einem mittleren, konstanten Zylinderdruckverlauf ausgeht, kann für die Simulationsrechnung keine Kennzahl mit angegeben werden, die die Startwahrscheinlichkeit beschreibt.

	Aö [°KW v. UT]	t <sub>mot</sub> [°C]	Startfenster [°KW n. OT]		n <sub>OT2</sub> (Startwinkel 116°n. OT) [min <sup>-1</sup> ]		Kapitel
			Messung (> 90 % Starterfolg)	Simulation	Messung	Simulation	
<b>1.</b>	≈ 40	75	-	96 – 120	-	80	5.1.4.2.6
		75 - 85	104 - 122	-	80 – 170	-	5.2.4.6
		85	-	97 - 117	-	110	5.1.4.2.6
<b>2.</b>	≈ 40	55	-	86 - 126	-	180	5.1.4.2.6
		55 - 65	104 - 126	-	160 - 220	-	5.2.4.6

Bild 5.3.1-1: Vergleich von Simulations- und Meßergebnissen

Im 1. Betriebspunkt werden die Ergebnisse von Berechnung und Versuch für Kühlwassertemperatur von 80°C ± 5°C verglichen. Die sich ergebenden Startfenster sind ähnlich groß (Messung 18°KW, Simulation 24°KW bzw. 20°KW), wobei das Startfenster bei den Messungen leicht zu späteren Steuerzeiten hin verschoben ist. Auch die Drehzahlen am 2. OT liegen auf ähnlichem Niveau, wobei sich die Meßergebnisse,

bedingt durch Verbrennungsschwankungen, nur mit Hilfe eines Drehzahlbandes beschreiben lassen, während das Ergebnis der Simulation jeweils eine singuläre Drehzahl ist. Die berechneten Drehzahlen für beide Kühlwassertemperaturen liegen jeweils im Streuband der Messungen.

Ein ähnliches Bild ergibt sich beim Vergleich von Simulations- und Versuchsergebnissen im 2. ausgewählten Betriebspunkt. Auch hier passen die Drehzahlen im 2. OT und das ermittelte Startfenster sehr gut zusammen, wobei das berechnete Startfenster, gegenüber dem gemessenen, bei kleinen Startwinkeln etwas zu optimistische Voraussagen liefert.

Insgesamt können mit dem Startsimulationsmodell sehr gut die Auswirkungen von Parametervariationen auf das durchschnittliche Startverhalten vorausgesagt werden. Die große Schwäche der Simulation liegt darin, daß sie die Verbrennungsschwankungen und die ab und zu auftretenden Entflammungsschwierigkeiten bei der Rückdrehverbrennung in keiner Weise berücksichtigt. Hier können ausschließlich Meßdaten zur Analyse herangezogen werden.

Insgesamt läßt sich das Direktstartpotential bei kombinierter Betrachtung von Simulations- und Versuchsergebnissen sehr gut abschätzen.

### **5.3.2 Robustheit des Direktstartvorgangs**

Wie aus den Messungen am Versuchsfahrzeug hervorgeht, gibt es beim erweiterten Direktstart, insbesondere bei magerem Luftverhältnis zum Zeitpunkt der ersten Zündung, im Rückdrehzylinder stochastisch auftretende Entflammungsschwierigkeiten, deren Ursache nicht genau bekannt ist. Bei fettem Luftverhältnis im Bereich  $\lambda = 0.6 - 0.8$  treten die Entflammungsschwierigkeiten kaum auf, können aber nicht ausgeschlossen werden. Es ist auch bei optimalem Luftverhältnis von einer Erfolgsquote der Entflammung von weniger als 100 % auszugehen. Zur Klärung der Auftretenswahrscheinlichkeit bedarf es weiterer statistisch abgesicherter Untersuchungen mit einer wesentlich größeren Anzahl von Tests pro Betriebspunkt.

Bei ungünstigen Randbedingungen für den Direktstart (z. B. hohe Kühlwassertemperatur) führen zusätzlich zu den Entflammungsschwierigkeiten der 1. Verbrennung Schwankungen der ersten 2 - 3 Verbrennungen dazu, daß die freiwerdende Energie zum Teil nicht ausreicht, um den 2. OT zu überwinden. Auch diese Starts sind erfolglos. Daher sollten die Randbedingungen für den Direktstart mit einem ausreichenden Sicherheitsabstand zur Betriebsgrenze, die sich z. B. aus der Simulation ergibt, gewählt werden. Zur Quantifizierung der Schwankungsbreite der Verbrennungen muß eine wesentlich größere Zahl von Tests durchgeführt werden, als es im Rahmen dieser Arbeit möglich war. Der Zeitaufwand für solche Tests ist immens. Geht man davon aus, daß zur gesicherten Angabe der Verbrennungsschwankungen mindestens 300 Messungen pro Betriebspunkt ausreichen, wie es bei der stationären Vermessung von Motoren üblich ist [125] [126], würde man mit dem verwendeten Versuchsträger etwa 2 - 3 Tage Meßaufwand pro Betriebspunkt benötigen.



Selbst wenn die Randbedingungen für den Start so gewählt würden, daß die Verbrennungsschwankungen bereits berücksichtigt wären, bliebe immer noch das Problem der eingeschränkten Entflammungssicherheit der Rückdrehverbrennung. Eine Direktstartsicherheit von 100 % kann nach jetzigem Kenntnisstand auch mit dem verwendeten strahlgeführten Brennverfahren nicht erreicht werden. Dazu muß der Entflammungsprozeß bei Umgebungsdruck im Rückdrehzylinder erst besser verstanden werden, was eingehende Untersuchungen, z. B. an einem Transparentmotor, erfordern würde.

### 5.3.3 Grenzen des Direktstarts

Selbst beim Erreichen einer Entflammungssicherheit von 100 % wären die Möglichkeiten zur Applikation des Direktstartverfahrens an beliebige Direkteinspritzmotoren durch die Anforderungen des Direktstarts an den Motor stark eingeschränkt. Es ist zwar durchaus möglich einen Motor so abzustimmen, daß er in einem großen Funktionsbereich mit sehr hoher Startwahrscheinlichkeit direktstartfähig ist, allerdings müssen hinsichtlich des Teillast- und Vollastbetriebsverhaltens deutliche Kompromisse eingegangen werden.

So ist zum einen die maximal erreichbare Kühlwassertemperatur ein stark limitierender Faktor. Je höher diese wird, desto schlechter funktioniert der Direktstart. Bisher ist aus der Literatur eine maximal erreichbare Kühlmitteltemperatur von 70°C bekannt [34]. Am hier untersuchten strahlgeführten Direkteinspritzmotor wird eine deutliche Erweiterung des Temperaturfensters bis auf über 100°C erreicht. Durch die Erweiterung des nutzbaren Kühlwassertemperaturbereiches sind deutlich weniger Kompromisse hinsichtlich des Teillastverbrauchs in Kauf zu nehmen. Während bei heutigen Motoren bereits Kühlwassertemperaturen von 105°C üblich sind, werden für zukünftige Motorenkonzepte noch höhere Kühlwassertemperaturen (bis zu 140°C) als thermodynamisch sinnvoll angesehen [131] [132].

Zur Darstellung der Direktstartfähigkeit bis zu einer Kühlwassertemperatur von 105°C sind bereits Kompromisse hinsichtlich der Steuerzeiten einzugehen. Dabei kommt insbesondere der Steuerzeit „Auslaß öffnet“ eine besondere Bedeutung zu. Diese ist beim verwendeten Versuchsträger frühestens auf 25°KW v. UT zu legen, um bei einem Verdichtungsverhältnis von 10:1 und 105°C Kühlwassertemperatur ein etwa 4°KW breites Startfenster mit mehr als 90 % Startwahrscheinlichkeit zu erhalten. Mit dieser späten Auslaßsteuerzeit ergeben sich bereits Verschlechterungen des Vollastverbrauchs und zwar von etwa 1 – 1,5 % im Drehzahlbereich von 4000 – 5500 /min. Für Saugmotoren mit gleichem Verdichtungsverhältnis sinkt die Kühlwassertemperaturgrenze unter 80°C; dies gilt insbesondere für Motoren mit Nockenwellenphasenverstellung, die mit längeren Nockenwellenprofilen bestückt werden sollten, damit weder Teillast- noch Vollastnachteile in Kauf genommen werden müssen. Mit einer vollvariablen Ventilsteuerung der Ein- und Auslaßventile, die auch bei stillstehendem Motor funktioniert, könnte das Steuerzeiten-Potential für den Direktstart vollständig genutzt werden, ohne Vollast- oder Teillastnachteile befürchten zu müssen. Eine solche Ventilsteuerung ließe sich z. B. mit einem elektromagnetisch aktuierten Ventiltrieb realisieren.

Berücksichtigt man, daß das am Versuchsfahrzeug untersuchte Verdichtungsverhältnis von 10,18 zwar für Turbomotoren zeitgemäß ist, aber für Saugmotoren mit Direkteinspritzung, bei denen ein Verdichtungsverhältnis in der Größenordnung von 12 üblich ist [46] [47] [50], zu deutlichen Teillastverbrauchsachteilen führt, muß für moderne Otto-Saugmotoren mit einer weiteren Herabsetzung der Kühlwassertemperaturgrenze gerechnet werden. Aus der Simulation ergibt sich für eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses um 2 Punkte eine Herabsetzung der maximal möglichen Kühlwassertemperatur um ungefähr 20°C. Die Kühlwassertemperaturgrenze sinkt dann unter 60°C.

Obwohl im eingespritzten Kraftstoff genügend Energie gebunden ist, um theoretisch einen erfolgreichen Direktstart auch unter diesen Bedingungen (frühes „Aö“,  $\varepsilon = 12$ ) bis weit über 100°C zu ermöglichen, ist auch mit dem derzeitigen Entwicklungsstand von strahlgeführten Brennverfahren keine ausreichende Umsetzung dieser Energie während des Direktstartvorgangs möglich. Beim strahlgeführten Brennverfahren bietet sich zwar im Gegensatz zum wandgeführten Brennverfahren die Möglichkeit, den Motor mager zurückzudrehen und damit im Restgaszyklus eine weitere Verbrennung einzuleiten, womit die Kühlwassertemperaturgrenze um etwa 10°C – 15°C angehoben werden kann. Allerdings führt Rückdrehen mit magerem Kraftstoff-Luft-Gemisch zu wesentlich häufigeren, erfolglosen Entflammungen als Rückdrehen mit fettem Gemisch, so daß auch diese spezifische Eigenschaft des strahlgeführten Verfahrens derzeit nicht genutzt werden kann.

Alle bisher getroffenen Aussagen gelten selbstverständlich nur, wenn es gelingt, die Startposition in einem sehr engen Kurbelwinkelfenster (etwa 100° - 120°KW n. OT) sicherzustellen. Die Möglichkeiten, diese Forderung umzusetzen, wird eingehend in Kapitel 7.1 diskutiert.

Mit dem derzeitigen Stand der Brennverfahrensentwicklung wird der Direktstart daher zumindest an 4-Zylinder-Reihenmotoren nur als Nischenlösung umsetzbar sein, bei der die Anforderungen des Direktstarts insbesondere seitens der Steuerzeiten, der maximalen Kühlmitteltemperatur und des Verdichtungsverhältnisses zu erfüllen sind. Solch ein Motor muß dabei zwingend mit einer effizienten Stoppositionskontrolle und einem Notlaufsystem zur Bewältigung erfolgloser Startversuche bzw. ungünstiger Startbedingungen ausgerüstet sein (Kapitel 6.2).

## 6 Konstruktive Änderungen am Motor zur Darstellung eines Stopp-Start-Systems mit Direktstarttechnologie

In Bild 6-1 sind die Bestandteile eines „Stopp-Start-Systems mit Direktstarttechnologie“ schematisch dargestellt. Gegenüber anderen Stopp-Start-Systemen (Kapitel 3) unterscheidet sich dieses System durch die Art des Motorstarts. Alle anderen Komponenten unterscheiden sich nicht grundsätzlich von denen andersartiger Stopp-Start-Systeme. Daher wird auf diese Komponenten im Rahmen dieser Arbeit auch nicht weiter eingegangen.



Bild 6-1: Bestandteile eines Stopp-Start-Systems mit Direktstarttechnologie

Zur Darstellung des Direktstarts in einem Stopp-Start-System ist die Integration folgender zusätzlicher Komponenten und Funktionalitäten in den Antriebsstrang erforderlich:

- Direktstartfunktionen und –strategie integriert im Motorsteuergerät mit erweiterter Funktionalität (zeitsynchrone, zylinderselektive Kraftstoffeinspritzung und Zündung bereits bei stillstehendem Motor bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl)
- Verbesserter Kurbel- bzw. Nockenwellensensor mindestens mit Rückdreherkennung (ggf. Absolutwinkelsensorik)
- Angepaßter Starter-Motor samt Schwungrad (Komfortverhalten und Dauerhaltbarkeit, zur Sicherstellung eines geeigneten Notlaufsystems)
- Kurbelwellenpositionierstrategie (vorzugsweise während des Motorauslaufs)

Während die Direktstartfunktionen ausführlich in Kapitel 5 und die Kurbelwellenpositionierstrategie bereits ausführlich in Kapitel 4 abgehandelt wurden, werden die Anforderungen an die Sensorik und an den Startermotor nachfolgend (Kapitel 6.1 und 6.2) diskutiert.

## 6.1 Absolutwinkelsensorik

Zur Durchführung eines erfolgreichen Direktstarts ist es erforderlich, eine genau bemessene Menge Kraftstoff jeweils in den Kompressions- und Expansionszylinder des stehenden Motors einzuspritzen. Dazu muß bereits bei stillstehendem Motor eine Information über die Phasenlage der Nockenwelle (zur Zylinderidentifikation) und die genaue Kurbelwinkelposition (zur Berechnung der erforderlichen Kraftstoffmasse) vorliegen.

Mit gegenwärtig verwendeten Systemen von Kurbelwellen- und Nockenwellensensoren ist es nicht möglich, die Rückdrehbewegungen der Kurbelwelle, wie sie beim Motorstart (Kapitel 5) und beim Motorauslauf (Kapitel 4) regelmäßig vorkommen, zuverlässig zu erkennen [7] [34]. Daher ist eine Erweiterung zu einem System erforderlich, mit dem sowohl die absolute Winkellage der Kurbelwelle als auch die Phasenlage der Nockenwelle beim Start bekannt sind.

Eine Möglichkeit zur Synchronisierung der Motorsteuerung bereits während des Motorstillstands ist die Anbringung eines Absolutwinkelsensors an die Nockenwelle. Der Absolutwinkel wird bei diesem System bereits bei stehendem Motor ausgelesen, beispielsweise durch Ausnutzung des anisotropen magnetoresistiven Effekts [34]. Solche Systeme sind für die Einsatzbedingungen am Fahrzeugmotor allerdings zur Zeit nicht am Markt verfügbar und müßten erst entwickelt werden, wobei mit deutlich erhöhten Kosten gegenüber konventionellen Sensoren zu rechnen ist. Bei Applikation des Sensors auf der Nockenwelle müssen zudem Meßfehler in Kauf genommen werden, die durch unvermeidbare Ungenauigkeiten bei der Steuerzeiteinstellung und durch die nicht unerheblichen Änderungen der Riemengeometrie während des normalen Betriebs, insbesondere während des Rückdrehens, entstehen.

Ein alternativer Anbau eines anisotropen magnetoresistiven Absolutwinkelsensors an der Kurbelwelle ist technisch aufwendiger als die Nockenwellenapplikation (Bauraum, doppelte Drehzahl) und setzt zudem einen zusätzlichen Nockenwellensensor voraus mit bereits bei Motorstillstand eindeutigen Signal pro  $180^\circ$  Nockenwinkel [34].

Soll das Direktstartverfahren nicht als Alternative zum konventionellen Motorstart für den initialen Motorstart nach Einschalten des Steuergerätes mit dem Zündschlüssel genutzt werden, sondern nur im reinen Stopp-Start-Betrieb funktionieren, so sind auch Systeme denkbar, die wohl zuverlässig die Rückdrehbewegung, nicht aber die absolute Winkelposition erkennen. Bei solchen Systemen wird der „zündschlüsselgetriggerte“ Motorstart, der eine Synchronisation des Steuergerätes erfordert, nach wie vor mit einem konventionellen Anlasser oder alternativen Hilfssystemen vollzogen. Während des Stopp-Start-Betriebs, in dem Motorstopp und Motorstart automatisch erfolgen, bleibt die Motorsteuerung aktiv und verfolgt permanent die Winkelbewegungen von Kurbel- und Nockenwelle.

Geht es nur darum, Rückdrehen zuverlässig zu erkennen, ist auch ein Sensorsystem denkbar, welches aus zwei Inkrementalgebern besteht, die phasenversetzt die Markierungen der Kurbelwelle abtasten [7] [34]. Dazu wird idealerweise ein bereits vorhandener Inkrementalgeber an der Kurbelwelle um einen zweiten Geber ergänzt. Die Inkrementalgeber sind mit einem halben Zahn Versatz angeordnet. Sieht ein Geber (außerhalb des Zahnlückenbereiches) eine aufsteigende Zahnflanke, sieht der zweite eine Zahnmitte. Bei dieser Geberanordnung ist die Abfolge fallender und steigender Flanken je nach Drehrichtung eindeutig und unterschiedlich, so daß mit Auswertung der Zahnflankenabfolge Rückdrehen sicher erkannt werden kann.

Ein aus zwei Inkrementalgebern bestehendes System (Doppelsensorsystem) ist in Bild 6.1-1 schematisch dargestellt. Neben der Variante mit zwei getrennten Inkrementalgebern ist auch eine Anordnung mit zwei in einem Gehäuse oder auf einem Chip integrierten Gebern denkbar.

Die Synchronisation der Motorsteuerung erfolgt bei der Variante mit zwei Inkrementalgebern nur nach einem konventionellen Motorstart per Anlasser. Während des Stopp-Start-Betriebs überwacht das Steuergerät permanent die Kurbel- und Nockenwinkelposition, so daß eine erneute Synchronisation nicht erforderlich ist. Für reinen Stopp-Start-Betrieb ist diese am Markt verfügbare und wesentlich preiswertere Sensorvariante vollkommen ausreichend.

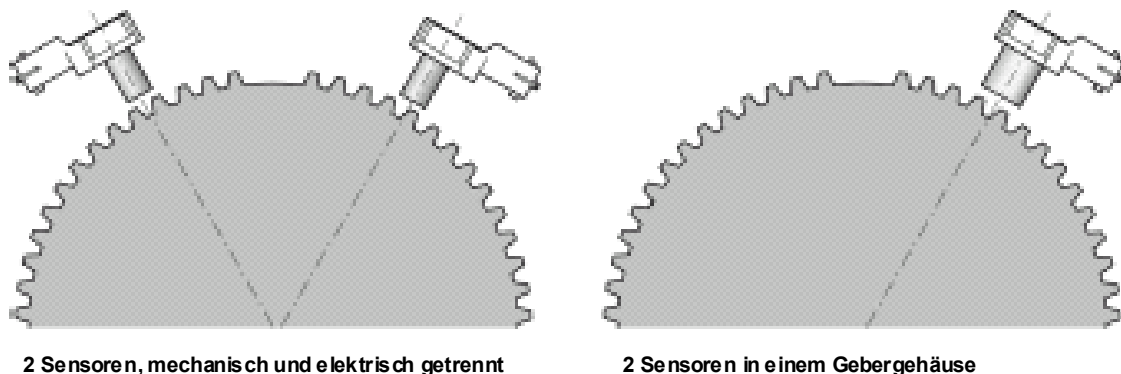


Bild 6.1-1: Rückdreherkennung mit zwei Inkrementalgebern (Doppelsensor) [34]

Da mit dem Sensorsystem ausgehend von der OT-Markierung der Kurbelwelle auch nach der Drehrichtungsumkehr der absolute Kurbelwinkel sicher ermittelt werden soll, muß ein Doppelsensorsystem mit Sensoren aufgebaut sein, die auch niedrigste Drehzahlen erkennen. Erfahrungsgemäß eignen sich derzeit häufig eingesetzte Kurbelwinkelsensoren, die nach dem Induktionsprinzip arbeiten, nicht für diese Anwendung, da diese zur Abgabe eines brauchbaren Signals eine gewisse Mindestdrehzahl erfordern. Drehzahlerkennung bis hin zum Motorstillstand ermöglichen Hall-Effekt-Sensoren oder Inkrementalgeber, die den anisotropen magnetoresistiven Effekt nutzen.

## 6.2 Notwendigkeit des Startermotors

Eine weitere wichtige Komponente eines Stopp-Start-Systems mit Direktstartfunktionalität ist der Anlassermotor samt der schwungradseitigen Verzahnung. Entgegen manchen Mutmaßungen in der Literatur [34] [35] wird der Anlasser nicht weggelassen können. Er wird bleiben müssen, denn es werden besondere Anforderungen an den Anlassermotor gestellt. Die wesentlichen Gründe dafür sind nachfolgend aufgezählt:

1. Selbst unter günstigen motorischen Voraussetzungen (niedriges Verdichtungsverhältnis, kurze Ventilöffnungszeiten, strahlgeführtes, schichtladefähiges Direkteinspritzverfahren) ist die Wahrscheinlichkeit eines erfolgreichen Direktstarts bei Kühlwassertemperaturen über 100°C nicht gesichert (Kapitel 5). In der Zukunft ist aber aus Gründen des Teillastverbrauches mit deutlich höheren Kühlwassertemperaturen (110°C bis hin zu 140°C [131][132]) zu rechnen. Ist bei diesen Temperaturen keine Direktstartwahrscheinlichkeit von 100 % gegeben, muß der Anlasser die Startersicherheit gewährleisten.
2. Selbst wenn es gelingen sollte, den Direktstart bei Normbedingungen sicher zu beherrschen, werden Fahrten in die Berge sehr kritisch, da der Direktstart-erfolg mit dem Sinken des Umgebungsdrucks in der Höhe bedeutend abnimmt (Kapitel 5.1). Schon ab etwa 1000 m Höhe (ca. 0,9 bar Umgebungsdruck) ist die Funktionalität des Direktstarts unter üblichen Betriebsbedingungen voraussichtlich nicht mehr gegeben. Somit muß der Anlasser die Startersicherheit gewährleisten.
3. Der Direktstart funktioniert nur aus einem sehr engen Kurbelwinkelfenster (Kapitel 5) heraus. Dieses könnte mit entsprechenden zusätzlichen Positionier- vorrichtungen zwar zu 100 % erreicht werden, allerdings erscheint die dazu erforderliche Applikation eines zusätzlichen Bauteils (Bremse) aus ökonomischer Sicht wenig sinnvoll. Mit preiswerten, unaufwendigen Positionier- vorrichtungen ist ein abgesichertes, robustes Erreichen der Abstellposition jedoch sehr schwierig (Kapitel 4).
4. Im alltäglichen Betrieb wird ein Fahrer eines Fahrzeugs mit manuellem Ge- triebe im Laufe der Fahrzeuglebensdauer voraussichtlich mehrfach den Motor abwürgen. In diesem Fall kann eine Auslaufsteuerung nicht funktionieren, so daß mit einer nicht geeigneten Startkurbelwinkelposition gerechnet werden muß. Selbst bei Sicherstellung einer geeigneten Auslaufposition mit Hilfe von aktiver Kurbelwinkelpositionierung nach dem Motorstillstand (beispielsweise durch einen Stellmotor) ist, aufgrund der fehlenden Spülphase, mit einem erhöhten Restgasanteil in den startrelevanten Zylindern zu rechnen. Dieser Restgasanteil verschlechtert die Direktstartfähigkeit erheblich und wird vor- aussichtlich einen robusten Direktstart vereiteln.
5. Bei Fahrzeugen mit manuellem Getriebe muß damit gerechnet werden, daß der Fahrer am Berg ein mit abgeschaltetem Motor rollendes Fahrzeug mit Hilfe des Motorwiderstandsmomentes bremst. Dies hätte eine Verschiebung des Startkurbelwinkels zur Folge, die nur durch eine aktive Positionierein- richtung korrigiert werden könnte. Die Ausführung eines Direktstartsystems mit aktiver Positioniereinrichtung ist aber sehr unwahrscheinlich (Kapitel 6.3).

6. Extreme Kaltstartfähigkeit des Direktstarts ( $-30^{\circ}\text{C}$ ) wurde bisher noch nicht nachgewiesen. Es ist sehr fraglich, ob ein robuster Direktstart unter diesen Temperaturbedingungen, die sowohl mit hoher Motorreibung als auch mit schlechter Gemischbildung einhergehen, möglich ist.
7. Aus der alltäglichen Erfahrung mit konventionellen Startsystemen läßt sich ableiten, daß nicht immer jeder Startversuch eines Fahrzeugs erfolgreich ist. Oft führen Bedienungsfehler, ungünstige Randbedingungen oder fehlerhafte Fahrzeugeinstellungen zu einem nicht erfolgreichen Start. Bei konventionellen Startsystemen läßt sich in diesem Fall der Startvorgang einfach durch nochmalige Betätigung des Anlassers wiederholen. Bei einem reinen Direktstartsystem ist allerdings damit zu rechnen, daß im Falle eines mißglückten Startvorgangs das Kraftstoff-Luft-Gemisch in den startrelevanten Zylindern komplett oder teilweise verbrannt ist. Die mit Restgas gefüllten Zylinder lassen keinen weiteren Startversuch zu. Zudem ist zu berücksichtigen, daß ein mißglückter Startversuch die Kurbelwelle wahrscheinlich in eine startungünstige Position bewegt hat, was zusätzlich einen zweiten Startversuch wenig erfolgversprechend erscheinen läßt. In einem solchen Fall würde ein erneuter, erfolgversprechender Direktstartversuch die aktive Positionierung und eine Restgasausspülung mit fremder Hilfe erfordern. Beides würde aufwendige Zusatzbauteile notwendig machen, die gegenüber einem konventionellen Anlasser als Sicherheitssystem aus ökonomischen Gesichtspunkten nicht sinnvoll erscheinen.

Aus der Summe der in 1. bis 7. aufgezählten Gründe ergibt sich zwingend die Erfordernis, ein zusätzliches System zu installieren, welches im Falle ungünstiger Randbedingungen für einen Direktstart den Anlaßvorgang unterstützt. Da der Direktstart zudem nicht zu 100 % robust darstellbar ist, ist die parallele Mitführung eines Hilfsstartsystems ohnehin unvermeidbar. Als robustes und kostengünstigstes Hilfssystem bietet sich der Erhalt des konventionellen elektrischen Anlassers parallel zum Direktstartsystem an. Die Verwendung anderer bekannter Startsysteme, wie riemengetriebene Startergeneratoren oder Kurbelwellenstartergeneratoren, erscheint aus ökonomischen Überlegungen uninteressant (vgl. Kapitel 3). Mit solchen Systemen läßt sich die verbesserte Startqualität bereits ohne Direktstartfunktionalität erreichen, so daß bei Einsatz solcher Systeme die zusätzliche Applikation eines Direktstartsystems wenig sinnvoll erscheint. Ein Direktstartsystem macht aus wirtschaftlicher Sicht nur Sinn, wenn es preiswerter als ein Startergeneratorsystem darstellbar ist, was nur mit Verwendung eines Anlassermotors zur Startunterstützung gegeben ist.

## 7 Ausblick

### 7.1 Eignung des Direktstarts zum Aufbau eines Stopp-Start-Systems

Wie schon in Kapitel 5.3.3 beschrieben, ist der Erfolg des Direktstartvorgangs auf die Einhaltung wesentlicher Parameter angewiesen. So müssen vor dem Hintergrund heutiger Direkteinspritztechnologie Kompromisse hinsichtlich der Steuerzeiten, des Verdichtungsverhältnisses und der maximal zulässigen Kühlwassertemperatur in Kauf genommen werden, um einen Direktstart zu ermöglichen. Der Direktstart kann daher, zumindest am 4-Zylinder-Motor, keine breite Anwendung über verschiedene Motorenvarianten hinweg finden. Sollte ein Übertrag der Technologie von einem bestehenden System auf einen anderen Motor erfolgen, so wäre ein erneuter komplizierter Applikationsprozeß erforderlich, wobei voraussichtlich in den meisten Fällen Kompromisse hinsichtlich des Teillast- und Vollastkraftstoffverbrauchs sowie der Drehmoment- und Leistungscharakteristik gemacht werden müßten.

Weiterhin ist zur Umsetzung eines sicheren Direktstarts die Positionierung der Kurbelwelle in einem ca. 10°-20°KW breiten Fenster erforderlich. Wie in Kapitel 4 ausführlich diskutiert, ist eine aktive Zielpositionierung per Stellmotor, bei der gegen Ende des Positioniervorgangs die Kurbelwelle im Zielfenster zum Stillstand kommt, weder technisch noch ökonomisch sinnvoll. Die Zielpositionierung muß daher vorzugsweise durch eine Auslaufsteuerung erfolgen. Die Auslaufsteuerung kann mittels Zielbremsung realisiert werden. Eine Zielbremsung erfordert aufgrund des hohen Drehmomentbedarfs die Applikation eines neuen, eigens für diesen Zweck entwickelten Bauteils, so daß eine weitere Verfolgung dieses Lösungsweges wenig zielführend erscheint.

In Anbetracht der sehr eingeschränkten Applizierbarkeit und der erforderlichen Kompromisse bei Applikation des Direktstarts an ein Motorkonzept, sowie der gleichzeitig zu lösenden Problematik der Auslaufsteuerung, können einem reinen Direktstartkonzept keine großen Chancen eingeräumt werden, jemals den Weg in die Serienproduktion zu finden. Zumal ein Stopp-Start-System nie ohne die zusätzliche Unterstützung eines Anlassermotors oder ähnlichen Bauteils auskommen würde.

Eine wesentlich robustere und auf verschiedene Motorkonzepte übertragbare Lösung wäre, den Motor beim Start aus jeder beliebigen Kurbelwellenposition heraus durch das Aufbringen externer Energie bis über den ersten OT zu bewegen und dann den weiteren Drehzahlhochlauf durch kontrollierte Verbrennungen zu unterstützen bzw. komplett von der Verbrennung übernehmen zu lassen. Wie in Kapitel 6.2 eingehend diskutiert, ist ein Direktstartsystem ohnehin zwingend mit einem Notlaufsystem zu unterstützen, welches einen sicheren Motorstart unter allen Bedingungen ermöglicht. Dieses Notlaufsystem könnte idealerweise auch für Drehung der Kurbelwelle über den nächsten OT hinweg benutzt werden. Als Notlaufsystem und initiales Andrehsystem dürfte der konventionelle Startermotor als bereits in jeden Motor integriertes, langjährig bewährtes, kostenoptimiertes Bauteil aus ökonomischer Sicht das bevorzugte Bauteil sein.

Das Ergebnis der Kombination von Direktstarttechnologie und einem zur Überwindung des 1. OT eingesetzten Anlassermotors wäre ein „anlasserunterstützter



Direktstart“. Der Anlasser-Startvorgang wird dabei von der Direktstarttechnologie massiv unterstützt. Da die absolute Winkellage der Kurbelwelle und die Phasenlage der Nockenwelle zu jedem Zeitpunkt bekannt sind, kann beim Start direkt in den 1. Verdichtungsstakt eingespritzt und bei Überschreitung des 1. OT gezündet werden. Dadurch wird die Anlasserunterstützung lediglich zur Überschreitung des 1. OT benötigt. Danach wird der Anlasser ausgerückt und der Verbrennungsmotor sukzessive, durch Einspritz- und Zündsequenzen, wie beim reinen Direktstart, bis hin zur Leerlaufdrehzahl beschleunigt. Die Anlasserunterstützung wird in den meisten Fällen für deutlich weniger als eine halbe Kurbelwellenumdrehung benötigt (beim 4-Zylinder-Reihenmotor). Dieser „anlasserunterstützte Direktstart“ ist bisher schon mehrfach in der Literatur erwähnt worden [7] [34] [35] und Gegenstand zahlreicher Patentschriften [55] [64-70]. Die Startzeit bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl wird ähnlich oder kürzer der des reinen Direktstarts sein und damit deutlich unterhalb der für einen konventionellen Anlasserstart benötigten Zeit liegen. Wahrscheinlich ist der anlasserunterstützte Direktstart sogar schneller als der erweiterte Direktstart, da auf die Rückdrehbewegung, die etwa 0,1 s dauert, verzichtet werden kann. Durch die kurze Startzeit, die kurze Eingriffzeit und die niedrige Ausrückdrehzahl des Anlassers sind deutliche Vorteile zu erwarten hinsichtlich des akustischen Starteindrucks gegenüber einem konventionellen Anlasserstart.

Zudem bietet der anlasserunterstützte Direktstart die Möglichkeit, den Kraftstoff mit hohem Druck in die Kompressionsphase einzuspritzen (Hochdruckschichtstart [9]). Dadurch ist eine deutliche Verbesserung der Gemischaufbereitung erzielbar und die für den Start benötigte Kraftstoffmasse kann gegenüber einem konventionellen Anlasserstart reduziert werden, wodurch unmittelbar eine Reduzierung der Startemissionen und des Kraftstoffverbrauchs bewirkt wird.

Grundsätzlich bieten sich bei Verfügbarkeit der Systeme „reiner Direktstart“ und „anlasserunterstützter Direktstart“ drei Möglichkeiten zur Ausbildung eines Stopp-Start-Systems an und zwar die ausschließliche Verwendung je eines der Systeme oder die kombinierte Anwendung beider Systeme. Die ausschließliche Verwendung des reinen Direktstarts scheidet aus oben genannten Gründen aus. Es wäre aber durchaus ein Stopp-Start-System vorstellbar, bei dem der Motor primär mit Hilfe eines reinen Direktstartvorgangs angelassen wird und bei nicht erfüllten Startbedingungen (beispielsweise bei zu hoher Kühlwassertemperatur, ungeeignetem Kurbelwinkel oder zu niedrigem Umgebungsdruck) würde automatisch ein anlasserunterstützter Direktstart erfolgen. Ein Anlasserstart müßte zudem im Anschluß an einen mißlungenen Direktstart erfolgen.

Bei bereits während des Leerlaufbetriebs vorhersagbarem Mißerfolg des Direktstarts (zu hohe Kühlwassertemperatur, zu niedriger Umgebungsdruck) wäre alternativ auch vorstellbar, die Stopp-Start-Funktionalität zu deaktivieren. Dabei ist allerdings auch ungewiß, ob ein System, welches ab und zu aus schwer nachvollziehbaren Gründen nicht funktioniert, genügend Kundenakzeptanz findet.

Vor dem Hintergrund, zwei Startarten parallel an einem Fahrzeug unterzubringen, stellt sich auch die Frage nach der Häufigkeit, mit der der Anlasser unterstützend eingreifen muß, da mit der Häufigkeit des Anlassereingriffs die Anforderungen an die Dauerhaltbarkeit des Anlassers wachsen. Im Extremfall, beispielsweise bei Fahrzeugen, die vorwiegend in den Bergen bewegt werden, kann es vorkommen, daß fast alle Starts anlasserunterstützte Direktstarts sind. Das heißt, daß ohne

Systemdeaktivierung bei bereits während des Leerlaufbetriebs vorhersagbarem Startmißerfolg, der Anlasser auf eine Zahl von Anlaßvorgängen wie bei einem konventionellen, rein anlasserbetriebenen Stopp-Start-System ausgelegt werden müßte.

Zudem bleibt offen, ob ein nicht prädizierbarer Wechsel zwischen zwei verschiedenen Startarten, die vom Fahrer aufgrund ihres akustischen Verhaltens deutlich zu unterscheiden sind, vom Kunden überhaupt akzeptiert wird.

Weiterhin ist zu berücksichtigen, daß bei einem Anlasserstart nach einem mißlungenen reinen Direktstart erst abgewartet werden muß, bis die Kurbelwellenbewegung zum Stillstand gekommen ist, da es heutige Anlasser aus Gründen der Dauerhaltbarkeit und der Akustik nicht erlauben, das Anlasserritzel in eine bewegte Gegenverzahnung einzuspuren [20] [26]. Dadurch wird die Gesamtstartzeit (Zeit von der 1. Startanforderung durch den Fahrer bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl) erheblich verlängert (um ca. 0,3 s, vgl. Kapitel 5: Zeit bis zum Erreichen des kritischen 2. OT), was zu deutlich verlängerten Gesamtstartzeiten führt. Auch hier stellt sich wieder die Frage nach der Akzeptanz, die ein Kunde einem System entgegenbringt, welches für einen gewissen Anteil an Anlaßvorgängen mehr Zeit benötigt als gewohnt. Ein Einspuren des Anlasserritzels in den noch drehenden Motor, welches die Startzeitproblematik entschärfen würde, stellt eine grundsätzlich neue Anforderung an bekannte Anlasser dar.

Da die Problematik der Startzuverlässigkeit des reinen Direktstarts noch nicht abschließend geklärt ist, die Frage nach der Kundenakzeptanz eines nicht vorhersehbaren, unterschiedlich ablaufenden Startvorgangs noch nicht untersucht ist und der reine Direktstart eine Vielzahl von Kompromissen bei der Motorauslegung erfordert, scheint es die sinnvollste Lösung zu sein, ein rein anlasserunterstütztes Direktstartsystem einzuführen, bei dem 100 % der Anlaßvorgänge mit dem Anlasser unterstützt werden. Ein solches System weist ein robustes Startverhalten auf, der Startvorgang ist prädizierbar und es entfällt die Forderung nach dem Einrücken des Anlasserritzels in den noch laufenden Motor.

Ein solches System verlangt aber zwingend, den Anlassermotor für ein Direktstartfahrzeug so auszulegen, daß zum einen der Anlasser der erhöhten Anzahl von Startvorgängen, die ein Stopp-Start-System mit sich bringt, standhält und zum anderen den hohen Komfortanforderungen (Akustik) eines Stopp-Start-Systems genügt.

Während ein konventioneller Anlassermotor üblicherweise auf etwa 40.000 Schaltungen ausgelegt wird, sind für einen Startermotor für ein Stopp-Start-System etwa 200.000 – 400.000 Schaltungen zu berücksichtigen [20] [36] [44]. Dabei kann die Eingriffszeitentlastung des Startermotors durch die Direktstarttechnologie, die eine deutlich kürzere Eingriffsdauer pro Startvorgang gegenüber dem konventionellen Anlaßvorgang erlaubt, durchaus positive Beiträge zur Erhöhung der Lebensdauer des Startermotors liefern. Der Beitrag, den die kurze Eingriffzeit zur Lebensdauer des Startermotors liefert, ist bisher noch nicht untersucht, so daß der Vorteil nicht quantifiziert werden kann.

Um das akustische Niveau des Direktstarts zu realisieren, müßte das Anlassergeräusch komplett verschwinden. Dieses Ziel zu erreichen erscheint sehr schwierig, ist aber vor dem Hintergrund der Kundenakzeptanz wahrscheinlich auch nicht unbedingt

erforderlich. Insbesondere für kleinere Fahrzeuge, deren Käuferschicht im allgemeinen nicht so komfortorientiert ist, wie die Käufer größerer Fahrzeuge, kann ein gewisses Anlassergeräusch durchaus akzeptabel sein. Bei größeren Fahrzeugen ist andererseits die akustische Dämpfung meist so gut, daß ein Anlassergeräusch im Innenraum ohnehin kaum bis gar nicht wahrgenommen wird. Zudem ist zu berücksichtigen, daß sich das Komfortverhalten des anlassergestützten Direktstarts von dem des reinen Direktstarts nicht nur durch die Geräuschabstrahlung des Anlassers unterscheidet, sondern auch durch die Vibrationsanregung in den Motorlagern beim Start und beim Abstellen des Motors.

Insbesondere das beim reinen Direktstart, der - wie in Kapitel 5 hergeleitet - ein erweiterter Direktstart sein muß, erforderliche Rückdrehen des Motors läßt eine erhöhte Vibrationsanregung beim Start vermuten, die als unangenehm empfunden werden könnte. Beim anlasserunterstützten Direktstart fällt die Rückdrehbewegung weg. Zudem dürften der Erfolg und die Qualität des anlasserunterstützten Direktstarts weniger empfindlich hinsichtlich des Sauerstoffgehaltes in den startrelevanten Zylindern sein, so daß ggf. ein niedrigeres Saugrohrdruckniveau während des Motorauslaufs in Kauf genommen werden kann, was die Vibrationsanregung während des Motorauslaufvorgangs verringern würde (vgl. Kapitel 4.1).

Zur Verbesserung des Anlassergeräusches können sowohl die Einspur- als auch die Durchdreh- und Überholgeräusche minimiert werden. Da durch die Direktstarttechnologie die Starterbetriebsdauer bei jedem Startvorgang drastisch reduziert wird, treten die Durchdreh- und Überholgeräusche gegenüber den Einspurgeräuschen etwas in den Hintergrund. Zudem kommt es durch die kurze Eingriffszeit des Starters schon zu einer deutlichen Verbesserung des subjektiven Durchdrehgeräusches [20]. Maßnahmen zur weiteren Verbesserung des Startergeräusches sind [20]:

- Nutzung eines direkttreibenden Starters statt eines Vorgelegestarters (bei kleineren Motoren möglich, erfordert die Verwendung eines größeren Startermotors)
- Falls ein Vorgelegestarter nicht durch einen direkttreibenden Starter ersetzt werden kann (ggf. bei großen Motoren): Reduktion des Ankerträgheitsmomentes, Einsatz von Dämpfungselementen, Variation des Steilgewindewinkels im Schubschraubtrieb
- Ölbenetzter Starterkranz
- Starter ohne Einspursystem (mit Freilauf)
- Kapselung der Geräuschquelle (Startermotor, Einspurritzel)

## **7.2 Kraftstoffverbrauchs- und Emissionspotential**

Aus der Literatur kann entnommen werden, daß für die Umsetzung automatischen Stopp-Start-Betriebs an modernen, direkteinspritzenden Ottomotoren Verbrauchseinsparungen von etwa 4 % - 5 % im NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) und 8 % - 10 % im ECE Stadt Zyklus erreicht werden können [10-14].

Die gleiche Größenordnung an Verbrauchsvorteilen dürfte auch mit einem anlasserunterstütztem Direktstart-System am Versuchsfahrzeug umsetzbar sein, was in nachfolgend beschriebener Abschätzung verdeutlicht werden soll.

Am Stationärprüfstand läßt sich für den Zielmotor ein Leerlaufverbrauch von 0,65 l/h ermitteln, was einem Kraftstoffmassenstrom von 0,49 g/h entspricht.

Die insgesamt zurückgelegte Distanz im NEFZ beträgt 11,007 km, wofür eine Zeit von 1180 s benötigt wird. Der Leerlaufanteil im NEFZ beträgt 24,9 %, was einer GesamtLeerlaufzeit von 293,8 s entspricht. Dabei verfügt der NEFZ über insgesamt 14 Leerlaufphasen [143] [144].

Man kann davon ausgehen, daß das Fahrzeug nach dem Start etwa nach der zweiten Leerlaufphase des Zyklus eine Betriebstemperatur erreicht hat (Kühlwassertemperatur ca. 40°C), die es erlaubt, das Stopp-Start-System zu aktivieren [145]. Die für die ersten beiden Leerlaufphasen benötigte Zeit beträgt 53 s.

Geht man von sofortiger Aktivierung des Stopp-Start-Systems bei Fahrzeugstillstand in den Leerlaufphasen 3 – 14 aus, ergibt sich eine Gesamtzeit von 240,8 s pro Zyklus, in der der Motor abgeschaltet anstatt im Leerlauf betrieben wird.

Bei einem Leerlaufverbrauch von 0,49 g/h erreicht man durch die Abschaltung eine Bruttokraftstoffersparnis von 0,044 l/Zyklus.

Der Zyklusverbrauch des Zielfahrzeugs im NEFZ beträgt 6,78 l/100km. Bezogen auf einen 11,007 km langen Zyklus bedeutet dies 0,746 l/Zyklus.

Bezogen auf den Zyklusverbrauch von 0,746 l/Zyklus ergibt die Bruttoersparnis von 0,044 l/Zyklus einen Verbrauchsvorteil von 5,86 %.

Diese Bruttoersparnis wird aber durch den Mehrverbrauch beim Starten des Motors geschmälert. Der Mehrverbrauch für die Anlaßvorgänge wird nachfolgend abgeschätzt:

Aufgrund der in Kapitel 5 dokumentierten Ergebnisse kann davon ausgegangen werden, daß 2 bis maximal 3 Verbrennungen erforderlich sind, um den Motor auf seine Leerlaufdrehzahl zu beschleunigen. Dabei handelt es sich um Vollastverbrennungen, da der Zylinderdruck bei „Einlaß schließt“ jeweils Umgebungsdruck (etwa 1 bar) beträgt. Geht man von einem „Einlaß schließt“ Zeitpunkt von 54°KW n. UT aus, beträgt die Luftmasse, die in einem Zylinder des Zielmotors bei 60°C Kühlwassertemperatur (ca. 74°C Wand-/Lufttemperatur) komprimiert wird, etwa 0,46 g. Wird diese Luft stöchiometrisch mit Kraftstoff gemischt, ergibt sich eine einzusetzende Kraftstoffmasse von 0,0316 g/Arbeitstakt.

Werden 2 Arbeitstakte bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl benötigt, so erfordert das eine Kraftstoffmasse von 0,0631 g/Start. Bei 3 Arbeitstakten pro Start beläuft sich die erforderliche Kraftstoffmasse auf 0,0947 g/Start. Die 12 Stoppphasen pro NEFZ Zyklus erfordern 11 zusätzliche Starts (nach der letzten Stopphase muß nicht mehr gestartet werden). Daraus folgt ein Mehrverbrauch von 0,001 l/Zyklus (für 2 Arbeitstakte pro Start) bzw. 0,0015 l/Zyklus (für 3 Arbeitstakte pro Start).

Dadurch reduziert sich der Bruttoverbrauchsvorteil von 5,86 % auf 5,73 % (für 2 Arbeitstakte pro Start) bzw. 5,67 % (für 3 Arbeitstakte pro Start).

Dabei sind das geänderte Aufwärmverhalten des Motors, sowie der Ladezustand der Batterie noch nicht berücksichtigt. Da die Batterie in den Stillstandphasen teilweise entladen wird, muß nach einer Stillstandphase der Ladezustand wieder auf seinen ursprünglichen Wert angehoben werden. Dadurch ist ein leichter Mehrverbrauch unmittelbar nach den Stillstandphasen zu erwarten. Die Erwärmung des Motors wird aufgrund der Stillstandphasen langsamer ablaufen, so daß bei Stopp-Start-Betrieb mit einem erhöhten Niveau der Motorreibung zu rechnen ist. Dadurch wird sich einerseits der Kraftstoffverbrauch während der Betriebsphasen erhöhen, andererseits wird sich aber auch ein größerer Verbrauchsvorteil während der Stillstandphasen ergeben.

Zudem könnte beim Start eine leichte Anfettung des Gemisches zur Sicherstellung einer stabilen Startverbrennung erforderlich sein. Dieser Effekt würde zu einer geringeren Absenkung des Verbrauchsvorteils führen.

Vor diesem Hintergrund scheinen 4 % - 5 % Verbrauchsvorteil im NEFZ realistisch zu sein für ein Stopp-Start-System mit anlasserunterstützter Direktstartfunktionalität in einem Mittelklassefahrzeug mit homogen betriebenen, direkteinspritzenden 1.6 l-Ottomotor.

Literaturangaben [7] [34] läßt sich entnehmen, daß sowohl ein reiner als auch ein anlasserunterstützter Direktstart deutliche Emissionsvorteile gegenüber einem konventionellen Start aufweisen. Zudem kühlt während der Stillstandphasen der Katalysator nicht so schnell ab wie im Leerlaufbetrieb, da ihm während des Motorstillstands nicht durch einen relativ kalten Abgasmassenstrom Wärme entzogen wird [7]. Da sich weiterhin während der Abschaltphasen keinerlei Emissionen ergeben, kann erwartet werden, daß ein gut abgestimmtes anlassergestütztes Direktstartsystem, bezogen auf den konventionellen Leerlaufbetrieb, zumindest emissionsneutral dargestellt werden kann.

## 8 Zusammenfassung

Im Rahmen der Entwicklung eines Stopp-Start-Systems, bei dem durch Ausschalten des Motors während der Fahrzeugstillstandphasen Verbrauchseinsparungen realisiert werden sollen, wird ein neuartiges Startsystem, der Direktstart, hinsichtlich seiner Eignung für den Einsatz in einem Stopp-Start-System untersucht.

Direktstart ist ein an direkteinspritzenden Ottomotoren applizierbares Startverfahren, bei welchem der Motor ausschließlich mit Hilfe von Verbrennungsenergie gestartet wird. Durch direktes Einspritzen von Kraftstoff in den Brennraum bei stillstehendem Motor wird ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze erzeugt und anschließend mittels Fremdzündung verbrannt.

Im Rahmen dieser Dissertation wird sowohl das Potential als auch die praktische Umsetzbarkeit des Direktstarts zur Darstellung eines Fahrzeug-Stopp-Start-Systems erstmalig an einem Motor mit strahlgeführtem Direkteinspritzverfahren untersucht. Dazu wird anhand einer Literatur- und Patentrecherche der Stand der Technik dokumentiert, sowie die Direktstartfähigkeit an einem ausgewählten Versuchsträger sowohl analytisch dargestellt als auch praktisch untersucht. Die Haupteinflussparameter auf die Funktionalität und Robustheit des Direktstartverfahrens werden identifiziert und analysiert. Neben der Entwicklung verschiedener Startstrategien werden die Grenzen des Verfahrens aufgezeigt und die notwendigen Randbedingungen zur Applikation eines funktionsfähigen Systems diskutiert.

Mit dem entwickelten Simulationsmodell für den Motorstart läßt sich der Zylinderdruck- und Drehzahlverlauf für den „einfachen“ und „erweiterten“ Direktstartvorgang bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl berechnen. Neben den mechanischen und thermodynamischen Zusammenhängen berücksichtigt das Modell auch den zeitlichen Ablauf der Verbrennung, die Brennraumleckage und den Wandwärmeübergang während der Verbrennung.

Mit praktischen Untersuchungen am Prototypenfahrzeug wird das Simulationsmodell kalibriert und verifiziert und es werden die Einflüsse verschiedener Parameter (Steuerzeiten, Kühlwassertemperatur, Startwinkel, Kraftstoffdruck, Luftverhältnisse der ersten Startverbrennung) auf die Direktstartfähigkeit detailliert untersucht.

Abschließend erfolgt eine Potentialanalyse des Direktstarts und von Derivaten dieser Technologie hinsichtlich ihrer Eignung zur Umsetzung eines Stopp-Start-Systems. Das Kraftstoffverbrauchspotential und der Einfluß auf die Abgasemissionen werden diskutiert.

Besonders eingegangen wird auf die sehr wichtige Konditionierung des Motors während des Motor-Abstellvorgangs, der dem Direktstart vorangeht, und zwar hinsichtlich der Kurbelwellenpositionierung und der Sauerstoffkonzentration im Brennraum, unter besonderer Berücksichtigung des Komfortverhaltens während des Abstellvorgangs. Dabei wird neben praktischen Untersuchungen am Motorenprüfstand zur Positionierung der Kurbelwelle auch ein Simulationsmodell entwickelt, mit dem eine Parametervariation und Einflußanalyse durchgeführt wird. Weiterhin wird zur Messung der Sauerstoffkonzentration ein neuartiges Meßverfahren entwickelt, welches im Rahmen dieser Dissertation erstmalig eingesetzt wird.

Das Simulationsmodell für den Abstellvorgang beinhaltet eine ausführliche mathematische Beschreibung der Kinematik des Kurbeltriebes, der Bilanzierung der Momente, des Ladungswechsels, der ein- und austretenden Massenströme, der Motorreibung und der Massenkräfte. Mit dem Modell werden neben einer Parametervariation zur Robustheitsanalyse der Abstellposition verschiedene Konzepte zur Steuerung bzw. Regelung der Motorauslaufposition untersucht und zwar eine reine Drosselklappensteuerung und ein hypothetisches Bremssystem. Die Anforderungen an ein Bremssystem werden formuliert.

Am Motorprüfstand wird die Sauerstoffkonzentration in den direktstartrelevanten Zylindern gemessen und die Einflüsse verschiedener Parameter (Saugrohrdruck, Drosselklappenposition, Steuerzeiten, Leerlaufdrehzahl, Anzahl der Spülzyklen, Öltemperatur) auf den Sauerstoffgehalt untersucht. Weiterhin wird die Beeinflussbarkeit der Sauerstoffkonzentration mit Hilfe gezielter Drosselklappenansteuerung während des Abstellvorgangs analysiert und basierend auf den Meßergebnissen ein Verfahren zur Voraussage des Sauerstoffgehaltes in den Startzylindern sowohl mit Hilfe des Zylinderdruckes als auch unter Verwendung des Saugrohrdruckes entwickelt.

Die Saugrohrdruckvariation erfolgt dabei unter besonderer Berücksichtigung des Komfortverhaltens (Motorschwingungsverhaltens). Die Motorschwingungen während des Motorauslaufs werden mit Beschleunigungsaufnehmern, unter Verwendung verschiedener Drosselklappenstrategien, an verschiedenen Punkten des Motors gemessen und anschließend deren Auswirkungen auf das Komfortverhalten bewertet.

Weiterhin werden am Motorenprüfstand Versuche durchgeführt zur Einstellung der Kurbelwinkelposition beim Motorstopp durch Drosselklappenansteuerung während des Motorabstellvorgangs. Die Häufigkeitsverteilung der Stopposition unter Anwendung unterschiedlicher Drosselklappenstrategien wird analysiert und diskutiert.

Basierend auf den Meßergebnissen und den Simulationsergebnissen wird die Realisierungsmöglichkeit einer Auslaufsteuerung insbesondere per Drosselklappe betrachtet und die praktische Umsetzbarkeit bewertet.

Das Resümee der Ergebnisse aller durchgeführten Untersuchungen führt zu folgender Bewertung des Direktstarts als Startverfahren in einem Stopp-Start-System:

Der Erfolg des Direktstartvorgangs ist auf die Einhaltung wesentlicher Parameter angewiesen. Um einen zuverlässigen Direktstart am 4-Zylinder-Reihenottomotor zu ermöglichen, müssen einschneidende Kompromisse hinsichtlich der Steuerzeiten, des Verdichtungsverhältnisses und der maximal zulässigen Kühlwassertemperatur in Kauf genommen werden. Eine bei „normalem“ Umgebungsdruck (ca. 1 bar) funktionierende, mögliche Einstellung ist beispielweise:

- Ausschließliche Durchführung des erweiterten Direktstarts (Rückdrehung vor der 1. Expansion durch Verbrennung im Kompressionszylinder)
- Kühlwassertemperatur maximal 90°C
- Kompressionsverhältnis maximal 10
- „Aö“ 25° v. UT oder später
- Startkurbelwinkel (Expansionszylinder) 106°-120°KW n. OT
- vollständige Restgasausspülung aus den startrelevanten Zylindern

In den meisten Fällen wird eine solche Einstellung Kompromisse hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs sowie der Leistungscharakteristik zur Folge haben.

Die Darstellung des erforderlichen Startkurbelwinkelfensters ausschließlich per Drosselklappensteuerung während des Motorauslaufs ist unmöglich, da kleinste Änderungen von Betriebsparametern (z. B. eine Abweichung der Leerlaufdrehzahl um 1 %) einen abgestimmten Auslaufvorgang so verändern, daß das Zielkurbelwinkelfenster verfehlt wird. Eine Drosselklappenregelung (geschlossener Regelkreis) ist aufgrund der großen Zeitkonstanten der Saugrohrdruckänderung beim Schließen der Drosselklappe nicht möglich. Die Auslaufsteuerung kann mittels Zielbremsung erfolgversprechend ausgeführt werden. Eine Zielbremsung erfordert dabei aufgrund des hohen Drehmomentbedarfs (70 Nm) die Applikation eines eigens für diesen Zweck neu zu entwickelnden Bauteils, so daß eine weitere Verfolgung dieses Lösungsweges ökonomisch wenig zielführend erscheint.

In Anbetracht der eingeschränkten Applizierbarkeit und der erforderlichen Kompromisse bei der Implementierung des Direktstarts in ein Motorkonzept, sowie der gleichzeitig zu lösenden Robustheitsproblematik der Auslaufsteuerung, können einem reinen Direktstartkonzept kaum Chancen eingeräumt werden, je den Weg in die Serienproduktion zu finden. Zumal ein Stopp-Direktstart-System nie ohne die zusätzliche Unterstützung des Anlassermotors oder eines ähnlichen Bauteils auskommen wird, da der Direktstart sehr empfindlich auf Änderungen der Umgebungsbedingungen reagiert und daher für sich allein betrachtet nicht robust ist. So führen z. B. Betriebssituationen mit niedrigem Umgebungsdruck (Bergfahrten), das Abwürgen des Motors oder ein mißglückter erster Startversuch zum Versagen des Direktstarts.

Eine praktikable Alternative zum reinen Direktstart ist ein „anlasserunterstützter Direktstart“. Der Anlasser-Startvorgang wird dabei massiv von der Direktstarttechnologie unterstützt. Da die absolute Winkellage der Kurbelwelle und die Phasenlage der Nockenwelle zu jedem Zeitpunkt bekannt sind, kann beim Start direkt in den 1. Verdichtungstakt eingespritzt und bei Überschreitung des 1. OT gezündet werden. Danach wird der Motor sukzessive, durch Einspritz- und Zündsequenzen wie beim reinen Direktstart, bis zur Leerlaufdrehzahl beschleunigt. Die Startzeit eines solchen Verfahrens liegt auf dem Niveau des reinen Direktstarts. Durch die kurze Startzeit, die kurze Eingriffzeit und die niedrige Ausrückdrehzahl des Anlassers sind zudem deutliche Vorteile hinsichtlich des akustischen Starteindrucks gegenüber einem konventionellen Anlasserstart zu erwarten. Ein solches System verlangt aber zwingend, den Anlassermotor für ein Direktstartfahrzeug so auszulegen, daß zum einen der Anlasser der erhöhten Anzahl von Startvorgängen standhält, die ein Stopp-Start-System mit sich bringt; und zum anderen, den hohen Komfortanforderungen eines Stopp-Start-Systems genügt.

Eine Kombination aus reinem Direktstart und anlasserunterstütztem Direktstart, bei welcher der Motor primär mit Hilfe eines puren Direktstartvorgangs angelassen wird und erst bei nicht erfüllten Startbedingungen, bzw. nach nicht erfolgreichen Direktstartversuchen, der Anlasser unterstützend eingreift, erscheint nicht zielführend. Bei Verwendung eines solchen Systems ist es wahrscheinlich, daß ein nicht vorhersagbarer Wechsel zwischen zwei verschiedenen Startarten, die vom Fahrer aufgrund ihres akustischen Verhaltens und in ihrer Startgeschwindigkeit deutlich zu unterscheiden sind, vom Kunden nicht akzeptiert wird.





## 9. Literaturverzeichnis

- [1] Langrock, T.  
Petersen, R.  
Schallaböck, K. O.      Bedeutung der klimawirksamen Emissionen des PKW-Verkehrs und Bewertung von Minderungsstrategien      Studie Wuppertal Spezial 21, Wuppertal Institut für Klima, Umwelt, Energie GmbH im Wissenschaftszentrum NRW, ISBN 3-929944-42-1 Wuppertal, 2002
- [2] Bjerregaard, R.      Comission Recommendation of 5. February 1999 on the Reduction of CO<sub>2</sub> Emissions from Passenger Cars (ACEA Commitment)      Comission of the European Communities, Brussels, 1999 / 125 / EC February 1999
- [3] Petersen, R.  
Diaz-Bone, H.      Das 3-Liter-Auto      Fachbuch, ISBN 3-7643-5955-2, Birkhäuser Verlag, Berlin, 1998
- [4] Kampelmühler, F. Th.      Motorabschaltung im Stand oder niedrige Leerlaufdrehzahl      Fortschrittsberichte der VDI Zeitschriften, Reihe 6, Nr. 81, VDI Verlag, Düsseldorf, 1981, Seiten 101 – 115, (Vortrag 3. Wiener Motorensymposium 1980)
- [5] Voß, B.      Zeitweise Motorabschaltung – Kritische Zeiten bezüglich Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch      ATZ Jahrgang 92, 1990, Heft 9, (IAV), Seiten 526 – 532
- [6] Bugsel, B.  
Albus, C.  
Sievert, W.      Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch bei kurzzeitiger Motorabschaltung      Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen, Fahrzeugtechnik, Heft F22, Bergisch Gladbach, Juli 1997
- [7] Ueda, K.  
Kaihara, K.  
Kurose, K.  
Saiki, T.  
Ando, H.  
Indorf, V.      Advance of Gasoline Direct Injection Technology Using the Freedom of Control – Idling Stop System Coupled with Quick Start Features      Vortrag (Mitsubishi Motors Corp / MCC Auto Deutschland GmbH), 4. Int. Stuttgarter Symposium für Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, 2001
- [8] Ueda, K.  
Kaihara, K.  
Kurose, K.  
Ando, H.      Idling Stop System Coupled with Quick Start Features of Gasoline Direct Injection      SAE Paper 2001-01-0545 (Mitsubishi), 2001
- [9] Kufferath, A.,  
Samenfink, W.  
Gerhardt, J.      Hochdruck-Schichtstart, die bessere Strategie bei der Benzindirekteinspritzung      Vortrag (Robert Bosch GmbH), 12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2003, Seiten 148 – 164
- [10] Arnold, M.  
El-Mahmoud, M.  
Basso, V.      The Potential Offered by a Belt Driven Starter Generator Concept for a 4-Cylinder Gasoline Engine      Vortrag (Gates GmbH, PSA), 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002, Seiten 921 – 935

- [11] Warburg, N.  
Mailänder, E.  
Saatkamp, T.  
Reckziegel, C.  
Stutz, M. Lifecycle Assessment of the ISAD System ATZ Worldwide 10/2002  
Volume 104,  
Seiten 10 – 14
- [12] Weimer, J.  
Sattler, M. The Crankshaft Starter Generator Sachs  
DynaStart AutoTechnology 5/2001,  
Seiten 68 – 69
- [13] Schmid, R.  
Blome, F.  
Nouailles, J. P.  
Schmidt, M. ISAD Kurbelwellen Starter Generator – Das  
Baukastenkonzept für den automobilen  
Großeinsatz Vortrag (Continental ISAD)  
10. Aachener Kolloquium  
Fahrzeug- und  
Motorentechnik 2001,  
Seiten 1239 – 1248
- [14] Dubus, J.-M.  
Masson, Ph.  
Plasse, C.  
d'Orsay, E.  
von Westerholt, E. Ein einfaches Stop & Go Konzept für  
Stadtfahrzeuge – Technische Ausführung  
und Vorteile Vortrag (Valeo) 10. Aachener  
Kolloquium Fahrzeug- und  
Motorentechnik 2001,  
Seiten 1215 – 1226
- [15] Koch, A.  
Lehmann, J. Der integrierte Starter-Generator im Verbund  
mit dem Antriebsmanagement Vortrag (Siemens AG  
Automobiltechnik)  
9. Aachener Kolloquium  
Fahrzeug- und  
Motorentechnik 2000,  
Seiten 1259 – 1269
- [16] Kok, D.  
Ploumen, S.  
Spijker, E.  
Karden, E. Energiemanagement in zukünftigen  
Antriebssträngen Vortrag (Ford) 12. Aachener  
Kolloquium Fahrzeug- und  
Motorentechnik 2003,  
Seiten 777 – 800
- [17] Graf, M. Elektrisches Energiemanagement in einem  
Kfz mittels Power Trading Vortrag (Siemens VDO  
Automotive) 12. Aachener  
Kolloquium Fahrzeug- und  
Motorentechnik 2003,  
Seiten 1365 – 1372
- [18] Meir, F.  
Traub, F.  
Heim, A. Das innovative Energiemanagement des  
neuen BMW 5er ATZ / MTZ Sonderausgabe  
„BMW 5er“, 2003, (BMW  
Group), Seiten 116 – 119
- [19] Greve, P.  
Liesner, W. P. Der neue VW Golf Ecomatic ATZ Jahrgang 96, Heft 9,  
1993, (Volkswagen AG),  
Seiten 438 – 446
- [20] Oetting, H. Zukünftige Verbrennungsmotor-Startanlagen Vortrag, (Robert Bosch  
GmbH), Tagung „Leichtbau im  
Antriebsstrang“, Haus der  
Technik; Essen, 1995
- [21] Mies, M.  
Landsmann, G.  
Quarg, J. Schwungrad-Generator-Starter im  
Systemvergleich Vortrag (Adam Opel AG)  
9. Aachener Kolloquium  
Fahrzeug- und  
Motorentechnik 2000,  
Seiten 1299 – 1312

- [22] Winterkorn, M. Bohne, P. Das Drei-Liter-Auto von Volkswagen – der Lupo 3L TDI, Teil 1+2 ATZ Jahrgang 101, 1999, Heft 6 + 7/8, (Volkswagen AG), Seiten 390 – 401 und 562 – 570,
- [23] Klingenberg, H. Modern cars to reduce CO2-emissions OECD Documents, Toward Clean and Fuel Efficient Automobiles (p. 463-469), Int. Conference Berlin, 1993
- [24] Birch, S. VW Golf Ecomatic Automotive Engineering (p. 75-76) February 1994
- [25] Sauer, H. Gut in Schwung, Test VW Golf Diesel Ecomatic Auto, Motor & Sport, Heft 25/1993
- [26] Bolenz, K. Autoelektrik, Autoelektronik am Ottomotor, Kapitel: Startanlagen Fachbuch, Robert Bosch GmbH, 2. Auflage, Seiten 346 ff., Stuttgart, 1994
- [27] Dümeland, M. Bischof, H. Vergleich unterschiedlicher Konzepte für Startergeneratoren Vortrag (Robert Bosch GmbH), 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000, Seiten 1289 – 1298
- [28] Kruse, R. Schäfer, H. Wähner, L. Integrierter Starter-Generator für das 42-V-Bordnetz ATZ Jahrgang 104, Heft 7 - 8, 2002, (Siemens VDO Automotive AG), Seiten 664 – 674
- [29] Kramer, M. Denner, A. Schmidt-Brücken, H. - J. Kurbelwellen-Starter-Generatoren für die nächste Automobilgeneration Vortrag (Mannesmann Sachs AG) 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000 Seiten 1271 – 1287
- [30] Sattler, M. Paulus-Neues, J. Kurbelwellen-Startergeneratoren im 14V-Bordnetz Vortrag (Mannesmann Sachs AG), 10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2001, Seiten 1227 – 1238
- [31] Bürger, K. G. Autoelektrik, Autoelektronik am Ottomotor, Kapitel: Generatoren Fachbuch, Robert Bosch GmbH, 2. Auflage, Seiten 304 ff., Stuttgart, 1994
- [32] Giardini, D. S. Startvorrichtung für eine mehrzylindrige Verbrennungskraftmaschine Patentschriften (Ford): US 4,462,348 DE 32 29 961 A GB 2,104,969 JPN 58-070025 31.08.1981

- [33] Kulzer, A. C.  
Sieber, U.  
Bargende, M. BDE-Direktstart – Startoptimierung eines Ottomotors mit Direkteinspritzung anhand eines thermodynamischen Motorsimulationsmodells Vortrag (Robert Bosch GmbH/IKV Universität Stuttgart), 5. Int. Stuttgarter Symposium für Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, 2003
- [34] Gerhardt, J.  
Kassner, U.  
Kulzer, A. C.  
Sieber, U. Der Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direktstart – Möglichkeiten und Grenzen Vortrag (Robert Bosch GmbH), 24. Int. Wiener Motoren-Symposium 2003, Seiten 50 – 66
- [35] Kulzer, A.  
Zülch, C.  
Mößner, D.  
Eichendorf, A.  
Knopf, M.  
Bargende, M. Einige Aspekte bezüglich Gemischbildung und Verbrennung im Rahmen des Direktstarts von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung Vortrag (Robert Bosch GmbH), 20. Int. VDI-VW-Gemeinschaftstagung, Wolfsburg, Dez. 2003
- [36] Kok, D.  
Kees, D. Crankshaft and Belt Integrated Starter Generators - Performance, Economy and Emissions Interner Entwicklungsbericht, Ford Motor Co., März 2002
- [37] Sieber, U. Verfahren zum Starten einer Brennkraftmaschine insbesondere eines Kraftfahrzeugs Patentschrift (Bosch):  
DE 199 55 857 A1  
EP 1151194 A1  
WO 01/37726 A1  
20.11.1999
- [38] Sieber, U. Verfahren zum Starten einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine Patentschrift (Bosch):  
DE 100 20 325 A1  
WO 01/81759 A1  
26.04.2000
- [39] Fraidl, G. K.  
Piock, W.  
Wirth, M.  
Schöggel, P. Otto-Direkteinspritzung – aktuelle Trends und zukünftige Strategien MTZ Jahrgang 58, 1997, Heft 2, (AVL List GmbH) Seiten 82 –85
- [40] Fraidl, G. K.  
Piock, W.  
Wirth, M. Direkteinspritzung im Ottomotor – Brennverfahren und Entwicklungsrichtungen Vortrag (AVL List GmbH):  
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor“, Haus der Technik, Essen 1997
- [41] Wirth, M.  
Zimmermann, D.  
Friedfeldt, R.,  
Caine, J.  
Schamel, A.  
Storch, A.  
Ries-Müller, K.  
Gansert, K.-P.  
Pilgram, G.  
Ortmann, R.  
Würfel, G.  
Gerhardt, J. Die nächste Generation der Benzin-Direkteinspritzung – gesteigertes Verbrauchspotenzial bei optimierten Systemkosten Vortrag (Ford Werke AG / Robert Bosch GmbH), 12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2003, Seiten 239 – 269
- [42] Sczomak, D. P.  
Patterson, G. J. Overview of Central-Injection air Assisted SIDI Technology Emissions and Fuel Consumption SAE Paper 2003-01-0545 (GM Powertrain, Advanced Engineering), 2003

- [43] Matsumura, E.  
Tomoda, T.  
Takeda, K.  
Furuno, S.  
Senda, J.      Visualisierung des Kraftstoffflusses in der geschlitzten Einspritzdüse eines Benzin-Direkteinspritzmotors      Vortrag (Toyota Motor Co. / Doshisha Univ., Japan), 24. Int. Wiener Motoren-Symposium 2003, Seiten 144 – 159
- [44] Fröhlich, K.  
Borgmann, K.  
Liebl, J.      Potenziale zukünftiger Verbrauchstechnologien      Vortrag (BMW Group), 24. Int. Wiener Motoren-Symposium 2003, Seiten 220 – 235
- [45] Grigo, M.  
Schwaderlapp, M.  
Wolters, P.      Luftgeführtes Gemischbildungsverfahren für einen direkteinspritzenden Ottomotor      Vortrag (FEV Motorentechnik GmbH), 18. Int. Wiener Motoren-Symposium 1997, Seiten 84 – 104
- [46] Grigo, M.  
Klein, H.  
Lietz, O.  
Kunkel, R.  
Dornhöfer, R.-F.  
Erdmann, H.-D.      Der neue Audi 2,0 4V FSI Motor      Vortrag (Audi) 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002, Seiten 745 – 763
- [47] Krebs, R.  
Spiegel, L.  
Stiebels, B.      Ottomotoren mit Direkteinspritzung von Volkswagen      Vortrag (VW) 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1999, Beilage: Seiten 1 – 27
- [48] Noma, K.  
Iwamoto, Y.  
Murakami, N.  
Iida, K.  
Nakayama, O.      Optimized Gasoline Direct Injection Engine for the European Market      SAE Paper 980150 (Mitsubishi), 1998
- [49] Winterkorn, M.  
Bohne, P.  
Spiegel, L.  
Söhlke, G.      Der Lupo FSI von Volkswagen – So sparsam ist sportlich, Teil 1 + 2      ATZ Jahrgang 102 + 103, 2000, Hefte 10 + 11, (Volkswagen AG), Seiten (832 – 841) + (964 – 974)
- [50] Voss, E.  
Schnittger, W.  
Königstein, A.  
Scholten, I.  
Pöpperl, M.  
Pritze, S.  
Rothenberger, P.  
Samstag, M.      2,2 l ECOTEC DIRECT – Der neue Vollaluminium Motor mit Benzindirekteinspritzung für den Opel Signum      Vortrag (Opel), 24. Int. Wiener Motoren-Symposium 2003, Seiten 60 – 80
- [51] Menne, R. J.  
Limbach, S.  
Brinkmann, B.  
Hohage, C.  
Skipp, D.  
Sweet, T.      Abstimmung und Integration von Benzinmotoren mit Direkteinspritzung      Vortrag (Ford Werke AG), 24. Int. Wiener Motoren-Symposium 2003, Seiten 81 – 105

- |      |   |  |  |
|------|---|--|--|
| [52] | Achleitner, E.<br>Amann, R.<br>Klepatsch, M.<br>Pasqui, R.<br>Frenzel, H.<br>Warnecke, V.<br>Bauer, P.                                | Die innovative Technologie für die Benzindirekteinspritzung mit strahlgeführten Brennverfahren | Vortrag (Siemens VDO Automotive) 12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2003, Seiten 1191 – 1208                     |
| [53] | Wolters, P.<br>Geiger, J.<br>Adomeit, Ph.<br>Vogt, B.<br>Ballauf, J.  | Die nächste Generation von Otto-DI Brennverfahren  | Vortrag (FEV Motorentechnik GmbH / VKA der RWTH Aachen) 10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2001 Seiten 239 – 269 |
| [54] | Geringer, B.<br>Graf, J.<br>Klawatsch, D.<br>Lenz, H. P.<br>Liedl, G.<br>Schuöcker, D.<br>Piock, W. F.<br>Jetzinger, M.<br>Kapaus, P. | Laserinduzierte Zündung an einem Otto-DI-Brennverfahren der zweiten Generation                 | Vortrag (TU Wien, AVL List GmbH), 24. Int. Wiener Motoren-Symposium 2003 Seiten 87 – 109   |
| [55] | Bender, U.  | Anlaßvorrichtung für einen mehrzylindrigen Ottomotor   | Patentschrift (Fa. Emil Bender):<br>DE 31 17 144 A1<br>30.04.1981  |
| [56] | Emerson, C. E.  | Stop/Start Control System for an Internal Combustion Engine                                    | Patentschrift:<br>US 5,074,263<br>02.02.1990   |
| [57] | Brehob, D. D.<br>Kappauf, T. A.   | Multi-Cylinder Four Stroke Direct Injection Spark Ignition Engine                              | Patentschriften (Ford):<br>US 6,098,585<br>DE 198 35 045 C2<br>GB 2328250<br>JP 11125136)<br>11.08.1997                            |
| [58] | Brenner, U.<br>Sieber, U.   | Verfahren zum Starten einer Brennkraftmaschine   | Patentschrift (Bosch):<br>DE 19947784 A1<br>05.10.1999   |
| [59] | Brueggen, G.<br>Benninger, N.<br>Sieber, U.   | Verfahren zum Starten einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine                                 | Patentschrift (Bosch):<br>DE 100 20 104 A1<br>22.04.2000   |
| [60] | Inui, T.<br>Ueda, K.  | Device for Starting Cylinder Injection Type Internal Combustion Engine                         | Patentschrift (Mitsubishi):<br>JPN 2002-004929<br>16.06.2000   |
| [61] | Yamaguchi, J.<br>Onishi, K.<br>Fujii, T.<br>Fujieda, M.<br>Abo, M.  | Engine Start Device  | Patentschrift (Hitachi):<br>JPN 2002-039038<br>27.07.2000  |

- |      |  |   |   |
|------|--|---|---|
| [62] | Allmeier, F.<br>Kulig, S.<br>Teiner, M.                          | Verfahren zum Starten einer<br>Brennkraftmaschine   | Patentschrift (Siemens):<br>DE 100 39 948 A1<br>16.08.2000  |
| [63] | Ackermann, M.<br>Sieber, U.                                      | Verfahren zum anlasserfreien Starten einer<br>mehrzylindrigen Brennkraftmaschine                  | Patentschrift (Bosch):<br>DE 101 11 928 A1<br>13.03.2001  |
| [64] | Grob, F.<br>Kölle, G.<br>Ahner, P.<br>Harms, K.<br>Ackermann, M. | Antrieb eines Kraftfahrzeugs  | Patentschrift (Bosch):<br>DE 197 41 294<br>19.09.1997   |
| [65] | Grob, F.<br>Volz, D.<br>Scherrbacher, K.                         | Verfahren zum Starten einer<br>Brennkraftmaschine insbesondere eines<br>Kraftfahrzeugs            | Patentschrift (Bosch):<br>DE 197 43 492 A1<br>US 6,050,232<br>GB 2329937 B2<br>JPN 11 159374 (1999)<br>01.10.1997 |
| [66] | Leiber, H.   | Verfahren zum Starten eines<br>Kraftfahrzeugmotors  | Patentschrift (LSP / Magneti<br>Marelli):<br>DE 198 08 472 A1<br>02.03.1998                                       |
| [67] | Mikhaltsev, I.<br>Laxell, P.<br>Aalto-Setälä, R.                 | Method and Arrangement of Starting of<br>Internal Combustion Engines                              | Patentschrift<br>WO 93/04278<br>FI 913816 A<br>12.04.1989   |
| [68] | Ueda, K.<br>Kaihara, K.<br>Ando, H.<br>Takemura, J.              | Starting Device and Control Method Thereof<br>for Direct-Injection Internal Combustion<br>Engines | Patentschriften (Mitsubishi):<br>EP 1 036 928 A2<br>US 6,340,016 B1<br>14.03.2000                                 |
| [69] | Ackermann, M.  | Startverfahren und Startvorrichtung für<br>Brennkraftmaschinen                                    | Patentschrift (Bosch):<br>DE 100 24 438 A1<br>19.05.2000  |
| [70] | Inui, T.<br>Ueda, K.   | Starting Device of Cylinder Injection Type<br>Internal Combustion Engine                          | Patentschrift (Mitsubishi):<br>JPN 2002-004985<br>16.06.2000  |
| [71] | Rembold, H.<br>Haag, G.<br>Marquardt, W.-M.                      | Verfahren und Vorrichtung zum Starten einer<br>Brennkraftmaschine                                 | Patentschriften (Bosch):<br>DE 44 39 849 A1<br>US 5,687,682<br>08.11.1994   |
| [72] | Sieber, U.   | Verfahren zur Auslaufsteuerung einer<br>Brennkraftmaschine  | Patentschrift (Bosch):<br>DE 199 60 984 A1<br>17.12.1999  |
| [73] | Tatiosyan, S.<br>Friedmann, H.                                   | Device and Method for the controlled<br>Switching Off of an Internal Combustion<br>Engine         | Patentschrift (Bosch):<br>WO 01/48373 A1<br>28.12.1999<br>DE 100 300 01 A1<br>(17.06.2000)                        |



- [74] Malik, M. J. Automatic Engine Shutdown and Restart System Patentschrift (General Motors):  
US 4,3647,343  
08.05.1981
- [75] Boll, W. Verfahren zum Reduzieren von Abgasemissionen beim Abstellen einer Brennkraftmaschine Patentschrift (Daimler-Benz):  
DE 197 35 455 C1  
16.08.1997
- [76] Entenmann, R.  
Kratt, A. Verfahren und Vorrichtung zur Steuerung einer Brennkraftmaschine Patentschrift (Bosch):  
DE 198 48 368 A1  
21.10.1998
- [77] Kramer, U.  
Badke, K.  
Wytrykus, F.  
Wissussek, D. Experimental Determination of the Oxygen Concentration in the Start Cylinder of a Direct Started Engine SAE Paper  
2004-01-0544  
(Ford Werke AG / Smetec GmbH / Lehrstuhl für Konstruktionstechnik und Kolbenmaschinen der Universität Essen), 2004
- [78] n. n. Produktinformation IMC  $\mu$ -musycs Internetseite IMC,  
12. Jan. 2004  
www.additive-net.de
- [79] n. n. Produktinformation Drehgebertyp ROD 426 Dr. Johannes Heidenhain  
GmbH  
Traunreut; 2003
- [80] Kölmel, A.  
Spicher, U.  
Düsterwald, R.  
Wytrykus, F. M. Analysis of Mixture Conditions close to Spark Plug Location using a Time Resolved Gas Sampling Valve SAE Paper 982473  
(University of Karlsruhe / Smetec GmbH), 1998
- [81] Kölmel, A. Analysemethoden zur Charakterisierung der ottomotorischen Gemischbildung Dissertation,  
Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe,  
Band 2/2000
- [82] n. n. Zusammensetzung der Atmosphäre in Volumenprozent Internetseite: Hessisches Landesamt für Umwelt und Geologie, Stand 09. Okt. 2002
- [83] Funk, D. „Schlechte“ Luft am Arbeitsplatz Württembergischer Gemeindeunfallversicherungsverband, Info No 1/2000
- [84] n. n. Product Data: Miniature Triaxial Charge Accelerometer - Types 4326 A, 4326 A - 001 Brüel & Kjær, DK-2850 Nærum, Denmark, 2003
- [85] n. n. Bedienungsanleitung für RAS-Meßsysteme, Version 4.0 Rotec GmbH, München, 2001
- [86] n. n. Funktionsbeschreibung des Motorsteuergerätes MED 9.8 Handbuch zum Motorsteuergerät, Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen, 2003

- [87] Mitschke, M. Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band B: Schwingungen Fachbuch, 3. Auflage, ISBN 3-540-56162-5, Springer-Verlag, Berlin, 1997
- [88] Bobbert, G. Schwingungseinwirkung auf den Menschen, Wahrnehmung, Beanspruchung, Beurteilung VDI Berichte Nr. 456 (S. 1 – 18), 1982
- [89] Kramer, U. Phlips, P. Phasing Strategy for an Engine with Twin Variable Cam Timing SAE Paper (Ford Werke AG) 2002-01-1101, 2002
- [90] Phlips, P. Kramer, U. Pecher, G. Menne, R. Entwicklungspotential von kleinvolumigen Ottomotoren mit Saugrohreinjection und Doppel-Nockenwellenverstellung Vortrag (Ford Werke AG), 22. Wiener Motoren-Symposium, 2001, Seiten 28 – 51
- [91] Schwaderlapp, M. Dohmen, J. Haubner, F. Reibungsminderung – Konstruktive Beiträge zur Kraftstoffeinsparung Vortrag (FEV Motorentechnik) 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002, Seiten 909 – 920
- [92] Flierl, R. Kramer, F. Rech, H. Stanski, U. Wenzel, M. Optimierung der BMW-Vierzylinder-Zweiventilmotoren MTZ Jahrgang 54, Heft 9, 1993, (BMW AG), Seiten 434 – 435
- [93] Chirila, J. Schwingungseinwirkung auf den Menschen an Bord von Seeschiffen VDI Berichte Nr. 456 (S. 43 – 53), 1982
- [94] Käsler, R. Pinzler, H. Ridderskamp, F. März, M. Schwingungstechnisches und akustisches Potenzial von Lagerungskonzepten bei innovativen Antrieben Vortrag (Freudenberg Dichtungs- und Schwingungstechnik KG / Vibracoustic GmbH & Co KG) 10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2001, Beilage: Seiten 1 – 12
- [95] Melz Giovanella, K. Simulation eines Motorabstellvorgangs und Entwicklung einer Regelung zur Optimierung der Abstellposition hinsichtlich der Direktstartfähigkeit Diplom-/ Masterarbeit Ford Werke AG / Technische Universität Dresden, Institut für Regelungs- und Steuerungstheorie, Dresden, Januar 2004
- [96] Pischinger, S. Verbrennungsmotoren, Band I und II Vorlesungsumdruck: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen, 21. Auflage, 2000
- [97] Baretzky, U. Andor, T. Diel, H. Ullrich, W. The Direct Injection System of the 2001 Audi Turbo V8 Le Mans Engines SAE Paper 2002-01-3357 (Audi), 2003
- [98] Rösel, G. Reduzierung dynamischer Gemischfehler des Ottomotors durch nichtlineare Zustandsgrößen- und Parameterschätzung Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 1996

- [99] Baehr, H. D. Thermodynamik - Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen Fachbuch: 5. Auflage, Springer-Verlag, 1984
- [100] Beese, E. Fluidmechanik / Dynamik der Fluide Vorlesungsumdruck, FH Bochum, Rev. 2.0, Bochum, 1999
- [101] n. n. Bosch - Kraftfahrtechnisches Taschenbuch Fachbuch: 22. Auflage, VDI Verlag Düsseldorf, 1995
- [102] Münnich, T. 1.6-ltr SOHC Series CP MY 1999.5 - Friction Analysis Test Report Interner Entwicklungsbericht, Ford Werke AG, Köln 1999
- [103] Szengel, R. Einfluß konstruktiver Parameter auf die Reibungsverluste der Kolbengruppe eines Hubkolbentriebwerkes Dissertation Universität Hannover, 1985
- [104] Halsand, M. Entwicklung reibungsoptimierter Kolbengruppen unter Anwendung spezifischer Meßverfahren VDI Fortschrittberichte, Reihe Verkehrstechnik/ Fahrzeugtechnik, Heft Nr. 221, 1994
- [105] Fischer, G. Burghardt, H.-M. Ermittlung einer Formel zur Vorausberechnung des Reibmitteldrucks von Ottomotoren FVV Abschlußbericht, Heft Nr. 629, 1999
- [106] Stanley, R. Taraza, D. Henein, N. Bryzik, W. A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly SAE Paper 1999-01-0974 (Wayne State University, US Army TACOM), 1999
- [107] Taraza, D. Henein, N. Bryzik, W. Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines SAE Paper 2000-01-0921 (Wayne State University, US Army TACOM), 2000
- [108] Affenzeller, J. Gläser, H. Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren, Band 8 Fachbuch: Springer-Verlag Wien, 1996
- [109] Wissussek, D. Die rheologischen Eigenschaften der Schmieröle und ihre Bedeutung für praktische Anwendungsfälle Fortschrittsberichte der VDI Zeitschriften, Reihe 1, Nr. 48, VDI Verlag, Düsseldorf, 1976
- [110] Thring, R. H. Engine Friction Modeling SAE Paper 920482 (Southwest Research Institute), 1992
- [111] Willermet, P. A. A Valve Train Friction Model – MS DOS PC Version Part I. Theory and Validation Interner Entwicklungsbericht, Ford Motor Co., Technical Report SR-91-80, Dearborn 1991
- [112] Rezek, S. F. Henein, N. A. A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components in Internal Combustion Engines SAE Paper 840179 (Wayne State University, Detroit, MI), 1984
- [113] Pflingstorn, B. Nichtlineares Simulationsmodell des Drehschwingungsverhaltens von Dieselmotorenanlagen VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 12, Nr. 71, VDI Verlag, Düsseldorf, 1986

- [114] Haug, K. Die Drehschwingungen in Kolbenmaschinen Konstruktionsbücher, Springer Verlag oHG, Berlin, Göttingen. Heidelberg, 1952
- [115] Breker, T. Simulation des Direktstartvorgangs an einem Otto-Motor mit Direkteinspritzung unter MATLAB/Simulink Diplomarbeit, Ford Werke AG / Fachhochschule Bochum, Fachbereich Mechatronik, Bochum, November 2003
- [116] Vibe, I. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren Fachbuch: VEB Verlag Technik, Berlin, 1970
- [117] Pischinger, R.  
Kell, M.  
Sams, T. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb Fachbuch: 2. überarbeitete Auflage, Springer Verlag, 2003
- [118] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals Fachbuch: I. Title, II. Series McGraw-Hill Book Company, 1988
- [119] Woschni, G. Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren MTZ Jahrgang 31, Heft 12, 1970, (TU Braunschweig), Seiten 491 ff.
- [120] Munro, R. Blow-By in Relation to Piston and Ring Features SAE-Paper 810932 (Wellworthy Limited), 1981
- [121] n. n. Cylinder Kit Analysis System of Engines – CASE Analysis System, Theoretical Manual Benutzerhandbuch, Compu-Tec Engineering Inc., Juni 1998
- [122] Han, D.  
Lee, J. Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition Tribology International Vol. 31, No. 12, pp. 752-760, 1998
- [123] Ebner, H. W.  
Jaschek, A. O. Die Blow-By-Messung – Anforderungen und Meßprinzipien MTZ Jahrgang 59, Heft 2, 1998, (AVL List GmbH), Seiten 90 –95
- [124] Raßweiler G. M.,  
Withrow, L. Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards SAE-Paper 380139 (Research Laboratories Devison, General Motors Corp.), 1938
- [125] Brunt, M. F. J.  
Emtage, A. L. Evaluation of Burn Rate Routines and Analysis Errors SAE-Paper 970037 (University of Central England, Ford Motor Co.), 1997
- [126] n. n. RedLine ACAP 5.0 User Manual Benutzerhandbuch, DSP Technology
- [127] Münnich, T. Friction Analysis Test Report Interner Bericht, Ford Motor Company, 1999

- [128] Hochkirchen, T. European Customer Usage Profiles – Description of Data Sources and Results for Start/Stop Applications Interner Bericht, Ford Forschungszentrum Aachen, Energy Management, August 2003
- [129] Andre, M.  
Hickman, A. J.  
Hassel, D.  
Joumard, R. Driving Cycles for Emission Measurements Under European Conditions SAE-Paper 950926 (INRETS, TRL, TÜV Rheinland), 1995
- [130] Renz, U. Grundlagen der Wärmeübertragung Vorlesungsumdruck, Lehrstuhl für Wärmeübertragung der RWTH Aachen, 1990
- [131] Saur, R.  
Leu, P.  
Lemberger, H.  
Huemer, G. Kennfeldgesteuertes Temperaturregelsystem für Motorkühlkreisläufe MTZ Jahrgang 57, Heft 7, 1996, (BMW AG), Seiten 424 ff.
- [132] Bauer, R.  
Brox, W.  
Fischer, A.  
Hofmann, R.  
Lemberger, H.  
Städter, J. BMW V8-Motoren - Steigerung von Umweltverträglichkeit und Kundennutzen MTZ Jahrgang 57, Heft 2, 1996, (BMW AG), Seiten 86 ff.
- [133] Brinkmann, F.  
Pingen, B.  
Walder, K. Benzindirekteinspritzung mit Turboaufladung – Ein Brennverfahren für Downsizing Konzepte Vortrag (Ford Werke AG) VI. Tagung Motorische Verbrennung; München, 2003
- [134] Lecointe, B.  
Monnier, G. Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection SAE-Paper 2003-01-0542 (Institute Francais du Pétrole), 2003
- [135] Gersten, K Einführung in die Strömungsmechanik Fachbuch: Vieweg Verlag Braunschweig, 6. Auflage, 1992
- [136] Ippoliti, M. Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen verschiedener Betriebsparameter auf die Direktstartfähigkeit eines direkt einspritzenden Ottomotors Diplomarbeit, Ford Werke AG / Fachhochschule Braunschweig / Wolfenbüttel, Institut für Fahrzeugbau, Wolfsburg, Dezember 2003
- [137] n. n. Produktinformation, ETAS ES 1000 Internetseite ETAS, Stuttgart, 03. Sept. 2003, [www.etasgroup.com](http://www.etasgroup.com)
- [138] n. n. Schulungshandbuch INCA V 4.0 ETAS GmbH Stuttgart, 2003
- [139] n. n. Produktinformation, Drehwinkelgeber Heidenhain ROC 409 Internetseite Heidenhain, Traunreut, 15. Aug. 2003 [www.heidenhain.de](http://www.heidenhain.de)

- |       |  |   |  |
|-------|--|---|--|
| [140] | n. n.  | Produktinformation,<br>Drehwinkelgeber Kuebler Vorzugsbaureihe<br>5852  | Internetseite Kuebler,<br>15. Aug. 2003<br><a href="http://www.kuebler.de">www.kuebler.de</a>                                    |
| [141] | n. n.  | Produktinformation,<br>Druckaufnehmer Kistler 6125 B  | Internetseite Kistler,<br>15. Aug. 2003<br><a href="http://www.kistler.com">www.kistler.com</a>                                  |
| [142] | Law, D.<br>Kemp, D.<br>Allen, J.<br>Kirkpatrick, G.<br>Copland, T. | Controlled Combustion in an IC-Engine with<br>a Fully Variable Valve Train  | SAE Paper<br>2000-01-0251 (Lotus<br>Engineering Ltd), 2000   |
| [143] | Rechs, M.<br>Helle-Lorentzen, R.<br>Eggert, U.<br>Pingen, B.       | Einfluß von Getriebeabstufung und<br>Motorcharakteristik auf das Benutzungsprofil<br>und den Verbrauch                | Vortrag, (Ford Werke AG),<br>Haus der Technik, Essen, 20.<br>Nov. 1996   |
| [144] | Rechs, M.<br>Helle-Lorentzen, R.<br>Eggert, U.<br>Pingen, B.       | Influence of Gearing and Engine<br>Characteristics on Customer Usage and Fuel<br>Economy                              | Vortrag, (Ford Werke AG),<br>Tagung: „AVL - Motor und<br>Umwelt“, 1998   |
| [145] | Wiedemann, J.<br>Genger, M.  | Optimierung eines Fahrzeugkühlsystems im<br>instationären Betrieb aufgrund der<br>Anforderungen des Thermomanagements | Zwischenbericht über das<br>FVV-Vorhaben Nr. 772, Heft<br>R 521 (2003),<br>Informationstagung Motoren,<br>Magdeburg, Herbst 2003 |

## Abkürzungen und Formelzeichen

### Abkürzungen

ACEA	Association des Constructeurs Européens d`Automobiles
AGR	Abgasrückführung
Aö	Steuerzeit „Auslaß öffnet“
As	Steuerzeit „Auslaß schließt“
BDE	Benzindirekteinspritzung
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
DI	Direkteinspritzung (Direct Injection)
DK	Drosselklappe
EHD	Elasto-hydrodynamische Schmierung
Eö	Steuerzeit „Einlaß öffnet“
Es	Steuerzeit „Einlaß schließt“
GEV	Gasentnahmeventil
HC	Kohlenwasserstoffe
KGE	Kurbelgehäuseentlüftung
KSG	Kurbelwellen-Starter-Generator
KW	Kurbelwinkel
L-OT	Oberer Totpunkt während des Ladungswechsels
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NW	Nockenwinkel
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
RSG	Riemengetriebener Starter-Generator
UT	Unterer Totpunkt
Z-OT	Oberer Totpunkt während der Hochdruckphase (Zünd-OT)
Z-OT-1	Z-OT des 1. Zylinders
Z-OT-aus	Z-OT der Zünd-/Einspritzunterbrechung
Z-OT-Exp	Z-OT des Expansionszylinders bei Motorstillstand
ZZP	Zündzeitpunkt

### Formelzeichen

$\alpha_{Wärme}$	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_{Wand}$	Wandwärmeübergangskoeffizient Zylinderwand
$\beta$	Schwenkwinkel der Pleuelstange
$\beta_{Wärme}$	Wärmeausdehnungskoeffizient
$\beta_{Luft}$	Wärmeausdehnungskoeffizient von Luft
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis
$\eta$	Dynamische Viskosität
$\eta_{Öl}$	Dynamische Viskosität des Öls
$\eta_{Verb\_1\_vor}$	Wirkungsgrad 1. Vorwärtsexpansion
$\eta_{Verb\_2\_rück}$	Wirkungsgrad Rückdrehexpansion
$\varphi$	Kurbelwinkel
$\dot{\varphi}$	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwellenrotation
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung der Kurbelwellenrotation
$\varphi_{NW}$	Nockenwinkel

$\varphi_{Start}$	Startkurbelwinkel des Expansionszylinders
$\kappa$	Isentropenexponent
$\lambda$	Luftverhältnis allgemein
$\lambda$	Schmierfilmparameter
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{1\_vor}$	Mischungs-Luftverhältnis 1. Vorwärtsexpansion (zugeführte Kraftstoffmasse bezogen auf die Luftmasse im Zylinder beim Start)
$\lambda_{2\_ges}$	Mischungs-Luftverhältnis Rückdrehexpansion + 2. Vorwärtsexpansion (zugeführte Kraftstoffgesamtmasse von Rückdrehverbrennung und 2. Vorwärtsexpansion bezogen auf die Luftmasse im Zylinder beim Start)
$\lambda_{2\_rück}$	Mischungs-Luftverhältnis Rückdrehexpansion (zugeführte Kraftstoffmasse von Rückdrehverbrennung bezogen auf die Luftmasse im Zylinder beim Start)
$\lambda_E$	Mischungs-Luftverhältnis (zugeführte Kraftstoffmasse bezogen auf die Luftmasse im Zylinder)
$\lambda_P$	Pleuelstangenverhältnis / Schubstangenverhältnis
$\lambda_V$	Verbrennungsluftverhältnis
$\lambda_{V\_rev\_Start}$	Verbrennungsluftverhältnis der Rückdrehverbrennung (an Verbrennung teilnehmende Kraftstoffmasse bezogen auf die Zylinderluftmasse)
$\lambda_{V\_Start\_1}$	Verbrennungsluftverhältnis der 1. in Vorwärtsdrehrichtung wirkenden Verbrennung (an Verbrennung teilnehmende Kraftstoffmasse bezogen auf die Zylinderluftmasse)
$\lambda_{Wärme}$	Wärmeleitfähigkeit in der Grenzschicht
$\mu$	Ausflußzahl
$\mu_{Brennstoff}$	Brennstoffmassenverhältnis
$\mu_{Luft}$	Luftmassenverhältnis
$\mu_R$	Reibungskoeffizient
$\nu$	Kinematische Viskosität
$\nu_{Stahl}$	Poissonzahl von Stahl
$\rho$	Dichte
$\rho_{Luft}$	Luftdichte
$\rho_S$	Dichte im Strömungsquerschnitt
$\rho_{NW}$	Krümmung am Nocken
$\sigma$	Oberflächenrauigkeit
$\sigma_{Nocken}$	Rauigkeit der Nocken
$\sigma_{Stößel}$	Rauigkeit der Stößel
$\tau_v$	Lebensdauer eines Brennstofftropfens
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit
$\omega_{NW}$	Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle
$\psi$	Durchflußfunktion der Drosselklappe
$\zeta$	Pleuelgeschwindigkeitskompensationskonstante
$a$	Kolbenringprofilparameter
$A$	Fläche / Querschnitt
$A_{AV}$	Freie Ringquerschnittsfläche des Auslaßventils
$A_{EV}$	Freie Ringquerschnittsfläche des Einlaßventils
$A_K$	Kolbenfläche
$A_S$	Isentroper Strömungsquerschnitt
$A_{Wärme}$	Oberfläche Zylinderraum (für Wärmeübergang relevant)



$b$	Lagerbreite
$b_e$	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
$b_{Hertz}$	Halbachse der Hertz'schen Zylinder/Ebene Kontaktfläche
$b_{NW}$	Nockenbreite
$B_i$	Brennverlauf
$c$	Kolbenringprofilparameter
$c_{GL}$	Grundlagerradialspiel
$c_{hl}$	Kolbenringprofilkonstante
$c_m$	Mittlere Kolbengeschwindigkeit
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei isobarer Zustandsänderung
$c_{Pl}$	Pleuellagerradialspiel
$c_S$	Geschwindigkeit im Strömungsquerschnitt
$c_v$	Spezifische Wärmekapazität bei isochorer Zustandsänderung
$C$	Vibe-Faktor
$C_1$	Konstante für Wärmeübergangsberechnung nach Woschni
$C_2$	Konstante für Wärmeübergangsberechnung nach Woschni
$d_K$	Kolbendurchmesser
$D$	Durchmesser allgemein
$E$	Elastizitätsmodul
$E$	Energie allgemein
$E_{Kin}$	Kinetische Energie
$f$	Reibungskoeffizient allgemein
$f_o$	Trockenreibungskoeffizient
$f_{cr}$	Kritischer Reibungskoeffizient
$f_{hl}$	Hydrodynamischer Reibungskoeffizient (hydrodynamic lubrication)
$F$	Kraft allgemein
$F_G$	Gaskraft
$F_N$	Normalkraft
$F_{N,Kh}$	Kolbenhemdseitenkraft
$F_{NW}$	Nockenkraft
$F_0$	Federvorspannungskraft
$F_1$	Federkraft
$F_R$	Radialkraft
$F_{Reibung}$	Reibungskraft
$F_{R,Kh}$	Kolbenringreibungskraft
$F_S$	Stangenkraft
$F_T$	Tangentialkraft
$g$	Erdbeschleunigung
$G$	Werkstoffparameter (EHD-Kontakt)
$Gr$	Grashof-Zahl
$Gr_{krit}$	kritische Grashof-Zahl
$h$	spezifische Enthalpie
$h_{öl}$	Schmierfilmdicke
$h_V$	Verdampfungswärme
$H$	EHD-Kontakt-Parameter
$H$	Enthalpie
$H_u$	unterer Heizwert
$J$	Trägheitsmoment
$J_{red}$	reduziertes Trägheitsmoment
$K_S$	Steifigkeit der Ventilsfeder
$l, l_K$	Pleuelstangenlänge

$L$	Länge
$L_{Kh}$	Kolbenhemdlänge
$L_{Ringe}$	Aktive Länge der Kolbenringe
$L_{St}$	Stöchiometrischer Luftbedarf
$m$	Vibe-Formfaktor
$m_{10}$	Vibe-Formfaktor (bei 10 % Massenumsatz)
$m_{50}$	Vibe-Formfaktor (bei 50 % Massenumsatz)
$m_{90}$	Vibe-Formfaktor (bei 90 % Massenumsatz)
$m$	Masse
$m_{hl}$	Kolbenringprofilkonstante
$m_B$	Brennstoffmasse
$m_{B,V}$	An der Verbrennung teil-nehmende Brennstoffmasse
$m_{,;Verb}$	bereits verbrannte Kraftstoffmasse
$m_{Es}$	Zylinderluftmasse bei „Es“
$m_F$	Flüssige Kraftstoffmasse
$m_{Feder}$	Ventilfedermasse
$m_G$	Gemischmasse
$m_{Keil}$	Ventilkeilmasse
$m_{KL}$	Kolben- und Pleuelgewicht
$m_L$	Luftmasse
$m_{Lst}$	Stöchiometrische Luftmasse
$m_{Tasse}$	Masse Tassenstößel
$m_{Teller}$	Ventilfedertellermasse
$m_{Ventil}$	Ventilmasse
$m_{V\_red}$	Reduzierte Ventilmasse
$m_v$	Verdampfte Kraftstoffmasse
$\dot{m}$	Massenstrom
$\dot{m}_{AV}$	Massenstrom durch die Auslaßventile
$\dot{m}_{AGR}$	Massenstrom durch die externe Abgasrückführung
$\dot{m}_{DK}, \dot{m}_{Drossel}$	Massenstrom durch die Drosselklappe
$\dot{m}_{EV}$	Massenstrom durch die Einlaßventile
$\dot{m}_{KGE}$	Massenstrom durch das Kurbelgehäuseentlüftungsventil
$\dot{m}_{Leck}$	Leckagemassenstrom
$\dot{m}_S$	Massenänderung im Saugrohr
$\dot{m}_{theoretisch}$	theoretischer Leckagestrom
$\dot{m}_{theo,Drossel}$	Massenstrom durch Drosselklappe bei Normbedingungen
$\dot{m}_{theo,korr}$	korrigierter Massenstrom
$\dot{m}_{zyl1-4}$	Zylindermassenstrom
$M$	Moment
$M_{Gasmoment}$	Gasmoment
$M_{Masse}$	Massenmoment
$M_{Reibung}$	Reibmoment
$M_{Summe}$	Summenmoment
$M_{zyl1-4}$	Zylindermoment
$n$	Polytropenexponent
$n$	Kurbelwellendrehzahl
$n_{OT\_1}$	Kurbelwellendrehzahl im 1. OT nach Motorstart
$n_{OT\_2}$	Kurbelwellendrehzahl im 2. OT nach Motorstart

$n_{Agg}$	Anzahl der Nebenaggregate
$n_{exp}$	Polytropenexponent bei Expansion (ohne Verbrennung)
$n_{exp,v}$	Polytropenexponent bei Expansion (mit Verbrennung)
$n_{komp}$	Polytropenexponent bei Kompression (ohne Verbrennung)
$n_{komp,v}$	Polytropenexponent bei Kompression (mit Verbrennung)
$Nu$	Nusseltzahl
$\bar{p}$	mittlerer Druck
$p$	Druck
$p_0$	Geschleppter Druckverlauf
$p1_{max}$	Zylinderspitzenndruck während der 1. Vorwärtsexpansion
$p1_{max\_rück}$	Max. Kompressionsdruck während der Rückdrehkompression
$p2_{max}$	Zylinderspitzenndruck während der 2. Vorwärtsexpansion
$p2_{max\_rück}$	Zylinderspitzenndruck während der Rückdrehexpansion
$p2_{OT}$	Zylinderdruck am 2. OT nach Motorstart
$p_{H0}$	Bezugsdruck bei 0 Höhenmetern
$p_{me}$	Effektiver Mitteldruck
$p_{mi}$	Indizierter Mitteldruck
$p_{Kurbelgehäuse}$	Kurbelgehäusedruck
$p_S, p_{Saugrohr}$	Saugrohrdruck
$p_{Umgebung}$	Umgebungsdruck
$p_{Zyl}$	Zylinderdruck
$Pr_{koeff}$	Druck-/Ölviskositätskoeffizient
$Pr$	Prandtlzahl
$Q$	Wärme
$Q_{verd}$	Verdampfungswärme
$Q_{v,max}$	maximale Wärmezufuhr bei Verbrennung
$Q_{verb}$	Verbrennungswärmestrom
$\dot{Q}_{Wand}$	Wandwärmestrom
$\dot{Q}_{Wärme}$	Wärmestrom
$r$	Radius
$r_G$	Nockengrundkreisradius
$r_K$	Kurbelradius
$r_L$	Relative Luftmasse
$r_{NW}$	Nockenradius
$R$	Gaskonstante
$R_{Brennstoff}$	Gaskonstante Brennstoff
$Re$	Reynoldszahl
$R_g$	Gaskonstante Gemisch
$R_{Luft}$	Gaskonstante Luft
$R_V$	Kolbenringradialkraft
$s$	Ventilhub
$s_{max}$	maximaler Ventilhub
$S$	Stribeck-Parameter
$S_{cr}$	Kritischer Stribeck-Parameter
$S_{So}$	Sommerfeld-Kennzahl
$t$	Zeit
$t_{700}$	Zeit: 1. Einspritzimpuls bis Leerlaufdrehzahl (700 /min)
$t_e$	Effektive Einspritzdauer
$t_{e\_rück\_2}$	Einspritzdauer für Rückdrehverbrennung
$t_i$	Bestromungszeit des Einspritzventils

$t_{i\_rück\_2}$	Einspritzzeitpunkt Rückdrehverbrennung
$t_{i\_vor\_1}$	Einspritzzeitpunkt 1. Vorwärtsverbrennung
$t_{i\_vor\_2}$	Einspritzzeitpunkt 2. Vorwärtsverbrennung
$t_{Gb}$	Gemischbildungszeit für Rückdrehverbrennung
$t_{mot}$	Motor- bzw. Kühlwassertemperatur gemessen (Motorsteuerung)
$t_{rück}$	Rückdrehzeitintervall
$T$	Temperatur
$T_e$	Temperatur der einströmenden Luft
$T_a$	Temperatur des ausströmenden Gases
$T_{gas}$	Gastemperatur
$T_S$	Saugrohrtemperatur
$T_{wand}$	Wandtemperatur
$T_{wasser}$	Kühlwassertemperatur (Simulation)
$T_{Zyl}$	Zylindertemperatur
$U$	Geschwindigkeitsparameter (EHD-Kontakt)
$U$	Innere Energie
$V$	Volumen
$V_C$	Kompressionsvolumen
$VD$	Verbrennungsdauer
$VE$	Verbrennungsende
$V_h$	Hubvolumen eines Zylinders
$V_H$	Gesamthubvolumen des Motors
$V_S, V_{Saugrohr}$	Saugrohrvolumen
$V_S$	Zylindervolumen bei Verbrennungsstart
$V_{Zyl}$	Zylindervolumen
$v$	Geschwindigkeit
$v_K$	Kolbengeschwindigkeit
$W$	Belastungsparameter (EHD-Kontakt)
$W$	Arbeit allgemein
$W_{1\_rück\_komp}$	Rückdrehkompressionsarbeit
$W_{1\_vor\_exp}$	Expansionsarbeit 1. Arbeitstakt in Vorwärtsrichtung
$W_{2\_rück\_exp}$	Rückdrehexpansionsarbeit
$W_{2\_vor\_exp}$	Expansionsarbeit 2. Arbeitstakt in Vorwärtsrichtung
$W_{2\_vor\_komp}$	Kompressionsarbeit 2. Verdichtungstakt in Vorwärtsrichtung
$W_{3\_vor\_exp}$	Expansionsarbeit 3. Arbeitstakt in Vorwärtsrichtung
$W_{3\_vor\_komp}$	Kompressionsarbeit 3. Verdichtungstakt in Vorwärtsrichtung
$W_V$	Volumenänderungsarbeit
$x_B$	Kraftstoff-Umsatzrate
$x_{10}$	10 % Umsatzrate
$x_{50}$	50 % Umsatzrate
$x_{90}$	90 % Umsatzrate
$x_K$	Kolbenweg
$x_P$	Pleuel-Schwerpunktskoordinate in x-Richtung
$y_P$	Pleuel-Schwerpunktskoordinate in y-Richtung
$z$	Zylinderanzahl
$z_{GL}$	Anzahl der Pleuellagergrundlager
$z_{PL}$	Anzahl der Pleuellager
$z_V$	Anzahl der Ventile (Einlaß- bzw. Auslaßventile)

## Lebenslauf

Name: Ulrich Kramer  
Geburtsdatum: 31. Juli 1965  
Geburtsort: Gladbeck  
Familienstand: verheiratet, 2 Kinder  
Staatsangehörigkeit: deutsch

### Schulbildung

1972 – 1976  
Grundschule St. Josef, Gladbeck  
1976 – 1985  
Heisenberg-Gymnasium Gladbeck  
Abschluß: Abitur

### Wehrersatzdienst

1985 - 1987  
Caritas-Verband Gladbeck  
Krankenpflege, mobiler sozialer Hilfsdienst

### Studium

1987 - 1994  
Hochschulstudiengang Maschinenbau an der RWTH Aachen  
Fachrichtung Verbrennungsmotoren  
Abschluß: Diplom-Ingenieur

### Berufstätigkeit

1995 - 1996  
INA Wälzlager Schaeffler KG, Herzogenaurach  
Versuchingenieur im Bereich Verbrennungsmotoren  
1996 - 1999  
INA Motorenelemente Schaeffler oHG, Hirschaid  
Projektleiter im Bereich Anwendungstechnik für  
Nockenwellenverstellungssysteme  
seit 1999  
Ford Werke AG, Köln  
Entwicklungsingenieur in der Motorenentwicklung für kleine  
Ottomotoren