

Ventiltriebkonzepte zur Verbrauchsreduzierung bei Motorradmotoren

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Giovanni Mincione

aus Rom

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. U. Spicher

Tag der mündlichen Prüfung: 14. Dezember 2012

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrtwesen
der Universität Stuttgart

2013

A Giovannella, Bianca ed Eugenio.

La notte

Ma la notte ventosa, la limpida notte
che il ricordo sfiorava soltanto, è remota,
è un ricordo. Perdura una calma stupita
fatta anch'essa di foglie e di nulla. Non resta,
di quel tempo di là dai ricordi, che un vago
ricordare.

Talvolta ritorna nel giorno
nell'immobile luce del giorno d'estate,
quel remoto stupore.

Per la vuota finestra
il bambino guardava la notte sui colli
freschi e neri, e stupiva di trovarli ammassati:
vaga e limpida immobilità. Fra le foglie
che stormivano al buio, apparivano i colli
dove tutte le cose del giorno, le coste
e le piante e le vigne, eran nitide e morte
e la vita era un'altra, di vento, di cielo,
e di foglie e di nulla.

Talvolta ritorna
nell'immobile calma del giorno il ricordo
di quel vivere assorto, nella luce stupita.

Cesare Pavese, *Lavorare stanca*,
Einaudi Editore, 2001.

Die Nacht

Aber die windige Nacht, die Nacht voller Klarheit,
nur von Erinnerung gestreift, ist vergangen
und schon Erinnerung. Ein staunendes Schweigen,
selbst aus Laub gebildet und Nichts. Und nichts bleibt
von jener Zeit dort hinterm Gedenken als bloßer
Hauch des Erinnerns.

Manchmal, tagsüber
im unbewegten Licht des Sommertags kehrt es
wieder, dies vergangene Staunen.

Durchs leere Fenster
sah das Kind die Nacht in den frischen
schwarzen Hügeln und staunte, wie sie sich häuften:
unbewegt, schwebend und blank. Zwischen den Blättern,
die im Finsternen rauschten, erschienen die Hügel,
und alles Gewohnte des Tags, die Grate,
Pflanzen und Weinberge waren klar und erstorben,
und das Leben war ein anderes, aus Wind, aus Himmel
und aus Blättern und Nichts.

Manchmal kehrt
in die reglose Stille des Tags zurück die Erinnerung
an jenes versunkene Leben im staunenden Licht.

Cesare Pavese, *Gedichte*,
Claassen Verlag, 1962.

Vorwort

Diese Arbeit entstand in der Motorradsparte der BMW AG im Rahmen eines Vorentwicklungsprojektes. Ich danke den Herren Dr. Tech. C. Landerl, W. Mattes und Dr.-Ing. J. Post, die diese Dissertation ermöglicht haben.

Mein Dank gilt meinem Teamleiter Herrn Dr. Tech. G. Unterweger, der für die bestmöglichen Bedingungen zur Durchführung der Arbeit neben den zeitkritischen Serienprojekten gesorgt hat.

Herrn A. Baumann bin ich für seine Unterstützung bei den Motorversuchen sehr dankbar. Ebenfalls möchte ich mich bei Herrn P. Zunker für die Durchführung der CFD-Simulation bedanken.

Bei den Herren Dr. Tech. C. Künsberg und T. Kresse bedanke ich mich für ihre Hilfe bei der Korrektur der Fassung herzlich.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende. Mit seinen wertvollen Ratschlägen, Fragen und Kritiken hat er mir den Weg zum Ziel gezeigt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. U. Spicher danke ich herzlich für das entgegengebrachte Interesse an der Arbeit und für die Übernahme des Koreferats.

Zuletzt möchte ich meinen Familienangehörigen danken, da sie mich in diesen drei Jahren des vollen Einsatzes in guten und schlechten Zeiten ständig motiviert haben und die häufige Abwesenheit „des Papas“ geduldet haben.

Giovanni Mincione

München, im August 2012

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	3
Inhaltsverzeichnis	4
Abkürzungs- und Formelverzeichnis	7
Summary	10
Zusammenfassung	15
1 Einleitung	20
2 Stand der Technik	23
3 Aufgabenstellung	31
4 Laststeuerung beim Ottomotor	32
4.1 Quantitäts- und Qualitätsregelung	32
4.2 Drosselfreie Laststeuerung	34
4.3 Der Spezialfall Motorradmotor	35
5 Bilanzierung des pV-Diagramms	38
6 Versuchsträger	41
6.1 Versuchsmotor	41
6.2 Prüfstands Aufbau	44
7 Auswahl der Betriebspunkte.....	45
7.1 Oberer TL-Bereich	46
7.2 Unterer TL-Bereich	47
8 Simulationsmodell	49
8.1 Das Ladungswechselmodell	49
8.2 Durchführung der Ladungswechselsimulation	52
8.3 Auslegung der Hubprofile für die Ladungswechselsimulation	54
9 Rechnerische Analyse des FES-Ansatzes	57
9.1 Unterer TL-Bereich.....	57
9.2 Oberer TL-Bereich	65
10 Effekt der maximalen Ventilbeschleunigung	68
10.1 Unterer TL-Bereich	68
10.2 Oberer TL-Bereich	70
10.3 Beispiel an einem realen VVT.....	71

11 Effekt des FES auf die Verdichtung	74
12 Optimierung der Verbrennung	81
12.1 Anpassung der Ventilüberschneidung	81
12.2 Anpassung des Ansaugvolumens	82
12.3 Lufteinspeisung	83
12.4 Drallklappe	86
12.5 Tumble-Drosselklappe	88
13 Optimierung der Verbrennung in Verbindung mit FES	91
13.1 Phasing	92
13.2 Masking	97
13.3 Effekt der Öffnungsdauer	101
14 Experimentelle Ergebnisse	102
14.1 Vorbereitung der Versuche	102
14.2 Drehzahlschnitte	104
14.2.1 ENW 160-100/90	105
14.2.2 ENW 180-120/90	107
14.3 Unterer TL-Bereich	108
14.3.1 ENW 120-80/90	109
14.3.2 ENW 100-80/90	110
14.3.3 ENW 80/90	111
14.3.4 Gesamtvergleich VVT-Hubprofile	113
14.3.5 Schaltnockenprofile	116
14.3.6 Gesamtvergleich	118
14.3.7 Gesamtvergleich nach Lastanpassung	119
14.3.8 Verlustteilung	123
14.3.9 Phasing-Effekt	125
14.4 Oberer TL-Bereich	130
14.4.1 Zündhaken	130
14.4.2 Verlustteilung	134
14.5 Potential der Schaltnocke im ganzen WMTC-Bereich	136
14.5.1 Potential ohne Einlassphasensteller	137
14.5.2 Potential mit Einlassphasensteller	139
14.5.3 Erste Ergebnisse im transienten Betrieb	143
14.6 Möglichkeit der Anwendung eines VVT ohne Phasensteller	145
14.7 Potentialabschätzung eines Auslassphasenstellers	153

15 Ansatz zur Drehmomentsteigerung	155
16 Schlussfolgerungen und Ausblick.....	160
17 Literaturverzeichnis	164
18 Anhang	168
18.1 Blasprüfstandversuche	168
18.2 Verlustteilung	175
18.3 Größen zur Charakterisierung der Ladungsbewegung	177
Lebenslauf	178

Abkürzungs- und Formelverzeichnis

A	[m ²]	durchströmte Fläche
A _{is}	[m ²]	isentropische Fläche
AI5%	[°KW n. ZOT]	Lage des 5%-Verbrennungsumsatzes
AI50%	[°KW n. ZOT]	Lage des 50%-Verbrennungsumsatzes
a _{max}	[mm/rad ²]	maximale Ventilbeschleunigung
A _n	[m ²]	Querschnitt nach Drosselstelle
A _{ref}	[m ²]	Referenzfläche
AS	[°KW v. LWOT]	Auslassspreizung
ANW		Auslassnockenwelle
AV		Auslassventil
A _v	[m ²]	Querschnitt vor Drosselstelle
BDC		Bottom Dead Center
b _e	[g/kwh]	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
b _i	[g/kwh]	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
b _{iHD}	[g/kwh]	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch (nur Hochdruckteil)
C _D	[-]	Durchflusskoeffizient
C _r	[-]	Reibungsverlustkoeffizient
C _p	[-]	Druckverlustkoeffizient
D _{eff}	[mm]	hydraulischer Durchmesser der Drosselklappe
D _{DK}	[mm]	Drosselklappendurchmesser nach Abzug der Schafffläche (46.6 mm)
DK		Drosselklappe
DKS	[%]	Drosselklappenstellung (0% zu, 100% voll offen)
dp	[Pa]	Druckunterschied entlang der Länge dx
dt	[s]	infinitesimal kleines Zeitintervall
dx	[m]	infinitesimal kleine Länge
EIVC		Early Intake Valve Closing
ENW		Einlassnockenwelle
ETA	[%]	Wirkungsgrad
EÖ		Einlass Öffnet
Eps.	[-]	Verdichtungsverhältnis
ES	[°KW n. LWOT]	Einlassspreizung
EV		Einlassventil
h	[J/kg]	totale spezifische Enthalpie
H _u	[kJ/kg]	unterer Heizwert
k	[-]	Adiabatexponent
k.		kurz
k _K	[-]	Adiabatexponent der Zylinderladung in der Kompression
k _E	[-]	Adiabatexponent der Zylinderladung in der Expansion

l.		lang
LE		Luftspeisung
LIVO		Late Intake Valve Opening
LL		Leerlauf
L_{st}	[-]	stöchiometrischer Luftbedarf
LWOT		Ladungswechsel-Oberer-Totpunkt
LWUT		Ladungswechsel-Unterer-Totpunkt
m.		mittellang
m	[kg]	Masse
Ma_n	[-]	Machzahl nach Drosselstelle
Ma_v	[-]	Machzahl vor Drosselstelle
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
m_b	[kg/Asp]	angesaugte Brennstoffmasse je Arbeitsspiel
m_L	[kg/Asp]	angesaugte Frischluftmasse je Arbeitsspiel
n.		nach
ÖD	[°KW]	Öffnungsdauer der Ventilhubprofile
p	[Pa]	statischer Druck
p_{Ans}	[bar]	Ansaugdruck
p_{Abg}	[bar]	Abgasdruck
p_{0n}	[Pa]	Totaldruck nach Drosselstelle
p_{0v}	[Pa]	Totaldruck vor Drosselstelle
p_e	[bar]	effektiver Mitteldruck
p_i	[bar]	indizierter Mitteldruck
p_{i-COV}	[%]	p_i -Standardabweichung, bezogen auf den Mittelwert
p_{iHD}	[bar]	indizierter Mitteldruck (nur Hochdruckteil)
p_{iLW}	[bar]	indizierter Mitteldruck (nur Ladungswechselteil)
p_L	[Pa]	Luftdruck
p_n	[Pa]	Druck nach Drosselstelle
p_r	[bar]	Reibmitteldruck
p_v	[Pa]	Druck vor Drosselstelle
p_{Zyl}	[bar]	Zylinderdruck
q	[J/kg]	spezifische totale innere Energie
R_L	[J/kg K]	Gaskonstante der Luft
R_s	[J/kg K]	Spezielle Gaskonstante
T_{0n}	[K]	Totaltemperatur nach Drosselstelle
T_{0v}	[K]	Totaltemperatur vor Drosselstelle
TDC		Top Dead Center
T_{gas}	[K]	Strömungstemperatur
TKE	[m ² /s ²]	turbulente kinetische Energie
T_L	[K]	Lufttemperatur
TL		Teillast

T_n	[K]	Temperatur nach Drosselstelle
T_v	[K]	Temperatur vor Drosselstelle
T_{Wand}	[K]	Wandtemperatur
T_{Zyl}	[K]	Zylindertemperatur
v	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
v_n	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit nach Drosselstelle
v_v	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit vor Drosselstelle
V	[m ³]	Zylindervolumen oder Volumen des Volumenstücks (Gl. 8.1.2)
V_h	[m ³]	Hubvolumen Einzelzylinder
V_H	[m ³]	Hubraum
V_{max}	[m ³]	maximales Zylindervolumen
V_Z	[m ³]	Zylindervolumen
v_K	[m/s]	Kolbengeschwindigkeit
VL		Volllast
v_{max}	[m/s]	maximale Fahrzeuggeschwindigkeit
W_i	[kJ]	indizierte Arbeit
ZK		Zylinderkopf
ZOT		Zündung-Oberer-Totpunkt
ZZP	[°KW v. ZOT]	Zündzeitpunkt
α	[kg/s ³ K]	Wärmeübergangskoeffizient
η_i	[-]	indizierter Wirkungsgrad
η_{um}	[-]	Wirkungsgrad der Umsetzung der Kraftstoffenergie
η_{iHD}	[-]	indizierter Wirkungsgrad (nur Hochdruckteil)
λ	[-]	Luftverhältnis
λ_l	[-]	Liefergrad
λ_{uv}	[-]	Luftverhältnis des unverbrannten Gemisches
λ_v	[-]	Luftverhältnis des verbrannten Gemisches
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ρ_L	[kg/m ³]	Luftdichte
ρ_v	[kg/m ³]	Dichte vor Drosselstelle
ρ_{Zyl}	[kg/m ³]	Dichte der Zylinderladung
φ	[°KW]	Kurbelwinkel

Summary

This work deals with the comparison of the potential for the fuel consumption reduction on motorcycle engines of two different variable valve train concepts: the fully variable valve actuation system (VVA) and the cam profile switching system (CS). Since neither of the systems is available as hardware, several camshafts for representative valve lift profiles were designed and tested on the engine.

At first, the effect of the gas exchange process on the fuel consumption at partial load was evaluated. It became evident that the pumping losses in motorcycle engines are lower than in passenger car engines due to the reduced volume of the intake manifold. As a consequence, the expected potential for the fuel consumption reduction of a variable valve train is lower as well.

Based on the analysis of the driving profile of the exhaust emissions test cycle for motorcycles (WMTC: World Motorcycle Test Cycle), two operating points for steady state measurements on the engine test bench are defined. The operating point 1 (2100/min, 2 bar p_i) focuses on the challenge of the combustion development at very low load and revs. The operating point 2 (4250/min, 5 bar p_i) represents the region of the WMTC, where most of the fuel consumption occurs.

To achieve unthrottled operation, lift profiles with early intake valve closing timing (EIVC) are used. A valve lift strategy of this kind seems to be the most profitable. 1D simulation of the gas exchange process is used to analyze EIVC. The calculated valve lift profiles are obtained by shortening the reference intake cam profile while the maximal valve acceleration is maintained. Furthermore, the effect of the VVA typical flattening of the valve lift profile when reducing the opening duration (OD) is analyzed for individual cases.

The numerical results in the operating point 1 show that both short (approx. 40% of the reference OD) and middle (approx. 70% of the reference OD) valve lift profiles lead to unthrottled operation along with a dramatic reduction of the pumping losses. However, the calculated residual gas fraction varies greatly for the two cases, reaching a higher level for middle profiles.

The simulation of the operating point 2 similarly shows a strong effect of unthrottled operation on the pumping losses. The residual gas fraction in this case is almost unvaried.

A later exhaust valve opening (EVO) with increased valve overlapping leads to a further increasing of the residual gas fraction resulting in a further reduction of the pumping losses in both operating points.

Furthermore, the 1D simulation allows the analysis of the relationship between OD and actual compression ratio. As already known from literature, the EIVC strategy leads to a decrease of in-cylinder pressure and temperature at the ignition time. Though it is shown that the choice of a very short OD can partially compensate such an effect.

The combustion stability at low load is a big challenge for motorcycle engines due to their design characteristics. Several methods for improving the air motion are exposed. Unfortunately, such methods do not work under unthrottled operation and therefore specific solutions have to be found. The 3D simulation shows that tumble generating devices like i.e. masking of the intake valve seat are not effective. This originates from the bore to stroke ratio and the intake pipe geometry. As a consequence, swirl generating devices (phasing) are developed, which improve the mixture formation process and therefore the combustion stability. Additionally, the calculated trends of the turbulent kinetic energy show that in a stated operating point a shorter OD in conjunction with a later intake valve opening (IVO) leads to an increase of the turbulence within the combustion chamber. This is due to the increased flow velocity within the narrow intake valve seat area producing a heavy turbulence. Part of this turbulence is then maintained within the compression stroke. Such a result and the effect of the OD on the compression ratio should be considered when choosing the lift profiles in order to achieve enough combustion stability.

The experimental results in the operating point 1 confirm that valve lift profiles with short OD allow - in conjunction with unthrottled operation - a dramatic reduction of the pumping losses (VVA strategy). However, the reduction of the fuel consumption with the slightly longer variants (more than 45% of the reference OD) appears less relevant since the efficiency of the high pressure cycle is lowered by the deterioration of the combustion stability. In contrast, the shortest VVA lift profile (approx. 30% of the reference OD) in conjunction with a later IVO leads to an optimal combustion.

Valve lift profiles with middle OD cannot be run in the operating point 1 under unthrottled conditions, since the combustion stability is deteriorated by the low turbulence level in conjunction with the high residual gas fraction. However, such profiles can be used as CS variants with a later IVO and throttled operation. Furthermore, this work mainly investigates a CS concept without intake cam phaser

and, as a consequence, an even later IVO is chosen in order to achieve the maximal load required for the upper WMTC region. Accordingly, the reduction of the pumping losses in the lower load region is very little. On the other hand, the middle OD in conjunction with phasing and with the late IVO leads to a very stable combustion and thereby achieves an improvement in the fuel consumption.

The low friction losses resulting from the reduced valve lift with both VVA and CS cam profiles have a big effect on the fuel consumption in the operating point 1. However, the indicated load also has to be reduced to keep the load at the rear wheel constant, though leading to a deterioration of the combustion. In sum, the investigations show a reduction of the fuel consumption with the CS lift profiles of about 6% whereas 10% should be achievable with the VVA lift profiles under unthrottled operation.

In the operating point 2 VVA and CS lift profiles are very similar, because here the CS system was designed alike the VVA for unthrottled operation. In this case, the combustion stability is already very high with the reference cam. The effect of the reduced pumping losses on the fuel consumption is very slight due to the higher engine load. Altogether results in a combination of the lower pumping losses, of a faster and CO poor combustion and of the reduced friction. The amount of the fuel consumption reduction in the operating point 2 comes to approx. 6%.

An evaluation of the potential in the WMTC leads to a fuel consumption reduction of approx. 7% for the CS system without cam phaser. Such a value would increase with the VVA due to the unthrottled operation to almost 10%. First results on the engine rig under transient conditions with a CS cam confirm the prediction based on the steady state measurements.

Furthermore, in order to evaluate the effect of a cam phaser, a CS system with constant and with variable IVO is compared. It is shown that in the high load region of the WMTC a fuel consumption reduction of 3% is achievable. In the low load region the combustion stability does not allow unthrottled operation and the load control over throttle valve seems to be optimal.

Costs and place availability are highly critical issues on motorcycle engines, therefore the consequences of a shortfall of the intake came phaser on the VVA are investigated. The intake valve spread is kept constant at 110° after top dead center. This value is chosen with regard to the full load operation. When using a very late IVO, pumping losses rise dramatically in the operating point 1 even if unthrottled operation is

achieved. Due to the considerable pressure drop between the intake manifold and the cylinder, extremely high flow velocities at the valve seat are generated. This leads to very high turbulence levels within the combustion chamber. As a consequence, during the first half of the combustion the burning rate is extremely high and in-cylinder temperature and pressure rise dramatically. Therefore, knocking appears within the second half of the combustion. For this reason the operation of a VVT without intake cam phaser is not appropriate.

Finally, the potential of an exhaust cam phaser in conjunction with the reference valve lift profile and a CS lift profile is investigated. According to the numerical results, a later EVO has a considerable effect on the pumping losses. However, the increase of the residual gas fraction leads with the reference lift profile to a longer combustion duration confining the fuel consumption improvement in WMTC to a very small amount ($< 1\%$). Further expensive measures for improving the combustion process are required. The improved combustion stability with the CS profile allows a fuel consumption reduction of 1.5% and there is potential for an even later EVO (not feasible in this experiment due to the collision limit of the valve to the piston).

Moreover, variable valve actuation can be used to increase the torque curve. On the CS system, i.e. a high-torque and a high-power cam profile can be combined. Such an approach is also investigated in this work and leads to a very generous torque curve. By using a longer gear ratio, a fuel consumption advantage can be achieved without deterioration of the baseline road performance (downspeeding). Based on a simulation of the WMTC, the potential for fuel consumption reduction is evaluated at approx. 2%.

The big challenge under full load for the VVA is to reach enough stiffness at motorcycle typical revs. The maximal valve acceleration is lower than on conventional valve trains and the achievable maximal torque is hardly higher than with the reference valve lift profile. However, postponing the IVO with the cam phaser allows a higher maximal power. At lower revs, where the backflow of fresh charge into the manifold has a massive impact on the trapping efficiency, the VVA shows an advantage due to the extremely short OD as well.

Due to its mechanical layout, the CS system without intake cam phaser is considered to be a reasonable compromise when no further requests concerning torque and power exist. In a next step it should be checked, whether a smooth cam switching under partial load operation in spite of the stiff driveline of motorcycle engines can be realized. The

VVA offers more flexibility for the optimization but the required stiffness at high revs and the (for motorcycle engines typical) mechanical valve lash adjustment pose a major challenge. The necessity of an intake cam phaser makes such a system even more complex. At present, the progress which future development might be able to achieve is not yet foreseeable.

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird das Potential zur Verbrauchsreduzierung bei Motorradmotoren von zwei variablen Ventiltrieben, dem mechanischen vollvariablen Ventiltrieb (VVT) und dem Schaltnockensystem (SN) verglichen. Da die zu untersuchenden Ventiltriebe nicht als Hardware zur Verfügung stehen, werden Nockenwellen mit repräsentativen Ventilhubprofilen rechnerisch ausgelegt und am Vollmotor vermessen.

Zunächst wird untersucht, wie groß der Einfluss der Ladungswechselarbeit auf den Kraftstoffverbrauch im Teillastbetrieb ist. Es wird ersichtlich, dass Motorradmotoren aufgrund des geringen Ansaugvolumens deutlich niedrigeren Ladungswechselverlusten als PKW-Motoren unterliegen. Als Folge ist durch den Einsatz eines variablen Ventiltriebs eine entsprechend geringere Verbrauchseinsparung zu erwarten.

Aus der Analyse des Fahrprofils im Abgastest (WMTC: World Motorcycle Test Cycle) werden zwei Betriebspunkte für die stationären Untersuchungen definiert. In dem Betriebspunkt 1 (unterem WMTC-Bereich, 2100/min, 2 bar p_i) stehen die Herausforderungen der Brennverfahrensentwicklung bei sehr niedrigen Lasten und Drehzahlen im Vordergrund. Der Betriebspunkt 2 (4250/min, 5 bar p_i) soll den oberen WMTC-Bereich darstellen, in dem der höchste Verbrauchsanteil entsteht.

Für die Darstellung des entdrosselten Betriebs wird die Ventilhubstrategie mit frühem Einlass Schließen (FES) gewählt, da diese konzeptbedingte Vorteile besitzt. Für die rechnerische Analyse des FES-Ansatzes wird die eindimensionale Ladungswechselsimulation eingesetzt. Die zu untersuchenden Ventilhubprofile werden durch Verkürzung der Basisnocke unter Beibehaltung der maximalen Ventilbeschleunigung des starren Ventiltriebs generiert. Darüber hinaus wird die Auswirkung der für VVT typischen Abflachung des Ventilhubverlaufs bei kürzer werdender Öffnungsdauer (ÖD) für einzelne Fälle betrachtet.

Die rechnerischen Ergebnisse im Betriebspunkt 1 zeigen, dass sowohl kurze (ca. 40% der Basis-ÖD) als auch mittellange (ca. 70% der Basis-ÖD) Ventilhubprofile zu einem vollentdrosselten Betrieb mit gravierender Absenkung der Ladungswechselverluste führen. Stark unterschiedlich ist aber der sich ergebende Restgasgehalt, der bei mittellangen Hubprofilen auf höherem Niveau liegt.

Im Betriebspunkt 2 zeigen die Simulationen ebenfalls einen deutlichen Effekt der Entdrosselung auf die Ladungswechselverluste, wobei das allgemein niedrige Restgasgehaltniveau weniger beeinflusst wird.

Eine Verkleinerung der Auslassspreizung bis zur Kollisionsgrenze mit dem Kolben führt in beiden Betriebspunkten zu einer Erhöhung des Restgasgehalts und dadurch zu einer weiteren Absenkung der Ladungswechselarbeit.

Die Ladungswechselsimulation dient außerdem zur Analyse des Zusammenhangs zwischen ÖD und effektivem Verdichtungsverhältnis. Wie aus der Literatur bekannt, führt der FES-Ansatz zu einer Absenkung von Druck und Temperatur beim Zündzeitpunkt. Es wird aber gezeigt, dass die Auswahl einer sehr kurzen ÖD diesen Effekt teilweise kompensieren kann.

Die Verbrennungsstabilität im unteren Teillastbetrieb stellt bei Motorradmotoren, aufgrund ihrer speziellen konstruktiven Eigenschaften, eine große Herausforderung dar. Es werden verschiedene Maßnahmen analysiert, die für eine Verstärkung der Ladungsbewegung sorgen. Leider verlieren die meisten Maßnahmen in Verbindung mit der Entdrosselung ihre Wirkung und es soll daher nach spezifischen Lösungen gesucht werden. Der Einsatz der dreidimensionalen Strömungssimulation stellt klar, dass Tumble-erzeugende Vorrichtungen, wie z.B. die Maskierung des Einlassventilsitzbereiches, bei dem betrachteten Motor keinerlei Auswirkungen haben. Der Grund dafür liegt am Hub-Bohrungsverhältnis in Verbindung mit der Kanalgeometrie. Als Folge werden Drall-erzeugende Lösungen (hauptsächlich Phasing) erarbeitet, welche die Gemischaufbereitung und dadurch die Verbrennungsstabilität unterstützen sollen. Darüber hinaus weisen die gerechneten Verläufe der turbulenten kinetischen Energie darauf hin, dass bei gleichbleibendem Betriebspunkt eine kürzere ÖD in Verbindung mit einer späteren Einlassspreizung zu einem höheren Turbulenzniveau im Brennraum führt. Dies ergibt sich aus der höheren Strömungsgeschwindigkeit im engen Ventilsitzspalt, die zu einer intensiven Turbulenzerzeugung führt. Die Turbulenz bleibt dann in der Kompressionsphase teilweise erhalten. Dieses Verhalten kommt zum erwähnten Effekt der ÖD auf das Verdichtungsverhältnis hinzu und soll in der Auswahl der Hubprofile berücksichtigt werden, damit eine ausreichende Verbrennungsstabilität erreicht wird.

Die experimentellen Ergebnisse im Betriebspunkt 1 bestätigen, dass Hubprofile mit kurzer ÖD bei Vollentdrosselung zu einer gravierenden Absenkung der Ladungswechselarbeit führen (VVT-Ansatz). Allerdings sind die Vorteile im

Kraftstoffverbrauch bei den etwas längeren Varianten (über 45% der Basis-ÖD) gering, da der Hochdruckwirkungsgrad von der auftretenden Verbrennungsinstabilität stark beeinträchtigt wird. Das kürzeste VVT-Hubprofil (30% der Basis-ÖD) führt dagegen in Verbindung mit einer etwas späteren Einlassspreizung auch ohne Phasing-Ansatz zu einem optimalen Brennverhalten.

Hubprofile mit mittellanger ÖD können im Betriebspunkt 1 im vollentdrosselten Betrieb nicht eingesetzt werden, da die Verbrennungsstabilität aufgrund des hohen Restgasgehalts und des niedrigen Turbulenzniveaus sehr kritisch wird. Diese Hubprofile können aber als SN-Varianten mit etwas späterer Einlassspreizung und angestellter Drosselklappe betrieben werden. Darüber hinaus wird in dieser Arbeit für das SN-System hauptsächlich die Lösung ohne Einlassphasensteller betrachtet. Als Folge werden im unteren WMTC-Bereich spätere Einlassspreizungen als benötigt eingestellt, weil diese die Erreichung der angestrebten maximalen Last im oberen WMTC-Bereich ermöglichen. Dementsprechend ist die Reduzierung der Ladungswechselarbeit im Betriebspunkt 1 sehr gering. Die mittellange Öffnungsdauer in Verbindung mit dem Phasing-Ansatz und mit der späten Einlassspreizung führt aber zu einer hervorragenden Verbrennungsstabilität und dadurch erreichen die SN-Hubprofile ebenfalls einen Verbrauchsvorteil gegenüber der Basisnocke.

Die geringe Reibleistung, die sich aus dem reduzierten Ventilhub für beide VVT- und SN-Hubprofile ergibt, hat im Betriebspunkt 1 eine große Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch. Allerdings wirkt sich die Absenkung der indizierten Last zur Beibehaltung der Zugkraft am Hinterrad wiederum negativ auf die Verbrennung aus. In Summe zeigen die SN-Hubprofile eine Verbrauchseinsparung von 6%, während die VVT-Hubprofile durch die Vollentdrosselung die 10% erreichen.

Im Betriebspunkt 2 gibt es zwischen VVT- und SN-Hubprofilen kaum Unterschiede, da das Schalnockensystem hier ebenfalls für den nahezu entdrosselten Betrieb ausgelegt wurde. Die Verbrennungsstabilität liegt hier schon bei der Basisnocke auf hohem Niveau. Der Effekt der niedrigen Ladungswechselverluste auf den Kraftstoffverbrauch ist aufgrund der höheren Last gering. Insgesamt ergibt sich eine Kombination aus der niedrigeren Ladungswechselarbeit, aus einer schnelleren und CO-ärmeren Verbrennung und aus der reduzierten Reibleistung. Der erzielbare Verbrauchsvorteil beträgt hier ca. 6%.

Eine Potentialabschätzung im ganzen WMTC-Bereich ergibt für das Schalnockenystem ohne Phasensteller eine Verbrauchseinsparung von ca. 7%, die bei dem VVT durch den vollentdrosselten Betrieb auf fast 10% ansteigen würde. Die ersten Versuche auf dem Motorprüfstand mit einer SN-Variante im transienten Betrieb bestätigen die Prognose aus den stationären Messwerten.

Ein weiteres Thema dieser Arbeit stellt der Vergleich des SN-Systems mit konstanter und angepasster Einlassspreizung dar, der den Effekt eines Phasenstellers quantifizieren soll. Es wird gezeigt, dass im oberen WMTC-Bereich eine durchschnittliche Verbrauchseinsparung von 3% möglich ist. Im unteren WMTC-Bereich stellt die Verbrennungsstabilität eine Grenze für die Entdrosselung dar und der Betrieb mit angestellter Drosselklappe erweist sich als optimal.

Aufgrund der angespannten Kosten- und Platzsituation bei Motorradmotoren wird zusätzlich untersucht, welche Folgen ein Entfall des Einlassphasenstellers beim VVT haben würde. Die Einlassspreizung der unterschiedlichen VVT-Hubprofile wird dabei bei einem für den Vollastbetrieb abgestimmten Wert (110° n. Ladungswechsel-Oberer-Totpunkt) konstant gehalten. Bei einer so späten Einlassspreizung entstehen im Betriebspunkt 1 trotz Vollentdrosselung sehr hohe Ladungswechselverluste, da die Ladungswechselschleife des pV-Diagramms aufgrund des sehr späten Einlass Öffnens sehr groß wird. Die aus dem erheblichen Druckgefälle zwischen Saugrohr und Zylinder entstehenden hohen Strömungsgeschwindigkeiten am Ventil führen zu einer sehr starken Turbulenz im Brennraum. Dadurch läuft die erste Hälfte des Brennvorgangs (5 bis 50% Umsatz) sehr schnell ab. Die daraus entstehenden hohen Drücke und Temperaturen im Brennraum führen im Betriebspunkt 2 zu einer erhöhten Klopfneigung in der zweiten Hälfte des Brennvorgangs. Aus den gerade erläuterten Erkenntnissen wird abgeleitet, dass der Betrieb eines VVT mit starrer Einlassspreizung nicht sinnvoll ist.

Zuletzt wird das Potential eines Auslassphasenstellers bei der Basisnocke und bei einer Schalnockenvariante untersucht. Die Verkleinerung der Auslassspreizung wirkt sich auf die Ladungswechselsarbeit, wie aus der Simulation zu erwarten war, sehr positiv aus. Die Erhöhung des Restgasgehaltes führt aber mit der Basisnocke bei niedrigen Lasten zu einer Verlängerung der Brenndauer und der erzielbare Verbrauchsvorteil im WMTC beschränkt sich auf $< 1\%$. Nur mit dem Einsatz zusätzlicher und aufwändiger Maßnahmen kann der Brennvorgang unterstützt werden. Die Schalnocke stellt

dagegen einen stabileren Ausgangszustand dar. Der Verbrauchsvorteil beträgt in diesem Fall 1.5% und es besteht Potential für eine weitere Verkleinerung der Auslassspreizung (bei diesem Versuch aufgrund der Kollisionsgrenze zum Kolben nicht möglich).

Die Variabilitäten am Ventiltrieb können auch zur Steigerung des Drehmoments eingesetzt werden. Bei dem SN-System können z.B. eine Drehmoment- und eine Leistungsnocke kombiniert werden. Dieser Ansatz wird ebenfalls in der vorliegenden Arbeit untersucht und ergibt einen sehr fülligen Drehmomentverlauf. Durch Verlängerung der Getriebeübersetzung kann bei gleichbleibenden Fahrleistungen wie mit der Basisnocke ein Verbrauchsvorteil erzielt werden (Downspeeding). Basierend auf eine Simulation wird das Verbrauchspotential im WMTC mit ca. 2% quantifiziert.

Beim VVT liegt die große Herausforderung in der Vollast bei der mechanischen Festigkeit bei motorradtypischen Drehzahlen. Die Ventilbeschleunigung ist niedriger als bei starren Ventiltrieben und das maximale Drehmoment erreicht kaum das Niveau der Basisnocke. Die Vergrößerung der Einlassspreizung durch den Phasensteller ermöglicht aber höhere Leistungswerte. Bei den niedrigeren Drehzahlen, in denen das Wiederausschieben der frischen Luftmasse dominiert, zeigt der VVT aufgrund der verkürzten ÖD ebenfalls einen Vorteil.

Aufgrund seiner konstruktiven Eigenschaften wird das Schalnockensystem ohne Phasensteller als ein günstiger Kompromiss bewertet, falls keine weiteren Anforderungen hinsichtlich Drehmoment und Leistung bestehen. Als nächster Schritt soll geprüft werden, ob eine unauffällige Nockenumschaltung in der Teillast trotz des starren Antriebstrangs der Motorradmotoren darstellbar ist. Der vollvariable Ventiltrieb bietet eine breitere Möglichkeit der Optimierung, aber die Drehzahlfestigkeit in Verbindung mit dem für Motorradmotoren typischen mechanischen Ventilspielausgleich stellt eine große konstruktive Herausforderung dar. Die Notwendigkeit eines Phasenstellers macht die Komplexität eines derartigen Systems noch höher. Es ist derzeit aber nicht abzusehen, welche Fortschritte durch zukünftige Entwicklungen noch möglich sind.

1 Einleitung

Entwicklungsziele für moderne Zweiräder orientieren sich an hoher Leistungsdichte, Fahrspaß und Optik. Die technischen Lösungen sind sehr stark vom engen Bauraum geprägt. Die Emissionen und der Kraftstoffverbrauch stehen noch nicht so im Vordergrund wie beim PKW, bei dem neben den Abgasgesetzen eine Selbstverpflichtung des europäischen Automobilherstellerverbandes ACEA hinsichtlich CO₂-Emissionen besteht. Die sukzessive Verschärfung der Abgasgesetzgebung für Motorräder und die steigende Aufmerksamkeit der Öffentlichkeit für Nachhaltigkeitsargumente verlangen aber mittlerweile immer mehr die Berücksichtigung von Abgas- und Verbrauchsthemen im Entwicklungsprozess.

Ausgehend von der Abgasnorm ECE-R40 aus dem Jahr 1994 wurden in Europa die Forderungen des Gesetzgebers an die Motorradhersteller ständig aktualisiert bzw. verschärft [1]:

1999 EURO-1 für Mopeds und Motorräder

2002 EURO-2 für Mopeds

2003 EURO-2 für Motorräder

2006 EURO-3 für Motorräder

Bei der Einführung der EURO-3-Abgasgrenzwerte wurde der Fahrzyklus für Motorräder mit mehr als 150 cm³ Hubraum an den NEDC-Zyklus (New European Driving Cycle) für PKW angelehnt (**Abbildung 1.1**). Außerdem werden die Abgasemissionen im Unterschied zu EURO-2 schon von Beginn des Tests an mit gemessen und damit hat die Reduzierung des HC-Ausstoßes eine deutlich wichtigere Bedeutung gewonnen.

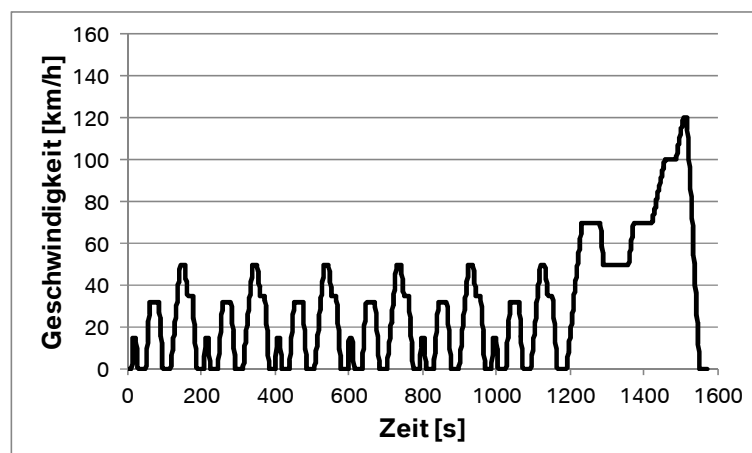


Abbildung 1.1: NEDC für Motorräder

Als Alternative zu dem NEDC-Zyklus besteht seit 2007 die Option, den Abgastest mit dem sogenannten WMTC-Zyklus (World Motorcycle Test Cycle) mit spezifischen Grenzwerten durchzuführen. Dieser wurde auf Anforderung der Hersteller zur besseren Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens der Motorräder entwickelt (**Abbildung 1.2**). Die Messergebnisse der drei Testphasen werden nach der folgenden Gewichtung berücksichtigt: 25% für Phase 1, 50% für Phase 2, 25% für Phase 3.

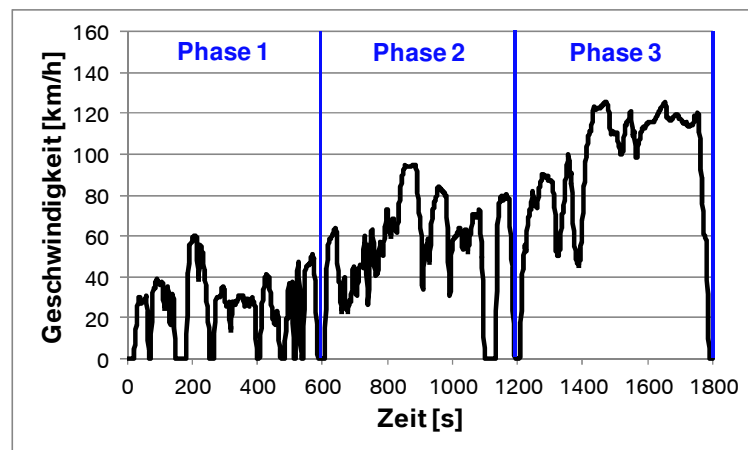


Abbildung 1.2: WMTC

Ab 2016 wird voraussichtlich die EURO-4-Vorschrift in Kraft treten. Der WMTC-Zyklus wird für die Zulassung verbindlich. **Tabelle 1.1** zeigt die entsprechenden Grenzwerte im Vergleich zu EURO-3. Darüber hinaus werden zum ersten Mal zusätzliche Anforderungen bzgl. deren Einhaltung über die Lebensdauer gestellt. Die OBD (On Board Diagnostic) wird verpflichtend und die Verdunstungsemissionen werden reglementiert.

	EURO-3 NEDC	EURO-3 WMTC	EURO-4
CO [g/km]	2.00	2.62	1.14
NOx [g/km]	0.15	0.22	0.09
HC [g/km]	0.30	0.33	0.17

Tabelle 1.1: Vergleich der Grenzwerte EURO-3 und EURO-4

Im Vergleich zum PKW liegen die Abgasgrenzwerte für Motorräder höher und erst ab 2020 ist eine Absenkung auf PKW-Niveau vorgesehen. Es ist zu erwarten, dass die Erfüllung der EURO-4-Grenzwerte weiterhin durch Optimierung der Abgasnachbehandlung sowie der Motorsteuerungsstrategie zu erreichen ist. Darüber hinaus werden Fortschritte bei dem Brennverfahren und der Einspritztechnik benötigt. Wie schon erwähnt besteht derzeit keine allgemeine Anforderung bezüglich des Kraftstoffverbrauchs. Ab EURO-4 sind die Hersteller aber verpflichtet den

Zyklusverbrauch anzugeben. Die laufende Diskussion über die Mineralöl- und Umweltproblematik lässt erwarten, dass dieses Thema eine große Bedeutung gewinnen wird. Da die Motoren für Motorräder sehr spezifische Eigenschaften bzgl. Hub-Bohrungsverhältnis, Literleistung, Drehzahlbereich und Fahrdynamik besitzen und außerdem die Kosten- und Platzsituation sehr angespannt ist, sollen neue Technologien zur Verbrauchsverbesserung genau auf ihre Potentiale untersucht werden. Die magere Direkteinspritzung und das Downsizing mit Turboaufladung, die für den PKW entwickelt wurden, scheinen derzeit aufgrund ihrer Komplexität wenig geeignet zu sein. Variabilitäten im Ventiltrieb, die ebenfalls ein relevantes Verbrauchspotential bei PKW-Ottomotoren nachgewiesen haben, sollen dagegen für den spezifischen Ansatz im Motorradmotor evaluiert werden.

2 Stand der Technik

Der Ventiltrieb dient zur Betätigung der für den Ladungswechsel zuständigen Ein- und Auslassventile. Ausgehend von einem starren Ventiltrieb mit fixen Ventilerhebungskurven und Steuerzeiten wurden im Laufe der Zeit unterschiedliche Arten von Variabilitäten entwickelt. In diesem Abschnitt sollen verschiedene Lösungen, beginnend vom Phasensteller bis zu vollvariablen Systemen, beispielhaft vorgestellt werden.

2.1 Nockenwellenversteller

Der Phasensteller ermöglicht eine Verdrehung der Nockenwelle zur Kurbelwelle und dadurch die Anpassung der Steuerzeiten an den jeweiligen Betriebspunkt. Anfang der 1980er Jahre hat Alfa Romeo einen Phasensteller zum ersten Mal in einen Serienmotor eingebaut [2]. Es handelte sich hier um einen mechanischen Zweipunktversteller mit Schrägverzahnung. In den 1990er Jahren hat BMW mit dem hydraulisch betätigten VANOS die stufenlose Verstellung eingeführt. Darin begründet ist die Entwicklung von Flügelzellenverstellern, die sich heutzutage als Stand der Technik etabliert haben. In **Abbildung 2.1.1** ist ein derartiger Phasensteller dargestellt. Er besteht aus einem inneren verdrehbaren Rotor (2), der mit der Nockenwelle fest verbunden ist, und einem Außenteil (1), das über Kette oder Zahnriemen von der Kurbelwelle angetrieben wird. Ein Ölraum, der durch den Flügel (3) in zwei Kammern (A u. B) geteilt ist, dient als Verbindungsglied. Die Verstellung erfolgt durch Einstellung des Öldrucks im Ölraum mittels eines Proportionalventils. Typische Verstellbereiche liegen bei 40 bis 60 °KW.

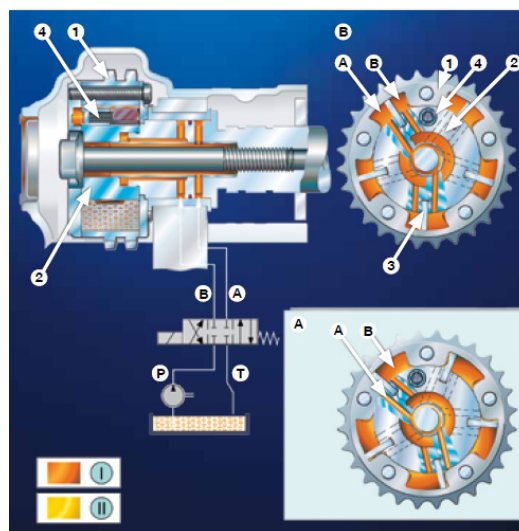


Abbildung 2.1.1: Hydraulischer Flügelzellenversteller [2]

Im Jahr 2000 haben die Hersteller Nissan und Toyota elektrisch gesteuerte Phasensteller in Serie gebracht: diese sollen eine höhere Flexibilität (z. B. bei niedrigen Öltemperaturen) und Geschwindigkeit der Verstellung ermöglichen [3].

Bei den ersten Anwendungen wurden die Nockenwellenversteller hauptsächlich zur Verbesserung der Leerlaufqualität und des Drehmomentverlaufs eingesetzt. Erst später wurde das Potential des Stellers allein oder in Verbindung mit anderen Variabilitäten zur Verbrauchsverbesserung genutzt.

Der Motorradhersteller Kawasaki setzt in seinem 1400 cm³ Sporttourermotor einen Einlassphasensteller ein.

2.2 Hubkonturschaltssysteme

Bei derartigen Systemen (auch „Schaltnockensysteme“, kurz „SN“, genannt) wird abhängig vom Betriebspunkt zwischen zwei bis drei Hubprofilen umgeschaltet. Anfang der 1980er Jahre hat HONDA mit der *V-TEC*-Technologie diese Art der Variabilität zuerst für Motorrad- und später - den 1990er Jahren – für PKW-Motoren eingeführt [4]. Die Fa. Porsche hat im Jahre 2000 mit dem *VarioCam Plus* als erster europäischer Hersteller die Umschaltung zwischen zwei Hubkonturen dargestellt [5]. Basis hierfür war ein Ventiltrieb mit Tassenstößel, wobei der Fokus auf fülligem Drehmomentverlauf und Leerlaufstabilisierung lag. Weitere Serienanwendungen sind von Mitsubishi (*MIVEC*, [6]), Toyota (*VVTL-i*, [7]), Subaru (*i-AVLS*), Suzuki und Audi (*Valvelift*, [8]) bekannt.

Beim System von Audi wird die Umschaltung zwischen einem Teil- und Vollhubprofil realisiert. Zur Verstärkung der Ladungsbewegung sind die Teilhubprofile der zwei Einlassventile unterschiedlich, damit eine unsymmetrische Einströmung der Luft in den Zylinder und als Folge ein Drall erzeugt wird (**Abbildung 2.2.1**). Dieser Ansatz ist als Phasing bekannt.

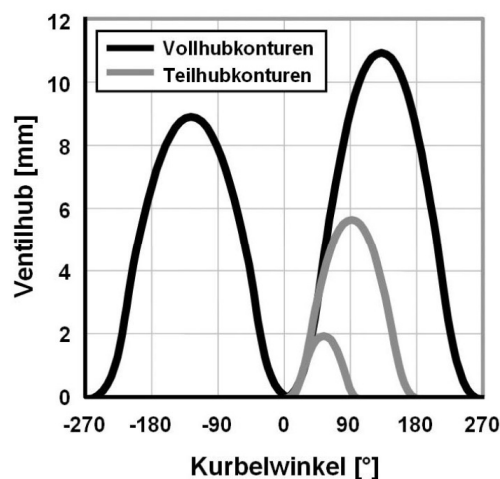


Abbildung 2.2.1: Teil- und Vollhubprofile des Audi *Valvelift* [8]

Die Teilhubprofile dienen zur Abdeckung des für den Abgastest relevanten Last- und Drehzahlbereichs. In den restlichen Betriebspunkten wird das Vollhubprofil eingesetzt. In **Abbildung 2.2.2** sind sogenannte „Nockenstücke“ dargestellt. Sie sind mittels einer Verzahnung mit einer Grundwelle verbunden und können auf dieser axial verschoben werden. Auf den Nockenstücken sind beide Hubprofile nebeneinander geschliffen.

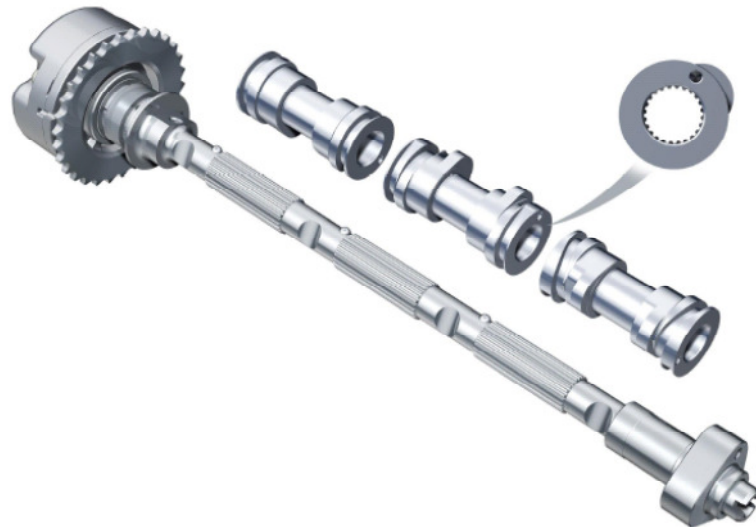


Abbildung 2.2.2: Grundwelle und Nockenstücke des Audi Valvelift [8]

Die Umschaltung erfolgt durch Aktivierung eines elektromagnetischen Aktuators, wobei ein Pin in eine auf den Nockenstücken seitlich angebrachte „Verschiebenut“ eingefahren wird. Da die Nut eine axial wirkende Kontur besitzt, verschiebt sich das Nockenstück durch die Drehung der Grundwelle in axiale Richtung (**Abbildung 2.2.3**). Ein zweiter Aktuator wird für die Rückverschiebung aktiviert.

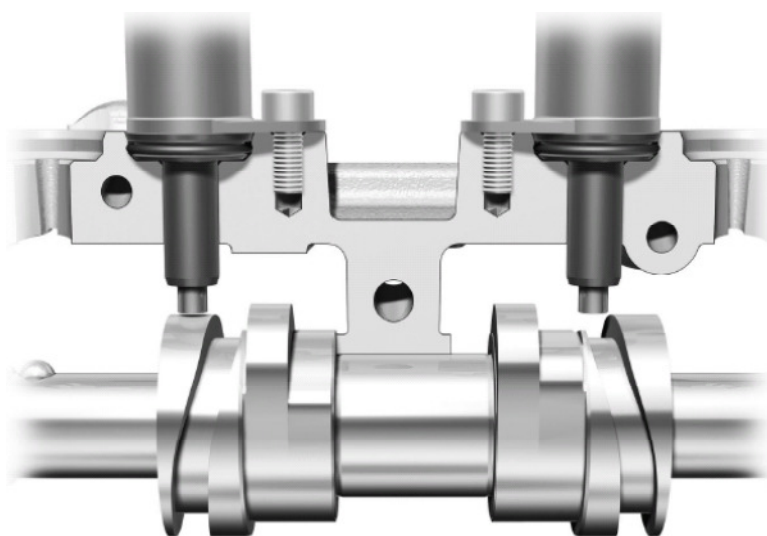


Abbildung 2.2.3: Pin und Verschiebenut im Audi Valvelift [8]

Beim Sonderfall der Umschaltung auf den Nockengrundkreis kann eine Zylinderabschaltung realisiert werden [9]. Diese Maßnahme wurde schon am Anfang

der 1980er Jahre von General Motors zur Verbrauchsreduzierung angewendet, da der Motor dadurch in der Teillast bei höheren Mitteldrücken und als Folge mit einem besseren Wirkungsgrad betrieben wird. Mitte der 1990er Jahre folgte Mitsubishi und später DaimlerChrysler und Honda. Insgesamt hat die Zylinderabschaltung aber wenig Anwendung gefunden. Aufgrund der geringeren Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle eignet sich das Verfahren für Motoren mit großer Zylinderanzahl und wäre z. B. für die USA eine interessante Lösung.

Eine derzeit in Serie befindliche Anwendung von Variabilitäten in Motorradmotoren, das Honda *VTEC*, basiert auf einer Tassenstößelausführung. Bei diesem 4V-Motor können ein Ein- und ein Auslassventil durch einen durch Öldruck gesteuerten Gleitbolzen deaktiviert werden. Der Motor wird bis ca. 7000/min mit nur zwei Ventilen betrieben, was zu einer Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs und der Fahreigenschaften führen soll.

2.3 Mechanisch vollvariable Ventiltriebe

Bei diesen Systemen (mit der Abkürzung „VVT“ bezeichnet) kann das Hubprofil kontinuierlich variiert werden. Hubprofil und Öffnungsdauer sind durch kinematische Verhältnisse miteinander gekoppelt. BMW hat im Jahr 2000 als erster Automobilhersteller ein vollvariables System unter dem Namen *Valvetronic* in Serie gebracht. Im Jahr 2004 folgte die weiterentwickelte *Valvetronic II* [10], ..., [18]. Im Jahr 2007 kamen die Systeme von Nissan (*VVEL* [19], [20]) und Toyota (*VALVEMATIC* [21]) auf den Markt. Bei allen drei Systemen ist der Umschaltmechanismus als Übertragungsglied zwischen Nocke und Ventil ausgeführt. Die Lösung von BMW (**Abbildung 2.3.1**) basiert auf einem Rollenschlepphebelventiltrieb, wobei ein zusätzlicher Schwinghebel, der „Zwischenhebel“, für die Übertragung des Hubprofils der Nockenwelle zum Rollenschlepphebel zuständig ist. Der Zwischenhebel besteht aus einer Nockenfolgerrolle und einer 3-teiligen Rolle, die über zwei Rollenteile den Zwischenhebel an der Kulissee abstützt, während das dritte Rollenteil den Kontakt zwischen Exenterwelle und Kulissee gewährleistet. Die Ventilbewegung erfolgt durch das Abrollen einer Arbeitskurve am Zwischenhebel auf der Rolle des Schlepphebels. Durch Verstellung der Exenterwelle wird der aktive Bereich der Arbeitskurve und als Folge das Hubprofil bestimmt. Die Verstellung erfolgt durch einen Elektromotor über eine Schneckenverzahnung [18]. Entsprechende Ventilhubverläufe sind in **Abbildung 2.3.2** dargestellt.

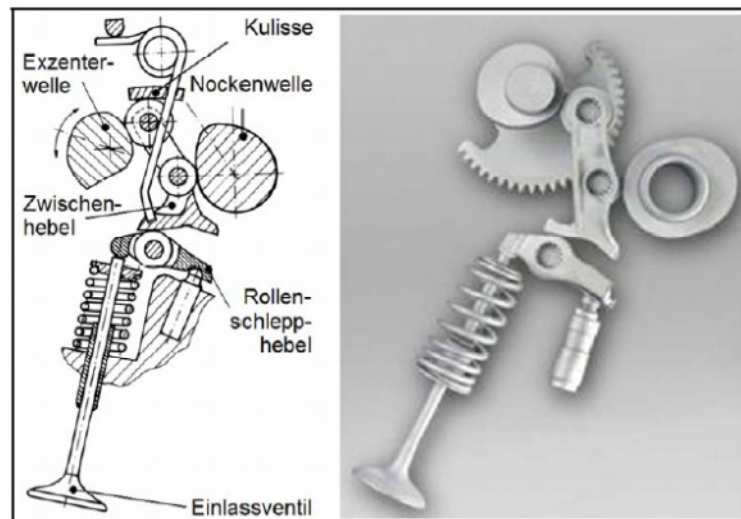


Abbildung 2.3.1: Valvetronic von BMW [3]

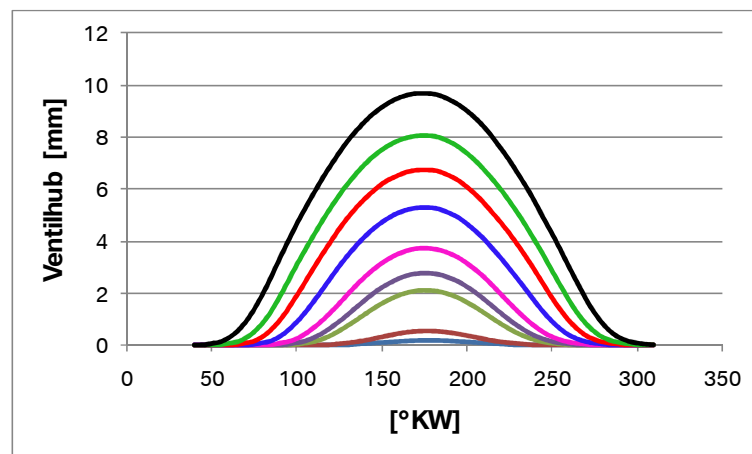


Abbildung 2.3.2: Hubkurvenschar bei der Valvetronic

Zur Verstärkung der Ladungsbewegung wird im unteren Teilhub ein Phasing dargestellt. Ab ca. 6 mm Hub verlaufen dann beide Ventilerhebungskurven wieder gleich (**Abbildung 2.3.3**).

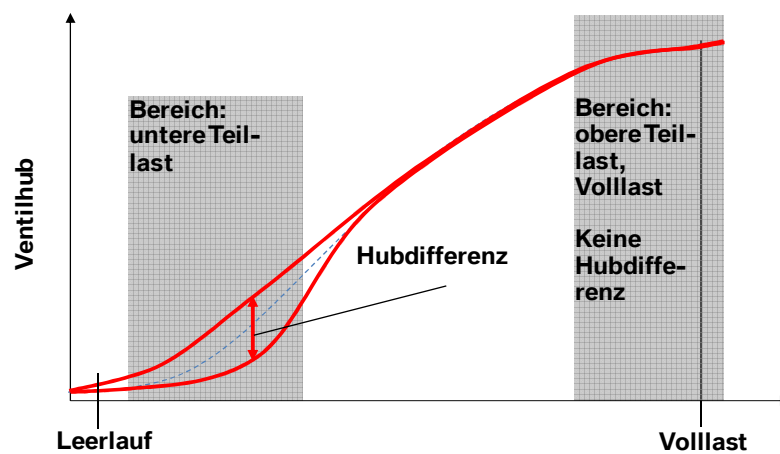


Abbildung 2.3.3: Phasing-Ansatz bei der Valvetronic [22]

2.4 Elektrohydraulische Ventiltriebe

Hierbei handelt es sich um vollvariable Systeme (mit der Abkürzung „EHVS“ bezeichnet), deren Ventilsteuerung durch die Verwendung elektrohydraulischer Elemente komplett oder teilweise nockenwellenunabhängig erfolgt. Im ersten Fall wird die maximale Flexibilität bzgl. Hub und Öffnungszeit erreicht, aber die Anwendung ist noch auf den Vorentwicklungsbereich eingeschränkt [23]. Das *Multiair* von Fiat gehört zu der zweiten Ausführungsart und wurde im Jahr 2009 als erstes EHVS-System in Serie gebracht [24], [25]. Die Einlassventile sind über eine Ölkammer mit einem von der Nockenwelle betätigten Pumpenkolben verbunden (**Abbildung 2.4.1**). Durch ein Magnetventil wird bestimmt, ob das Nockenprofil an die Einlassventile übertragen wird (Magnetventil in geschlossenem Zustand) oder eine Entkopplung stattfindet (Magnetventil in geöffnetem Zustand), wobei das Ventil von der Ventildfederkraft geschlossen wird.

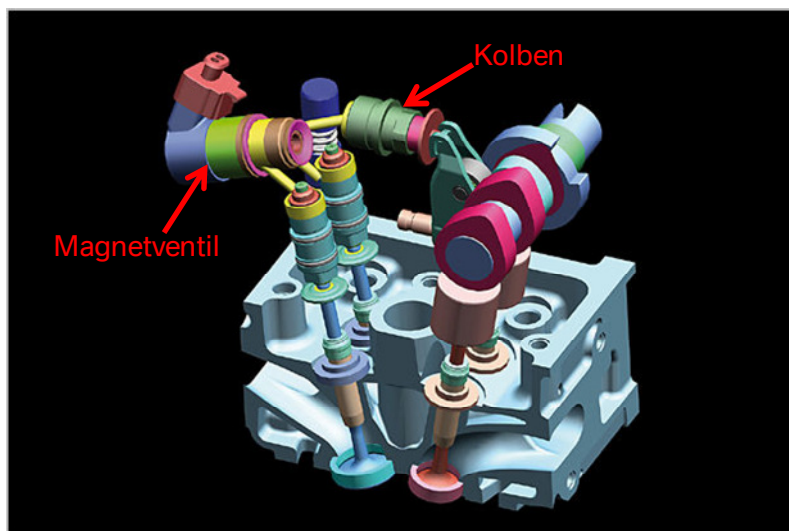


Abbildung 2.4.1: *Multiair* von Fiat [25]

Unterschiedliche Kombinationen von An- und Abschaltungen des Magnetventils ermöglichen eine hohe Flexibilität in der Gestaltung des Einlassventilhubes, wobei verschiedenste Hubprofile innerhalb der Nockenkontur möglich sind (**Abbildung 2.4.2**). Unsymmetrische Ventilhübe zur Verstärkung der Ladungsbewegung sind prinzipiell möglich, wenn zwei getrennte Ölkammern und Magnetventile eingesetzt werden.

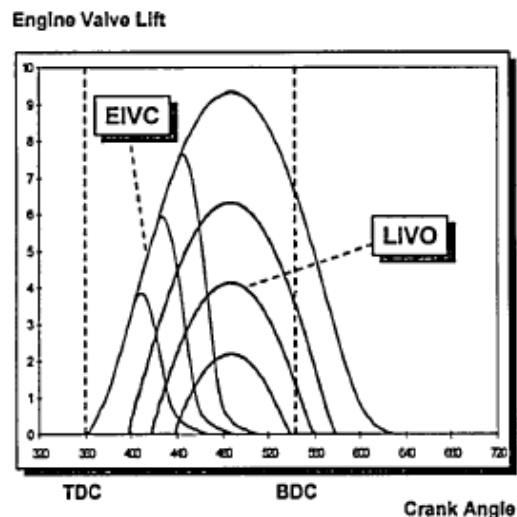


Abbildung 2.4.2: Hubkurvenschar beim *Multiair* [24]

2.5 Elektromagnetische Ventiltriebe

Diese Systeme (kurz „EMVT“ genannt) basieren auf dem Prinzip eines Feder-Masseschwingers [26]. Die bewegte Masse besteht aus Magnetanker, Ventil und Federteller (**Abbildung 2.5.1**). Die zwei Federn sorgen für die Ventilbeschleunigung und die Magnete halten das Ventil im offenen bzw. geschlossenen Zustand. Als Folge ist das Ventil im unbestromten Zustand nicht zu und muss vor Motorstart geschlossen werden.

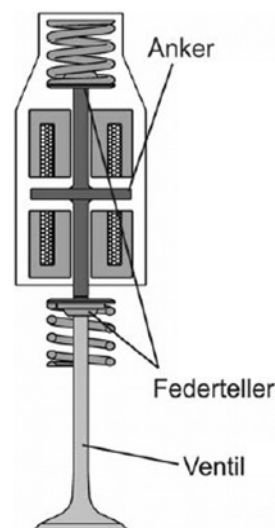


Abbildung 2.5.1: Schematische Darstellung eines EMVT-Systems [26]

Die sehr steilen Hubprofile der EMVT-Systeme kommen der Reduzierung der Ladungswechselarbeit zugute und durch die Anwendung einer Closed-Loop-Regelung lässt sich der Hub bei niedrigen Lasten zur Unterstützung der Gemischaufbereitung reduzieren [27]. Mehrfache Ventilöffnungen sind ebenfalls möglich [28]. Trotz einer

langjährigen Entwicklungsarbeit befinden sich noch keine EMVT-Systeme in Serie, hauptsächlich aus den folgenden Gründen:

- der Energiebedarf liegt immer deutlich höher als bei mechanischen Ventiltrieben.
- Die sehr hohe Aufsetzgeschwindigkeit des Ventils auf den Ventilsitz führt zu einer NVH-Problematik, deren Entschärfung komplexe Closed-Loop-Regelungsstrategien erfordert.
- Die steilen Hubprofile führen zu Einschränkungen in der Steuerung der inneren AGR aufgrund von Freigangbegrenzungen im LWOT-Bereich.
- Das Verbrauchspotential in Verbindung mit konventionellen Brennverfahren scheint nicht deutlich höher als bei einfacheren mechanischen Systemen zu sein [29].

3 Aufgabenstellung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Bewertung des Verbrauchspotentials einer variablen Ventilsteuerung bei Motorradmotoren. Die zur Darstellung der Variabilität zu untersuchenden Konzepte sind der mechanisch vollvariable Ventiltrieb und das Schalnockenensystem. Bei der Analyse der beiden Ansätze sollen die motorradspezifischen Anforderungen hinsichtlich Leistungsdichte, Bauraum und Kosten berücksichtigt werden.

Da es die zu untersuchenden Konzepte der Ventilsteuerung für Motorräder noch nicht gibt, sollen ersatzweise mehrere unterschiedliche Nockenwellenvarianten für den Einsatz in verbrauchsrelevanten Betriebspunkten gefertigt werden. Diese sollen zuerst mit Hilfe der 1D-Ladungswechselsimulation ausgelegt und dann im Motorversuch vermessen werden.

Die 3D-Simulation der Zylinderinnenströmung soll bei der Auslegung des Brennverfahrens und bei der Interpretation der Messergebnisse unterstützen.

Alle Untersuchungen sind mit einem Prototyp des neuen Zweizylinder Boxermotors „K50“ durchzuführen. Aufgrund der Ähnlichkeit von Motorradmotoren untereinander hinsichtlich ihrer konstruktiven Eigenschaften und ihres Brennverfahrens kann davon ausgegangen werden, dass die zu gewinnenden Erkenntnisse qualitativ eine allgemeine Gültigkeit besitzen werden.

4 Laststeuerung beim Ottomotor

4.1 Quantitäts- und Qualitätsregelung

Die indizierte Arbeit ergibt sich aus der folgenden Gleichung:

$$W_i = p_i V_H = \frac{\eta_i m_L H_u}{\lambda L_{st}} \quad \text{Gl. 4.1.1}$$

wobei

$$\eta_i = \eta_{i(\lambda \geq 1)} \eta_{um} \quad \text{Gl. 4.1.2}$$

In der Regel wird angestrebt, dass der indizierte Wirkungsgrad durch die Auslegung auf höchstem Niveau liegt. Darüber hinaus kann dieser im Betrieb nur innerhalb eines eingeschränkten Bereiches – z.B. durch Veränderung des Zündwinkels – beeinflusst werden. Bei gleichbleibenden brennstoffabhängigen Konstanten lässt sich dann die Last am Ottomotor grundsätzlich durch das Luftverhältnis (Qualitätsregelung) bzw. durch die Luftmasse (Quantitätsregelung) einstellen.

Aufgrund der Komplexität eines für die Qualitätsregelung geeigneten Brennverfahrens, sowie der Anforderungen an die Abgasnachbehandlung, wird derzeit diese Art der Laststeuerung bei Motorradmotoren nicht angewendet und soll im weiteren Verlauf der Arbeit nicht verfolgt werden.

Bei der Quantitätsregelung erfolgt die Zumessung der angesaugten Luftmasse bei konventionellen Ventiltrieben durch Veränderung der Luftdichte. Eine Drosselklappe wirkt als Drosselstelle zwischen Umgebung und Einlassventilen und durch Einstellung unterschiedlicher Druckniveaus im Saugrohr wird die Dichte der Ansaugluft gezielt beeinflusst. Es gilt:

$$m_L = \rho_L \lambda_V V_H = \frac{p_L}{R_L T_L} \lambda_V V_H \quad \text{Gl. 4.1.3}$$

Die Folge des reduzierten Ansaugdrucks ist in der Niederdruckschleife des pV-Diagrammes in **Abbildung 4.1.1** zu erkennen, da der Zylinderdruck während der Ansaugphase deutlich unter dem Umgebungsdruck (ca. 960 mbar in diesem Fall) liegt. Dieser Effekt trägt zu der Ladungswechselschleife p_{iLW} bei.

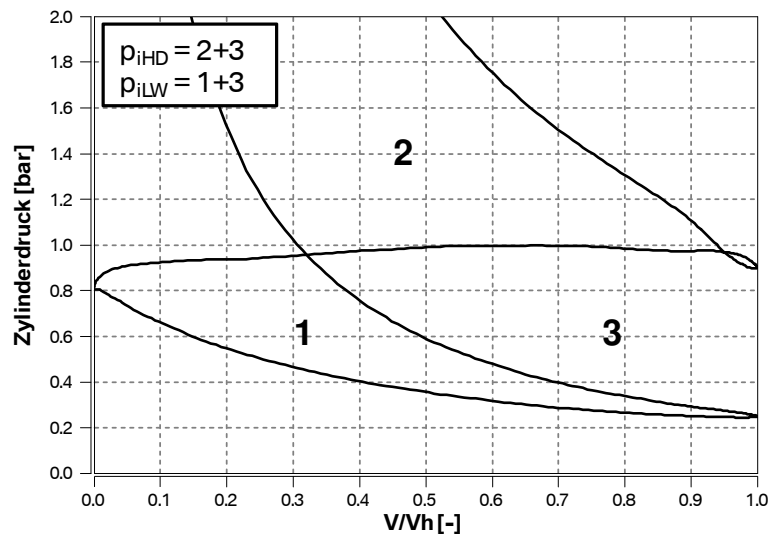


Abbildung 4.1.1: Aufteilung des indizierten Mitteldrucks

Es gilt:

$$p_i = p_{iHD} + p_{iLW}$$

Gl. 4.1.4

Als Folge resultiert bei gleichbleibender Last und höherem Niederdruckanteil ein größerer Hochdruckanteil.

Aus der Gleichung:

$$p_{iHD} = \frac{\eta_{iHD} H_u m_b}{V_H}$$

Gl. 4.1.5

lässt sich ableiten, dass bei ähnlich bleibendem Hochdruckwirkungsgrad eine höhere Kraftstoffmasse verbrannt werden muss.

Der prozentuelle Anteil der Ladungswechselschleife an dem indizierten Mitteldruck ist in **Abbildung 4.1.2** dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei niedrigen Lasten ein Verbrauchspotential durch Reduzierung der Ladungswechselerluste besteht.

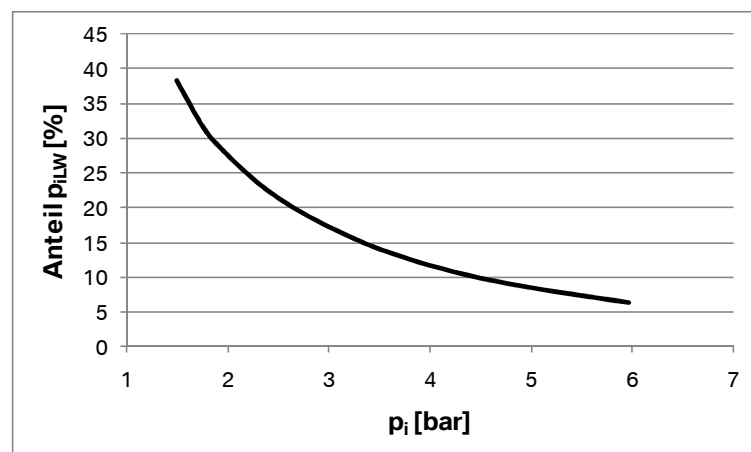


Abbildung 4.1.2: Anteil der Ladungswechselschleife beim gedrosselten Betrieb

4.2 Drosselfreie Laststeuerung

Bei einer drosselfreien Laststeuerung bleibt der Saugrohrdruck auf Umgebungsdruckniveau und die Zumessung der Luftmasse kann im stöchiometrischen Betrieb auf zwei unterschiedliche Arten erfolgen:

1. Durch den Einsatz vollvariabler Ventiltriebe wird die jeweils angesaugte Luftmasse durch die Öffnungsdauer der Einlassventile bestimmt. Je nach Öffnungsdauer werden zwei Strategien unterschieden:
 - **Frühes Einlass Schließen (FES)**
Die Ansaugphase endet noch während des Ansaugtaktes sobald die benötigte Luftmenge erreicht wird [30].
 - **Spätes Einlass Schließen (SES)**
Zuerst wird eine deutlich höhere Luftmasse als benötigt angesaugt und ein Teil davon wird dann in der Kompressionsphase aus dem Zylinder wieder herausgeschoben [31].

In **Abbildung 4.2.1** sind gerechnete Ventilerhebungen und pV-Diagramme für die jeweilige Strategie im Vergleich zu dem gedrosselten Fall dargestellt. Zum Zweck der Vereinfachung wurden Ventilüberschneidung und Spreizung so gewählt, dass Restgasanteil und Luftmasse im Zylinder bei Einlass Schließt identisch sind. Mit SES bleibt der Druck im Zylinder während der ganzen Einlassphase auf Umgebungsdruckniveau und die sehr schmale Ladungswechselschleife entsteht lediglich aus dem Abgasgegendruck sowie aus minimalen Drosseleffekten an den Ein- und Auslassventilen. Der SES-Ansatz ist aber mit einer gravierenden Absenkung der effektiven Verdichtung verbunden, da nur ein Teil des Hubs zum Komprimieren der Zylinderladung genutzt wird [32]. Darüber hinaus stellt sich die Frage, ob die Darstellung einer gerichteten Ladungsbewegung bei sehr niedrigen Lasten trotz des Rückströmens der Luft in den Einlasskanal bis in die späte Kompressionsphase überhaupt möglich ist. Außerdem wird auf die mit der Verringerung des maximalen Ventilhubes verbundene Reduzierung der Reibleistung konzeptbedingt verzichtet.

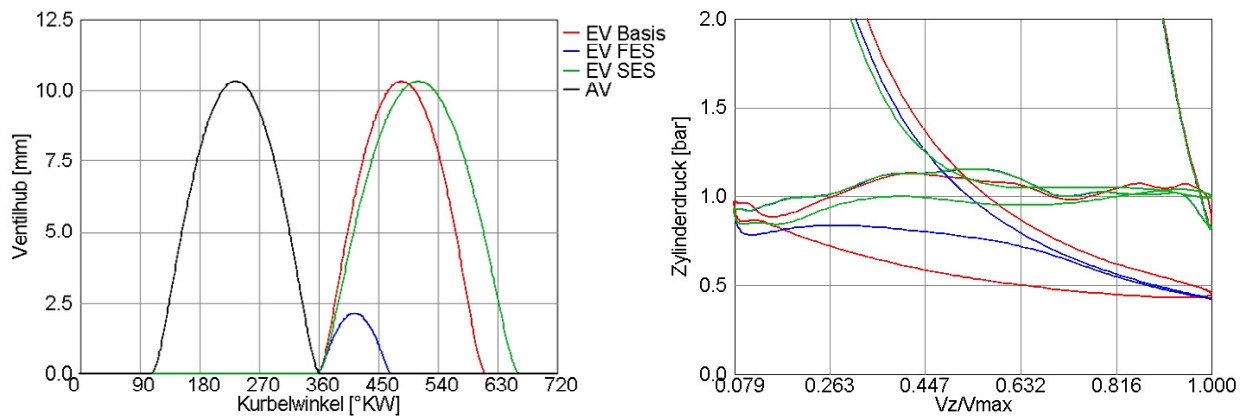


Abbildung 4.2.1: Gerechnete Ventilhubbe und pV-Diagramme mit verschiedenen Hubstrategien

- Bei gleichbleibender Öffnungsdauer der Einlassventile wird die nicht benötigte Luftmenge durch extern rückgeführtes Abgas ersetzt. Dafür müssen ausreichende Druckgefälle zwischen Abgaskrümmen und Saugrohr dargestellt werden. Bei diesem Ansatz sind eine sehr hohe Restgasverträglichkeit des Brennverfahrens sowie eine sehr präzise Zumessung der Abgasmenge notwendig.

Aufgrund der Anforderungen an das Brennverfahren hinsichtlich Verbrauch, Laufruhe und dynamischem Verhalten wird im Rahmen dieser Arbeit lediglich der Ansatz mit FES verfolgt.

4.3 Der Spezialfall Motorradmotor

Bei den meisten Motorradmotoren ist die Drosselklappe zur Verbesserung des transienten Verhaltens unmittelbar vor dem Zylinderkopf angeordnet. In **Abbildung 4.3.1** ist der Aufbau der Ansaugstrecke des für diese Arbeit verwendeten Versuchsträgers dargestellt.

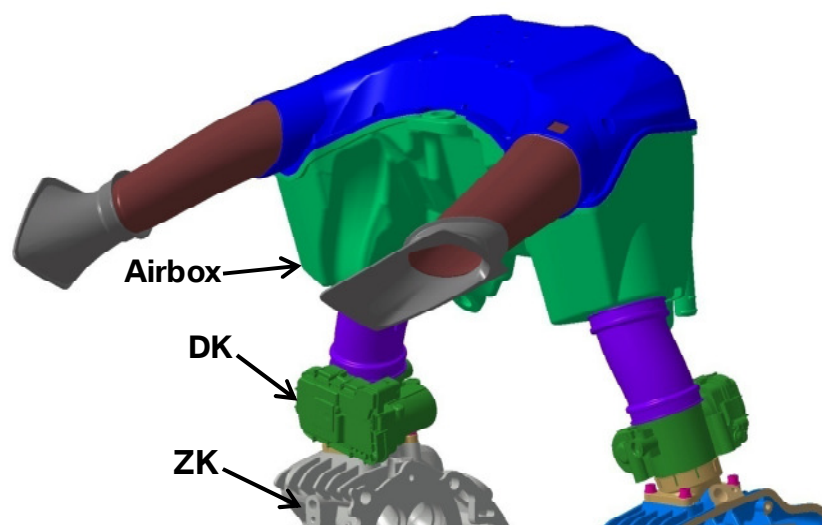


Abbildung 4.3.1: Ansaugstrecke beim Versuchsmotor

Das Volumen nach Drosselklappe (im Folgenden als Ansaugvolumen bezeichnet) fällt im Vergleich zu PKW-Motoren sehr gering aus. Dies hat in der Teillast einen direkten Einfluss auf den Ansaugdruckverlauf [33]. **Abbildung 4.3.2** zeigt einen Vergleich bei gleicher Last zwischen dem Versuchsträger und einer PKW-ähnlichen Ausführung mit nur einer Drosselklappe, die weit entfernt vom Zylinderkopf eingebaut ist. Mit dem kleinen Ansaugvolumen steigt der Druck nach Ende der Ansaugphase wieder auf Umgebungsdruckniveau an.

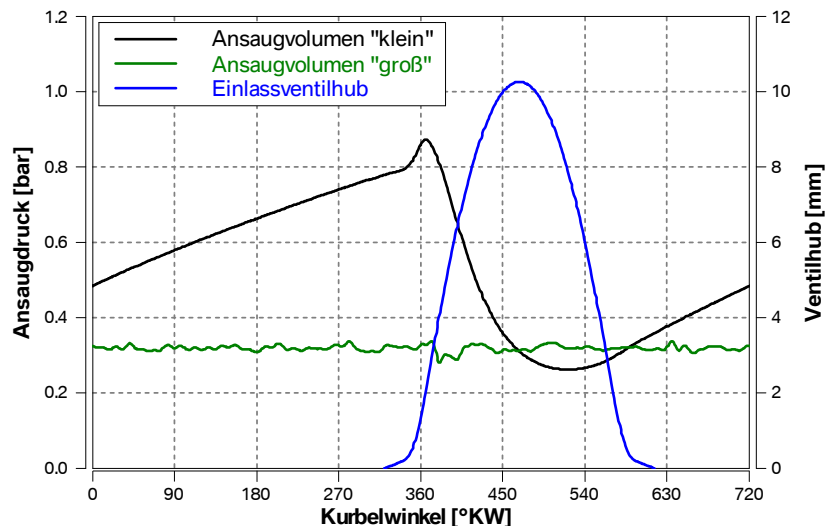


Abbildung 4.3.2: Effekt des Ansaugvolumens auf den Ansaugdruckverlauf in der TL

Als Folge findet der für PKW-Motoren ohne variablen Ventiltrieb charakteristische ausgeprägte Druckabfall im Zylinder bei Einlass Öffnet nicht statt (**Abbildung 4.3.3**).

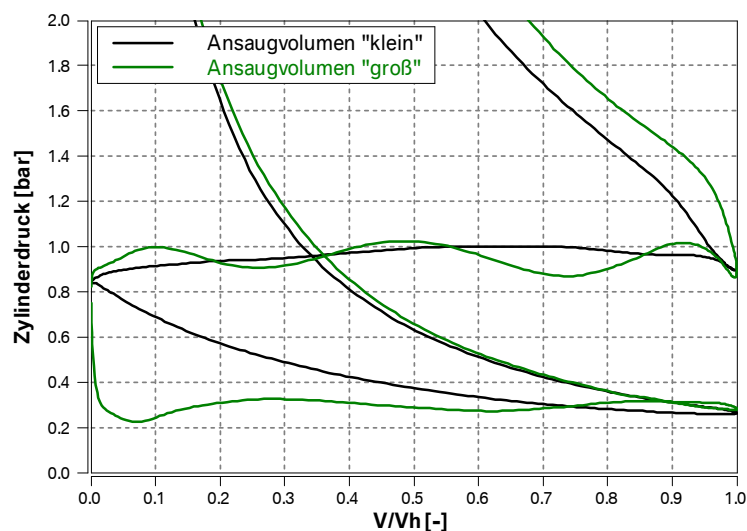


Abbildung 4.3.3: Effekt des Ansaugvolumens auf den Zylinderdruckverlauf in der TL

Damit ist das Verbrauchspotential der Entdrosselung bei Motorradmotoren geringer als bei PKW-Motoren (**Abbildung 4.3.4**). Zusätzlich kommen typischerweise lange

Ventilsteuerzeiten aufgrund des breiten Drehzahlbands zum Einsatz, was ohnehin als moderate SES-Ausführung für eine Teilentdrosselung des Motors sorgt [32].

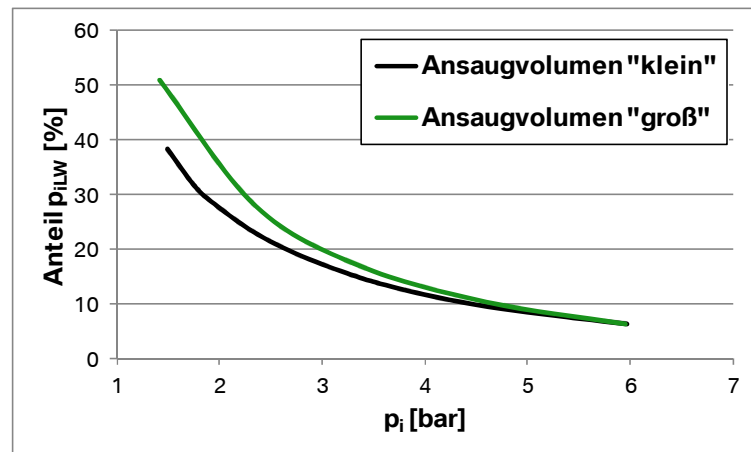


Abbildung 4.3.4: Effekt des Ansaugvolumens auf den Anteil der Ladungswechselarbeit

Das gerade erläuterte konstruktive Merkmal der Motorradmotoren stellt einen ersten großen Unterschied zu PKW-Motoren dar. Im Laufe der Arbeit soll auf weitere Eigenschaften hingewiesen werden, welche die Auslegung einer variablen Ventilsteuerung für Motorräder als spezifische Aufgabe charakterisieren.

5 Bilanzierung des pV-Diagramms

In Abschnitt 4 wurde die Entstehung der Ladungswechselverluste anhand des pV-Diagramms erläutert. Dafür wurde implizit die sogenannte UT-UT Bilanzierung angewendet, die die Grenzen des Ladungswechselteils in den unteren Totpunkten festlegt. Die sogenannte SP-SP Bilanzierung betrachtet hingegen als Anfang und Ende des Niederdruckteils den Schnittpunkt der Kompressions- mit der Ausschielinie (**Abbildung 5.1**).

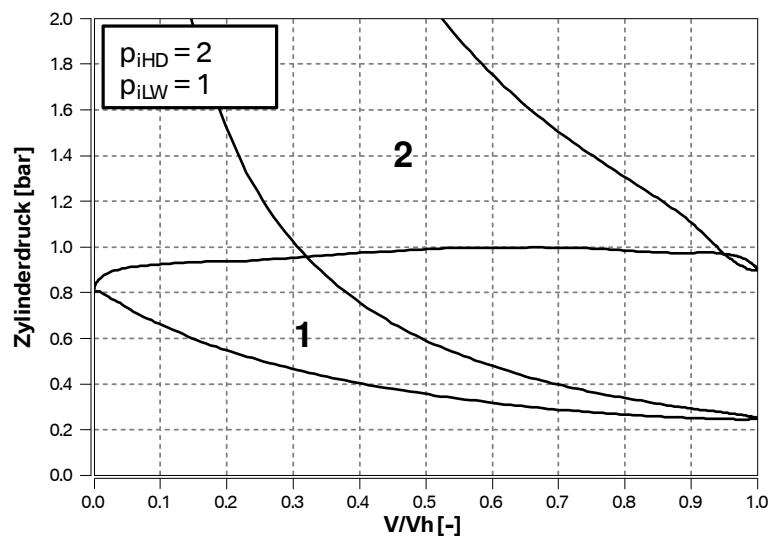


Abbildung 5.1: SP-SP Bilanzierung des pV-Diagramms

Die Art der Bilanzierung sollte dazu führen, dass die Auswirkung von Modifikationen des motorischen Prozesses zu Veränderungen des Hochdruckwirkungsgrads und/oder der Ladungswechselerarbeit physikalisch nachvollziehbar ist. Diese Problematik wurde von mehreren Autoren untersucht ([34], [35], [36]), weshalb hier lediglich darauf hingewiesen wird, dass nur die UT-UT Bilanzierung diese Anforderung erfüllt und in Folge dessen im Rahmen dieser Arbeit angewendet wird.

Lediglich für die SES-Strategie wird im Fall eines Vergleichs hinsichtlich des hochdruckteilbezogenen Kraftstoffverbrauchs b_{iHD} mit den anderen Ventilhubstrategien ein modifizierter Ansatz der UT-UT Bilanzierung benötigt. Dieser Ansatz soll anhand des rechnerischen Beispiels von Abbildung 4.2.1 erläutert werden. Der Berechnung ist ein gleichbleibender Brennverlauf zugrunde gelegt.

Das Diagramm in **Abbildung 5.2** zeigt, dass die SES-Strategie zu einer Verbrauchsverschlechterung führt. Die im Folgenden beschriebene Prozedur soll klären, inwieweit der Ausfall der Kompressionslinie von LWUT bis Einlass Schließt für dieses Ergebnis verantwortlich ist.

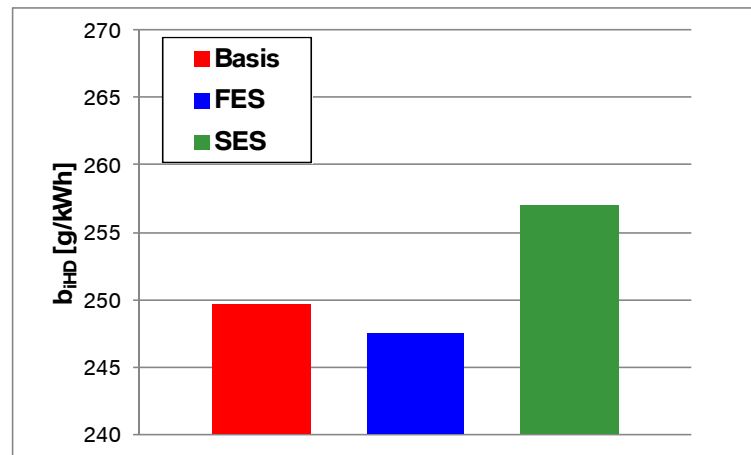


Abbildung 5.2: Effekt der Ventilhubstrategie auf b_{iHD} bei konstantem Brennverlauf

Durch Verlängerung des SES-Kompressionsverlaufs mit einer Polytropen von Einlass Schließt bis LWUT wird der Hochdruckteil mit einer sogenannten „Kompressionsarbeit“ erweitert (**Abbildung 5.3**). Das ist eine Art Wiederherstellung der Fläche 3 von Abbildung 4.1.1, wobei hier nicht die Ausschielinie, sondern die reale Kompressionslinie von LWUT bis Einlass Schließt als oberer Rand der Fläche gilt.

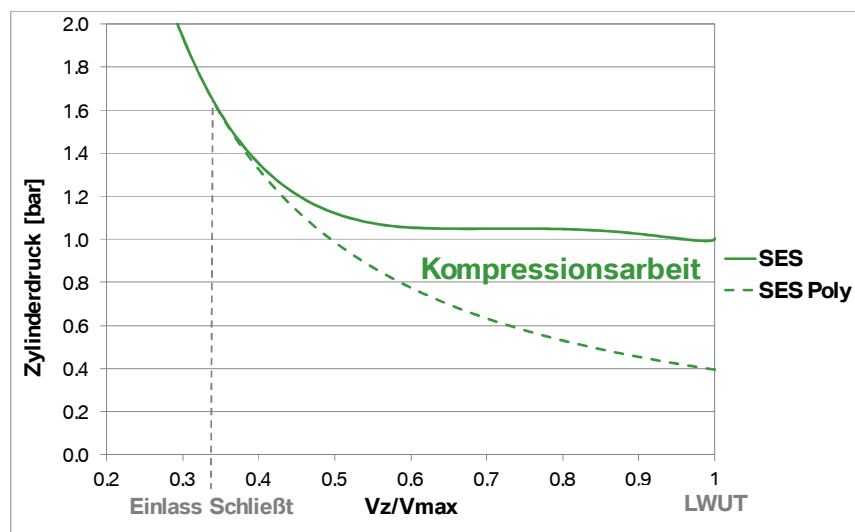


Abbildung 5.3: Wiederherstellung der Kompressionslinie von Einlass Schließt bis LWUT beim SES-Ansatz

Der neu durchgeführte b_{iHD} -Vergleich in **Abbildung 5.4** berücksichtigt für die SES-Strategie den erweiterten Hochdruckteil und zeigt einen Vorteil für den SES-Ansatz.

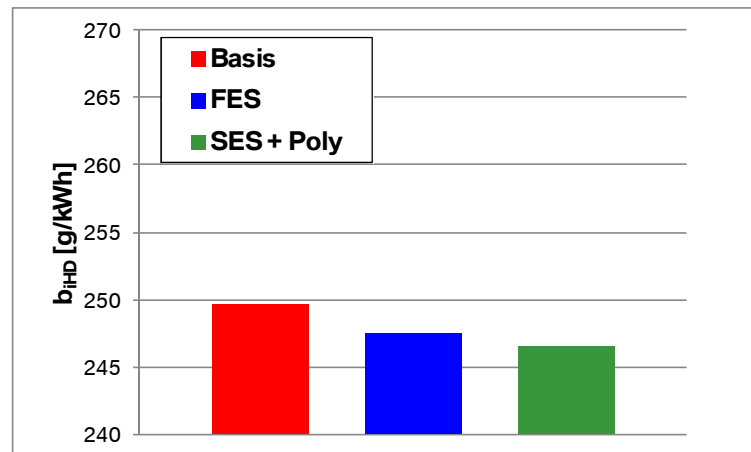


Abbildung 5.4: b_{iHD} -Vergleich von verschiedenen Ventilhubstrategien nach Wiederherstellung der Kompressionslinie beim SES-Ansatz

Das Ergebnis ist nun physikalisch nachvollziehbar, da die Kompressionslinie in **Abbildung 5.5** bei gleicher Zusammensetzung der Zylinderladung für die SES-Strategie am tiefsten liegt, was auf niedrigere Temperaturen im Brennraum hindeutet. Als Folge sind bei gleichem Verdichtungsverhältnis und Brennvorgang die Verluste durch die Wandwärme und die realen Gaseigenschaften (Kalorik) am geringsten. Dies resultiert in den b_{iHD} -Vorteil.

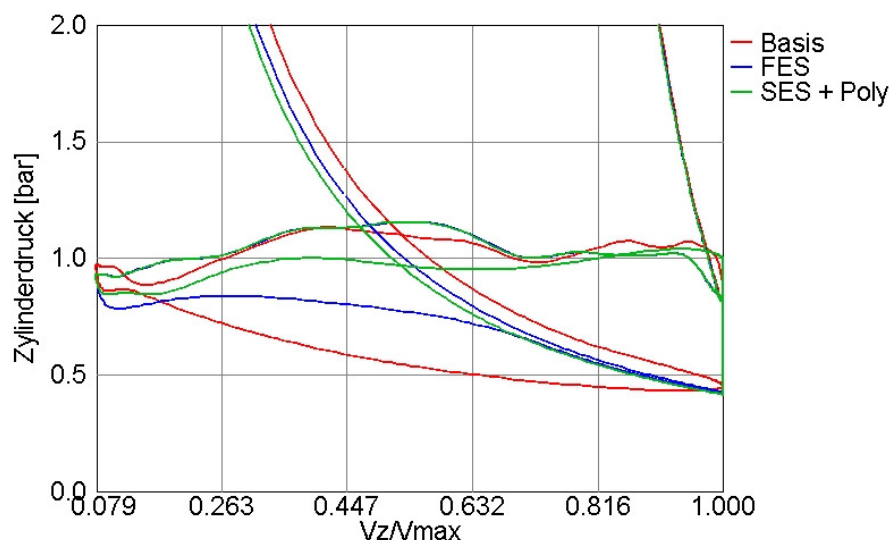


Abbildung 5.5: Vergleich der pV-Diagramme nach Wiederherstellung der Kompressionslinie beim SES-Ansatz

Die gerade erläuterte Prozedur wird in der Verlustteilung angewendet (Berechnung von ETA_{HD} , siehe Anhang 18.2) und ermöglicht bei Anwendung der UT-UT Bilanzierung einen sinnvollen Vergleich von b_{iHD} , wenn unterschiedliche Einlassventilhubstrategien zum Einsatz kommen.

6 Versuchsträger

6.1 Versuchsmotor

Der Versuchsmotor ist als 2-Zylinder-Boxermotor mit gemischter Luft- und Wasserkühlung, Vierventiltechnik und äußerer Gemischbildung ausgeführt (**Abbildung 6.1.1**). Dieser Antrieb soll zukünftig als Nachfolger des aktuellen Luft/Ölgekühlten Boxermotors eingesetzt werden. Der Brennraum ist aufgrund des geringen Ventilwinkels flach gestaltet und ist mit einer einzelnen nahezu zentral eingebauten Zündkerze ausgestattet. Der Zündabstand beträgt 360° . Der Kegelstrahl-Injektor ist im Zylinderkopf kurz vor der Aufteilung des Einlasskanals eingebaut. Jeder Zylinder wird durch eine EGAS-Drosselklappe ([37], [38]) gesteuert, die sehr nah am Zylinderkopf positioniert ist (**Abbildung 6.1.2**). Der Motor wird bis ca. 80% der maximalen Last mit der Hilfe einer Sprunglambdasonde unter stöchiometrischen Bedingungen betrieben. Bei höheren Lasten wird die Einspritzdauer zur Einstellung $\lambda < 1$ anhand eines von den Umgebungsbedingungen abhängigen Kennfelds vorgesteuert. Zur Maximierung der Leistung kommen 40 mm Einlassventile in Verbindung mit Füllungskanälen und über den Kolben realisierte seitliche Quetschflächen zum Einsatz. Die Ventilbetätigung erfolgt durch einen Schleppebel, dessen hohe Steifigkeit eine maximale Ventilbeschleunigung von 90 mm/rad^2 bis $9000/\text{min}$ ermöglicht. „Lange“ Ventilsteuerzeiten und eine ausgeprägte Ventilüberschneidung sorgen für hohe Leistungsdichte. Die Motorperipherie ist zur Minimierung der Druckverluste und zur optimalen Ausnutzung der gasdynamischen Effekte im Ansaug- und Abgastrakt ausgelegt. In **Abbildung 6.1.3** sind beispielsweise Druckverläufe im Ein- und Auslasskanal bei $6000/\text{min}$ und Vollast dargestellt. Das positive Druckgefälle sorgt in der Überschneidungsphase für die Spülung des Abgases aus dem Zylinder und die Überdruckwelle in der späten Einlassphase für eine dynamische Aufladung. Andere Drehzahlen sind allerdings von einer ungünstigen Wellendynamik benachteiligt ([39], [40]) und nur durch eine sehr präzise Auslegung der Ansaug- und Abgasperipherie sowie der Ventilhubprofile und der Ventilüberschneidung konnte ein glatter Drehmomentverlauf erreicht werden (**Abbildung 6.1.4**). In der **Tabelle 6.1.1** sind die relevanten Motordaten zusammengefasst.

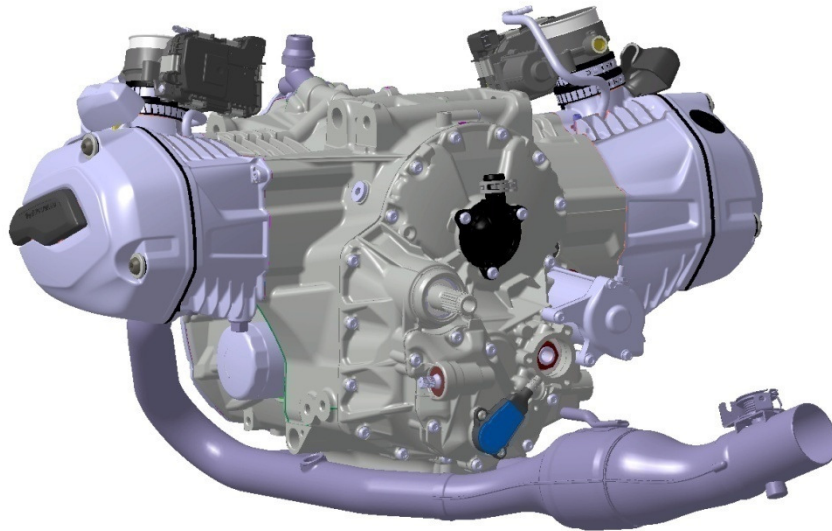


Abbildung 6.1.1: Versuchsmotor

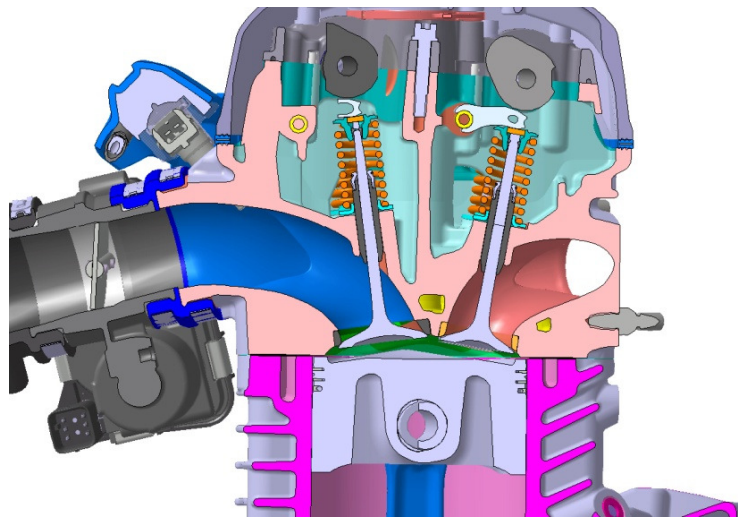


Abbildung 6.1.2: Brennraum mit Einlasskanal, Drosselklappenstutzen und Injektor

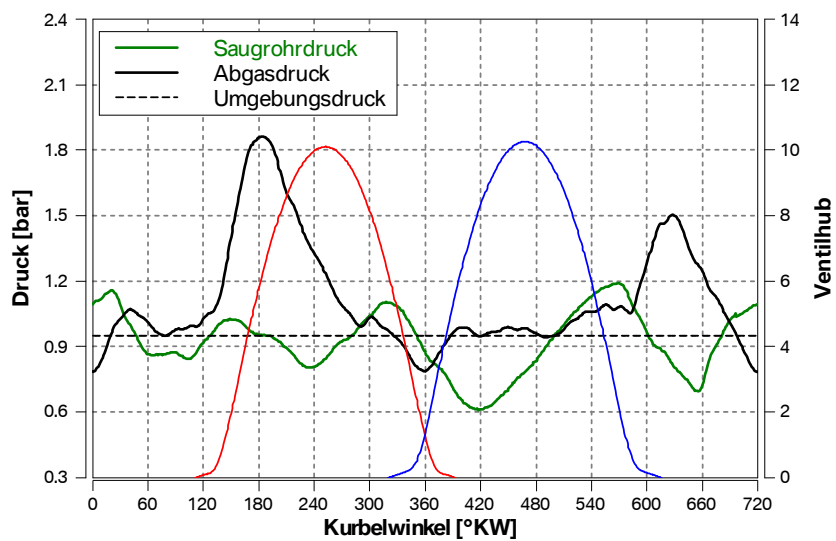


Abbildung 6.1.3: Druckverläufe im Ansaug- und Abgastrakt bei 6000/min, VL

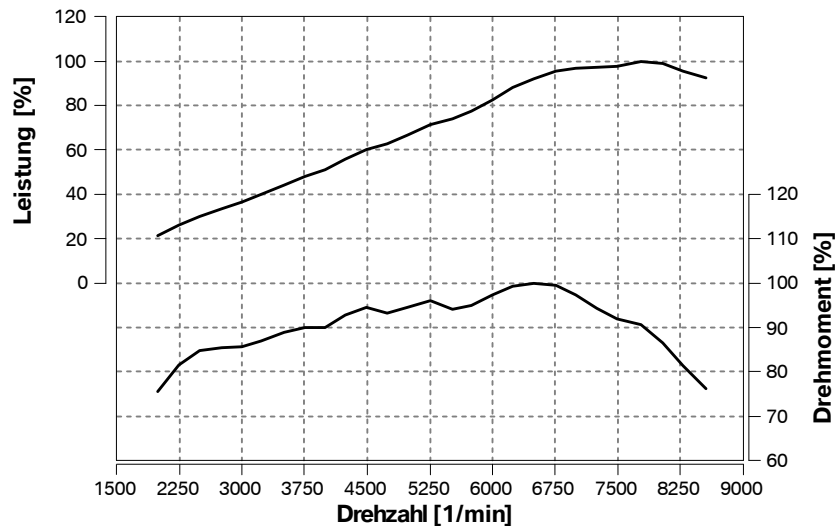


Abbildung 6.1.4: Drehmoment- und Leistungsverlauf des Referenzmotors

Bauart	2-Zylinder-Boxer, Luft/Wassergekühlt
Brennverfahren und Kraftstoffauslegung	Otto-, Saugmotor, gedrosselt, Saugrohreinspritzung, ROZ 95
Zündung	Eine Zündkerze, Desaxierung 4 mm
Zündabstand	360 mm
Hub	73 mm
Bohrung	101 mm
Hubraum	1170 cm ³
Zylinderversatz	44 mm
Pleuellänge	125 mm
Motorgewicht inkl. Antriebstrang und Peripherie	≈100 kg
Verdichtung	12.5:1
Ventilwinkel	EV 8°, AV 10°
Ventilbetätigung	Schlepphebel mit mech. Spielausgleich
Ventildurchmesser	EV 40 mm, AV 33 mm
Öffnungsdauer Ventilhubprofile	EV 256 °KW, AV 256 °KW
Spreizung Ventilhubprofile	EV 108 °KW, AV 108 °KW
Injektor	BOSCH EV14, Pencil-Inj., 4-Loch, Q _{stat} 256 g/min
Drosselklappendurchmesser	52 mm
Max. Drehzahl	9000/min
Max. Leistung an der KW	> 81 kW bei 7750/min
Max. Drehmoment an der KW	> 120 Nm bei 6500/min
Erfüllt Abgasnorm	EURO 3

Tabelle 6.1.1: Übersicht Referenzmotor

6.2 Prüfstands Aufbau

Die Versuche wurden an einem hochmodernen Motorprüfstand durchgeführt. Die Bremse ist sowohl für stationäre als auch für transiente Versuche tauglich. Dank der Konditionierung der Ansaug- und Kühlluft sowie der Öl- und Wassertemperatur sind stabile Randbedingungen für die Versuche darstellbar. Der Kraftstoffverbrauch wurde mittels eines PLU Durchflussmessgeräts ermittelt. Das Luft-Kraftstoffverhältnis wurde durch Breitbandlambdasonden und Abgasmessungen (nach der Formel von Brettschneider) bestimmt. Zusätzlich zu der üblichen Prüfstandmesstechnik war der Motor mit einer Vollindizierung ausgestattet. Die OT-Lage wurde täglich mit einer OT-Sonde bestimmt. Ein Applikationssteuergerät ermöglichte den uneingeschränkten Zugriff auf die Motorsteuerungsgrößen. In **Abbildung 6.2.1** ist der Aufbau am Motorprüfstand zu sehen. **Tabelle 6.2.1** liefert einen Überblick der angewendeten Messtechnik.

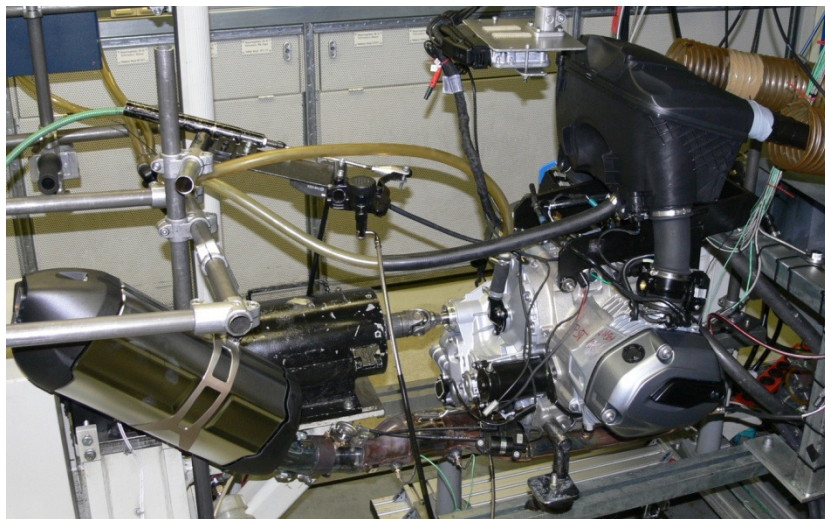


Abbildung 6.2.1: Aufbau am Motorprüfstand

Bremsenart	E-Maschine
Max. Bremsleistung	250 kW
Kraftstoffdurchflussmessgerät	PLU KMA 4000
PLU-Messbereich	0.15 60 l/std
Zylinderdrucksensoren	Kistler 6052C mit Einbauhülse
Niederdrucksensoren Ein- und Auslass	Kistler 4005, Kistler 4045
OT-Sonde	AVL 428
Erfassung Indiziergrößen	Indiset 641
Erfassung Motorsteuerungsgrößen	ETAS ES1000
Abgasmesstechnik	Horiba MEXA 7400 H

Tabelle 6.2.1: Übersicht Prüfstandmesstechnik

7 Auswahl der Betriebspunkte

In **Abbildung 7.1** ist die gemessene Häufigkeitsverteilung der Betriebspunkte im WMTC-Test für die BMW R 1200 GS dargestellt. In **Abbildung 7.2** ist die Zeithäufigkeit nach dem Kraftstoffverbrauch gewichtet, damit die verbrauchsrelevanten Betriebspunkte offensichtlich werden [33]. **Abbildung 7.3** zeigt den WMTC-Bereich innerhalb des gesamten Motorkennfelds.

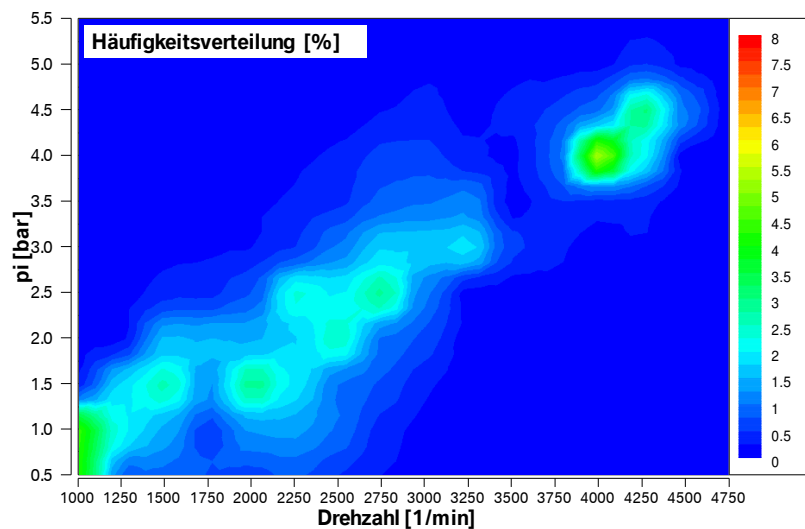


Abbildung 7.1: Häufigkeitsverteilung der Betriebspunkte im WMTC

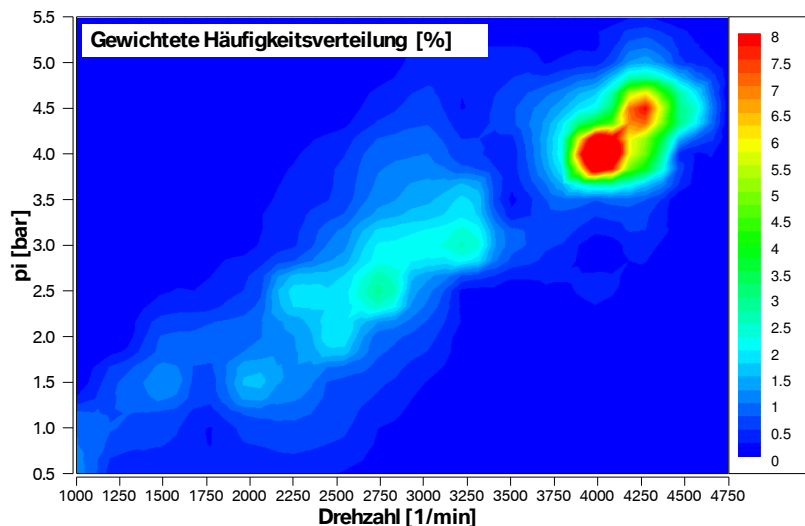


Abbildung 7.2: Verbrauchsgewichtete Häufigkeitsverteilung der Betriebspunkte im WMTC

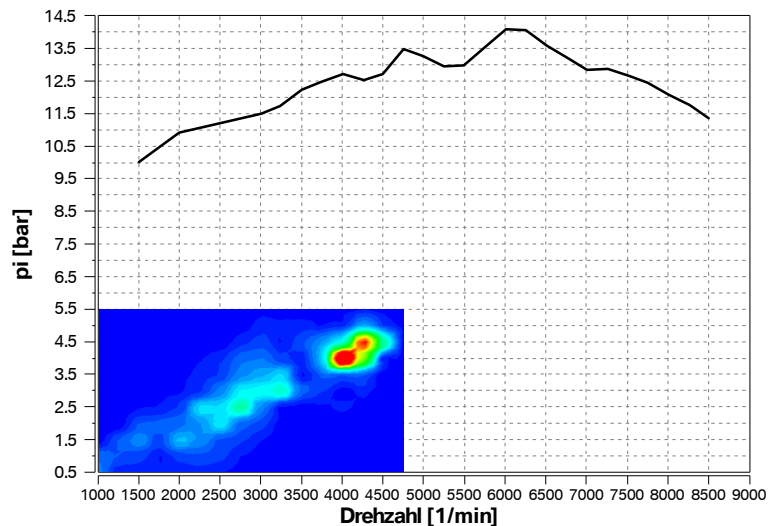


Abbildung 7.3: WMTC-Bereich innerhalb des gesamten Motorkennfeldes

Die Häufigkeitsverteilung kann im Wesentlichen in zwei Drehzahlbereiche aufgeteilt werden, von 2000 bis 3500/min mit niedriger Last sowie ca. 4250/min mit mittlerer Last.

7.1 Oberer TL-Bereich

Im Betriebsbereich um die 4250/min wird der Großteil des Kraftstoffverbrauchs kumuliert. Für die Durchführung der Versuche wurde der Betriebspunkt 4250/min, 5 bar p_i festgelegt. Ein Grund für diese Entscheidung war auch die Vergleichbarkeit mit vorhandenen Simulations- und Messdaten aus anderen Projekten.

In **Abbildung 7.1.1** sind in diesem Betriebspunkt gemessene Druckverläufe dargestellt. Das Druckniveau im Zylinder liegt bei EÖ niedriger als im Saugrohr (abgesehen von gasdynamischen Effekten im Krümmer, die drehzahlabhängig den Zylinderdruck kurzzeitig anheben können) und es findet keine Rückströmung von verbranntem Gas in das Saugrohr statt. Als Folge wird der Restgasgehalt hauptsächlich von der aus dem Krümmer abgesaugten Abgasmenge und somit von der Auslassspreizung bestimmt. Bei dem Referenzmotor liegt der Restgasgehalt um 4 %, was in einer sehr stabilen Verbrennung mit Zyklenschwankungen des indizierten Mitteldrucks (p_i -COV) um 2% resultiert.

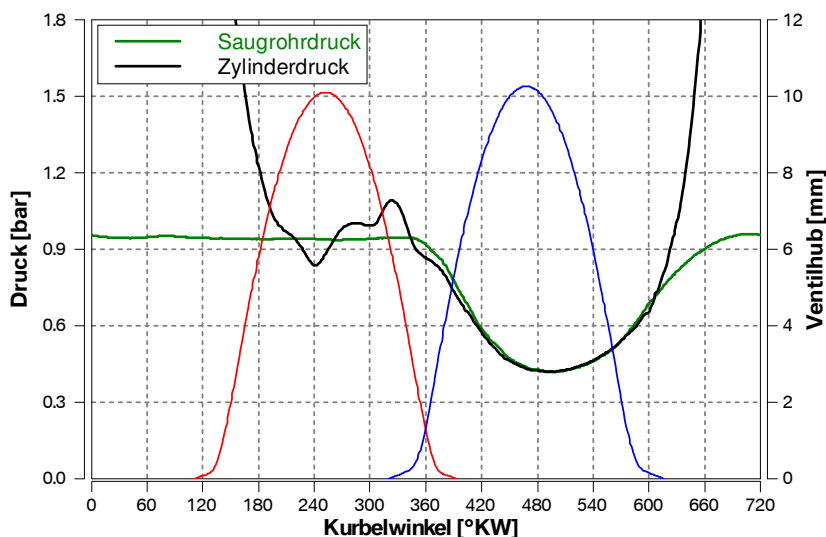


Abbildung 7.1.1: Zylinder- und Ansaugdruckverlauf bei 4250/min, 5 bar p_i

7.2 Unterer TL-Bereich

Ein zweiter Betriebspunkt soll den Bereich zwischen 2000 und 3500/min abbilden. Der Fokus wurde auf die niedrigeren Drehzahlen und Lasten gelegt, da die Erfahrung der Brennverfahrensentwicklung gezeigt hat, dass hier eine große Herausforderung hinsichtlich Laufruhe besteht. Im Drehzahlband von 1500/min bis 2500/min bei Mitteldrücken bis 2 bar kann es zu einem deutlich spürbaren Fahrzeugruckeln kommen. Als repräsentativ für den unteren TL-Bereich wurde der Betriebspunkt 2100/min, 2 bar p_i ausgewählt. Maßnahmen zur Verbesserung der Laufruhe in diesem Betriebspunkt wirken sich erfahrungsgemäß in einem breiteren Niedriglastbereich aus. In **Abbildung 7.2.1** liegt das Druckniveau im Zylinder bei EÖ höher als im Saugrohr und es kommt zu einer Rückströmung von verbranntem Gas in das Saugrohr. Der Restgasgehalt wird als Folge von Einlass- und Auslassspreizung bestimmt.

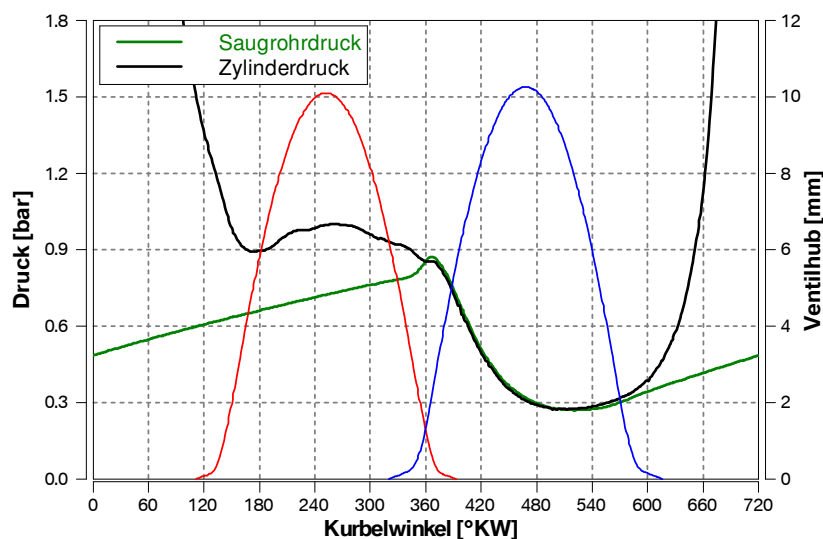


Abbildung 7.2.1: Zylinder- und Ansaugdruckverlauf bei 2100/min, 2 bar p_i

Mit den Basisnockenwellen liegt der Restgasgehalt bei ca. 10% und ohne zusätzliche Maßnahmen zur Erhöhung der Verbrennungsstabilität würde dies in einer schlechten Laufruhe resultieren. Im Laufe dieser Arbeit wird gezeigt, welche Maßnahmen zur Absenkung der Zyklenschwankungen auf ein gewünschtes Niveau um 5% möglich sind. In den nächsten Abschnitten wird der Betriebspunkt 2100/min, 2 bar p_i als „Betriebspunkt 1“ bezeichnet und 4250/min, 5 bar p_i als „Betriebspunkt 2“.

Bei den Untersuchungen am Motorprüfstand wurde ebenfalls der Leerlaufpunkt (1150/min, 1 bar p_i) gemessen. Dieser Betriebspunkt ist bei Motorradmotoren hinsichtlich der Laufruhe typischerweise sehr kritisch. Trotz Optimierung der Verbrennung im unteren TL-Bereich können die Zyklenschwankungen im LL weiterhin auf inakzeptablem Niveau liegen. Aus diesem Grund wurde dort das Brennverhalten mit der jeweiligen Motorkonfiguration zusätzlich überprüft. In **Abbildung 7.2.2** sind die Druckverläufe im Saugrohr und Zylinder dargestellt.

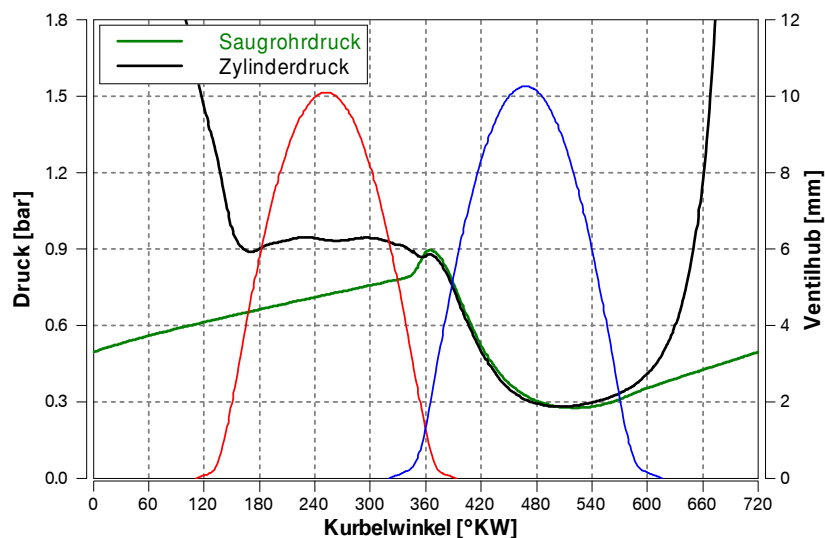


Abbildung 7.2.2: Zylinder- und Ansaugdruckverlauf bei Leerlauf (1150/min, 1 bar p_i)

8 Simulationsmodell

8.1 Das Ladungswechselmodell

Die eindimensionale Strömungssimulation wurde mit der Software GT-Power der Fa. Gamma Technologies durchgeführt. Das Berechnungsmodell bildet die Geometrie des Versuchsmotors durch Rohre und Volumina sehr genau ab und löst nach Diskretisierung der Längen in jedem Element die Massen-, Impuls- und Energieerhaltungsgleichung [41]. Die drei Gleichungen nehmen dabei die folgenden Formen an:

Kontinuitätsgleichung

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{Randfläche}} \rho A v \quad \text{Gl. 8.1.1}$$

Energieerhaltungsgleichung

$$\frac{d(mq)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{Randfläche}} (\rho A v h) + \alpha A (T_{\text{Wand}} - T_{\text{Gas}}) \quad \text{Gl. 8.1.2}$$

Impulserhaltungsgleichung

$$\frac{d(\rho A v)}{dt} = \frac{dp A + \sum_{\text{Randfläche}} (\rho A v^2) - 4 C_r \frac{\rho v^2}{2} \frac{dx A}{D} - C_p \left(\frac{\rho v^2}{2}\right) A}{dx} \quad \text{Gl. 8.1.3}$$

Mit der thermischen Zustandsgleichung entsteht ein geschlossenes Gleichungssystem:

$$\frac{p}{\rho} = R_s T_{\text{Gas}} \quad \text{Gl. 8.1.4}$$

Längen und Volumina wurden aus CAD-Daten übernommen. Bauteile, in denen für die Strömung dreidimensionale Effekte zu erwarten sind (Airbox, Endschalldämpfer) wurden mit Hilfe des GEM-3D-Tools (ebenfalls von der Fa. Gamma Technologies) modelliert. Die strömungstechnischen Eigenschaften des Zylinderkopfes und der Drosselklappe wurden am Blasprüfstand ermittelt. Gerade auf die Erfassung der Durchflusskoeffizienten sowie auf ihre Implementierung in das Simulationsmodell wurde viel Wert gelegt und einige relevante Erkenntnisse sind im Anhang 18.1 zu finden. In **Abbildung 8.1.1** ist der Verlauf des Durchflusskoeffizienten der Einlasskanäle (auch „Alpha-Zahl“ genannt) dargestellt. Der Referenzdurchmesser beträgt hier 100 mm.

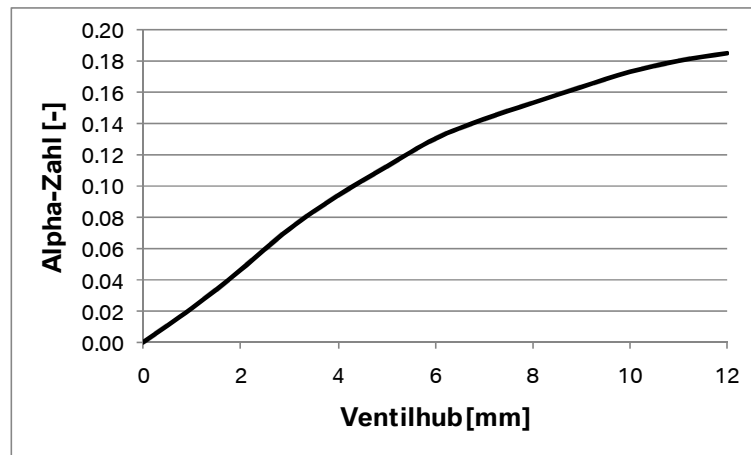


Abbildung 8.1.1: Verlauf der Alpha-Zahl der Einlasskanäle

In den **Abbildungen 8.1.2** und **8.1.3** sind experimentelle und rechnerische Ergebnisse für die zwei ausgewählten TL-Betriebspunkte im Vergleich gestellt. Die gute Übereinstimmung der Druckverläufe im Saugrohr und im Abgaskrümmen in Verbindung mit realistischen Alpha-Zahlen führt zu einer genauen Vorausberechnung des Luftmassenstroms. Die Abweichung zum Versuch liegt typischerweise um $\pm 2\%$.

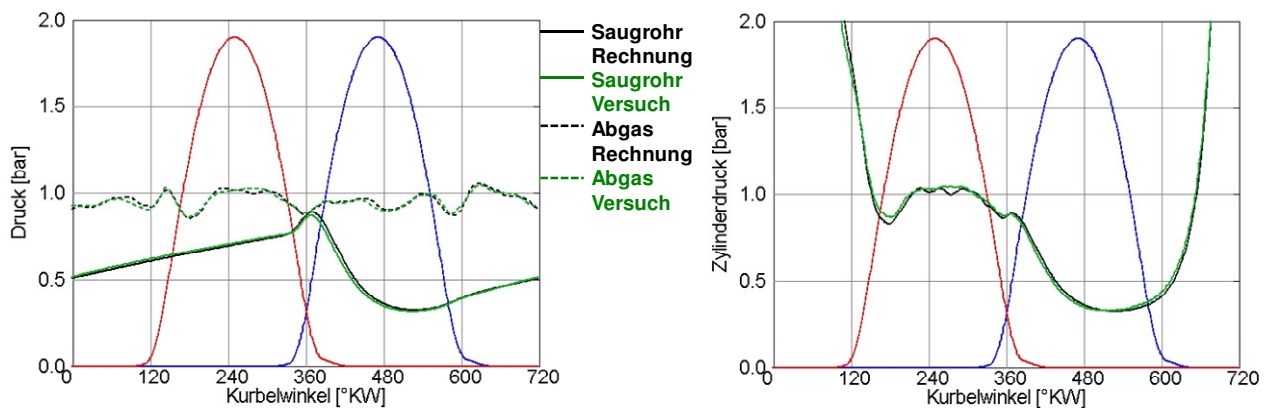


Abbildung 8.1.2: Vergleich zwischen Versuch und Rechnung im Betriebspunkt 1

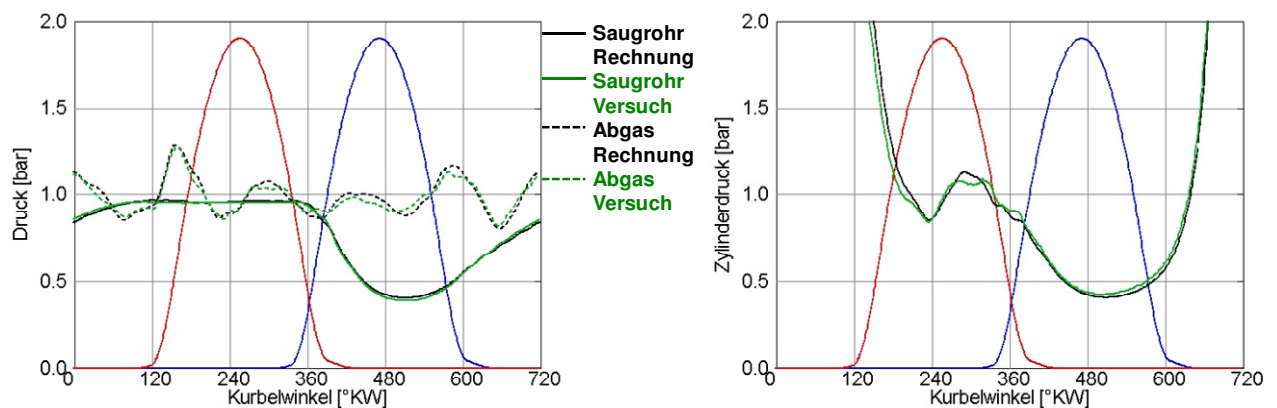


Abbildung 8.1.3: Vergleich zwischen Versuch und Rechnung im Betriebspunkt 2

In der Auslegungsphase der Hubprofile zur Darstellung des FES-Ansatzes wurde ein konstanter Brennverlauf für den jeweiligen Betriebspunkt vorgegeben. Dieser wurde mit der Basiskonfiguration des Motors experimentell ermittelt. In einer späteren Phase der Arbeit, als CFD-Ergebnisse der Zylinderinnenströmung für verschiedene Hubprofile zur Verfügung standen, wurde die Verbrennung mit dem FkfsUserCylinder-Modul gerechnet. Das Tool wurde am FKFS entwickelt und ersetzt im GT-Power-Modell die komplette Berechnung des Hochdruckteils im Brennraum durch eigene Algorithmen [42]. Im Fall eines homogenen Ottomotors wird ein quasidimensionales Verbrennungsmodell angewendet, wobei der Brennraum in drei Bereiche (verbranntes und unverbranntes Gemisch, sowie Flammenfront) unterteilt wird. Die Ausbreitung der Flammenfront erfolgt in Abhängigkeit von Restgasanteil, laminarer Flammgeschwindigkeit und Turbulenzniveau im Flammenbereich. Bei der Anwendung von sehr unterschiedlichen Hubprofilen werden Turbulenzverläufe im Zylinder aus der dreidimensionalen Strömungssimulation benötigt. Diese wurden von der BMW Motorrad Berechnungsabteilung mit dem Simulationscode Fire der Fa. AVL berechnet und zur Verfügung gestellt. Um die Größe des Berechnungsnetzes und damit die Rechenzeiten in Grenzen zu halten, wurden eindimensionale Randbedingungen saugseitig an der Drosselklappe und abgasseitig im Krümmer ca. 20 cm nach Flansch aus der GT-Power-Simulation übernommen. In **Abbildung 8.1.4** sind gerechneter und gemessener Brenn- und Druckverlauf für die zwei betrachteten TL-Betriebspunkte im Vergleich gestellt. Das FKFS-Modul ermöglicht nach einer Basiskalibrierung in ausgewählten Betriebspunkten die Vorausberechnung des Brennverlaufs im ganzen Kennfeld.

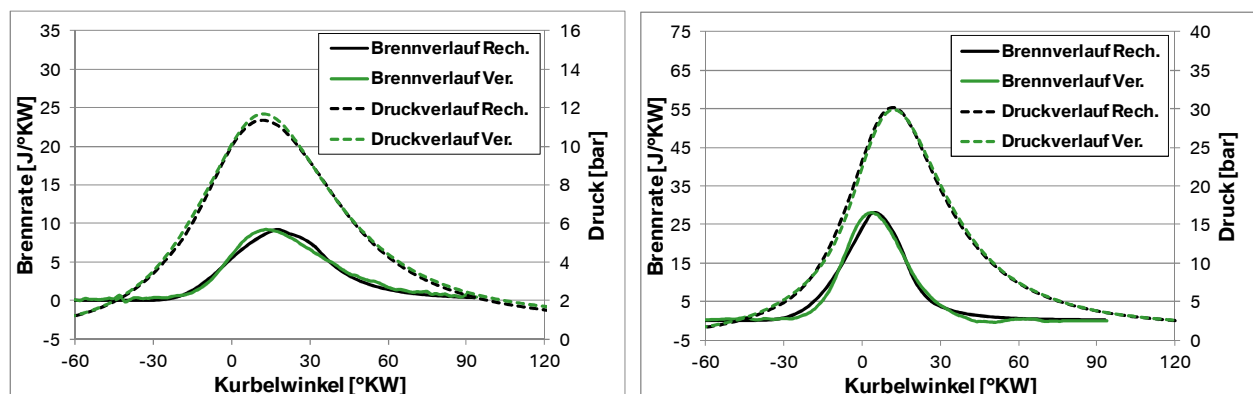


Abbildung 8.1.4: Vergleich zwischen gerechnetem und gemessenem Druck- und Brennverlauf (links Betriebspunkt 1, rechts Betriebspunkt 2)

8.2 Durchführung der Ladungswechselsimulation

Die Simulationen zur Untersuchung des FES-Ansatzes wurden bei einem für den jeweiligen Betriebspunkt repräsentativen und konstanten Luftmassenstrom durchgeführt. Dies ermöglichte den direkten Vergleich der Ergebnisse mit verschiedenen Hubprofilen hinsichtlich der Ladungswechselperluste.

Für jede Hubprofilvariante wurde eine Variation der Einlassspreizung gerechnet. Bei vollgeöffneter Drosselklappe hängt die Luftmasse von der Einlassspreizung, wie in **Abbildung 8.2.1** bei 2100/min und für ein spezifisches Hubprofil beispielsweise dargestellt, nahezu linear ab.

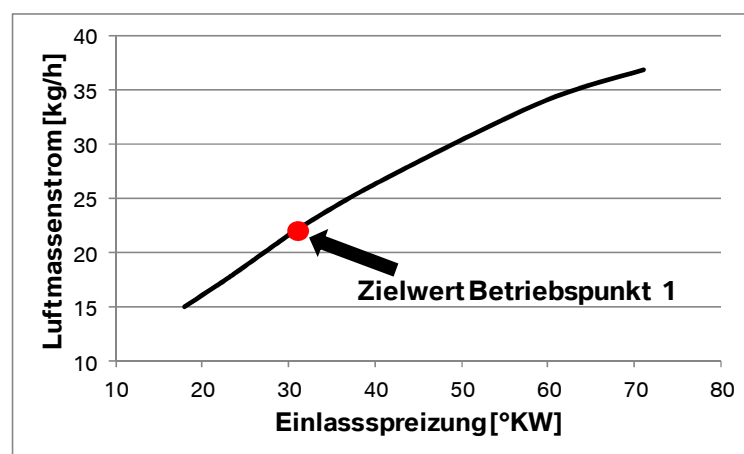


Abbildung 8.2.1: Abhängigkeit der Luftmasse von der ES mit einem FES-Hubprofil und vollgeöffneter Drosselklappe

Ausgehend von der minimalen Spreizung, bei der der vorgegebene Luftmassenstrom im vollentdrosselten Betrieb erreicht wird, wurde die Spreizung schrittweise vergrößert und der Luftmassenstrom mit Hilfe eines Reglers konstant gehalten. Hierbei stellte der effektive Drosselklappendurchmesser die Stellgröße des Reglers dar:

$$D_{\text{eff}} = D_{\text{DK}} C_D^{0.5} \quad \text{Gl. 8.2.1}$$

Der gemessene Verlauf des Durchflusskoeffizienten über den Drosselklappenwinkel ist in **Abbildung 8.2.2** dargestellt. Der maximale Wert beträgt 0.92, als Folge gilt es für D_{eff} :

$$D_{\text{eff}|_{\text{max}}} = 46.6 \cdot 0.92^{0.5} = 44.7 \text{ mm} \quad \text{Gl. 8.2.2}$$

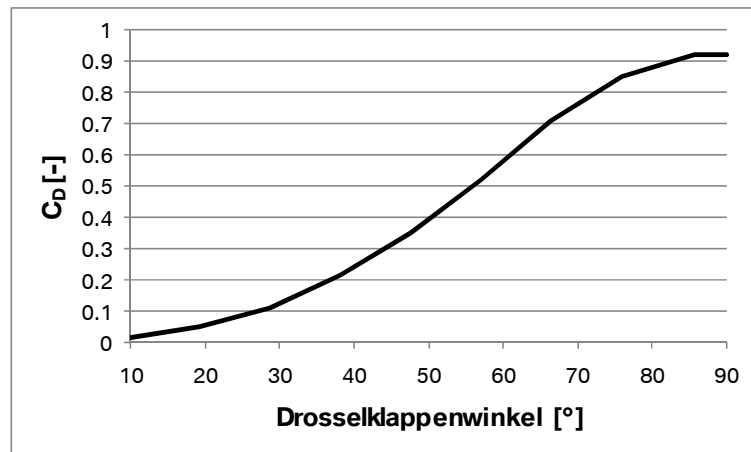


Abbildung 8.2.2: Abhängigkeit des Durchflusskoeffizienten der Drosselklappe vom Drosselklappenwinkel

Abbildung 8.2.3 zeigt die Abhängigkeit des effektiven Drosselklappendurchmessers von der Einlassspreizung bei gleichbleibendem Luftmassenstrom um 22 kg/h (entspricht dem Betriebspunkt 1). Der Verlauf ist zuerst sehr steil und danach deutlich flacher. Ein Grund dafür ist, dass bei den kleineren Spreizungen ein Teil des Hubs um den LWOT liegt und hier lediglich ein sehr geringer Volumenstrom zu Stande kommt (**Abbildung 8.2.4**). Darüber hinaus ist die Abhängigkeit des Durchflusskoeffizienten von der Drosselklappenstellung bei 90° Klappenwinkel sehr flach.

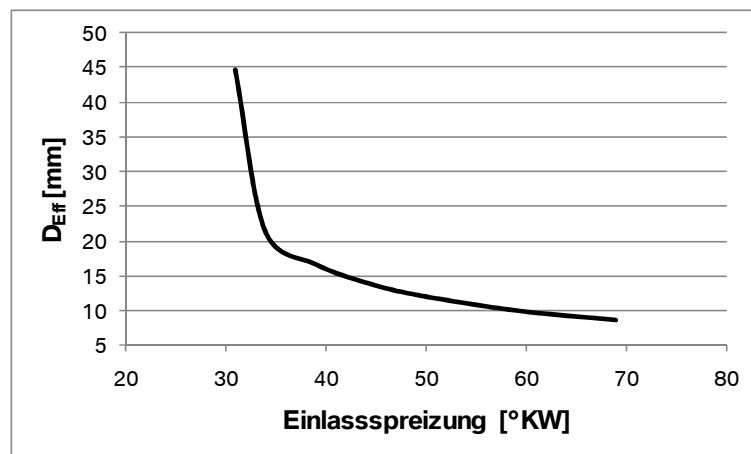


Abbildung 8.2.3: Abhängigkeit des effekt. Drosselklappendurchmessers von ES (Luftmasse 22 kg/h konstant)

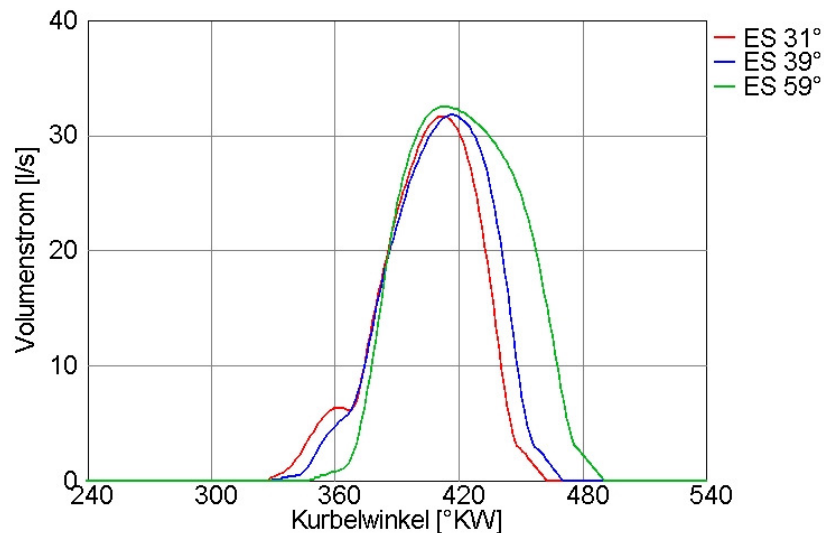


Abbildung 8.2.4: Volumenstrom am EV bei verschiedenen Einlassspreizungen

Die Abhängigkeit der Ladungswechselarbeit von der Einlassspreizung im betrachteten Fall ist in **Abbildung 8.2.5** dargestellt. In Abschnitt 9 wird dieser Zusammenhang für verschiedene Hubprofile im Detail untersucht.

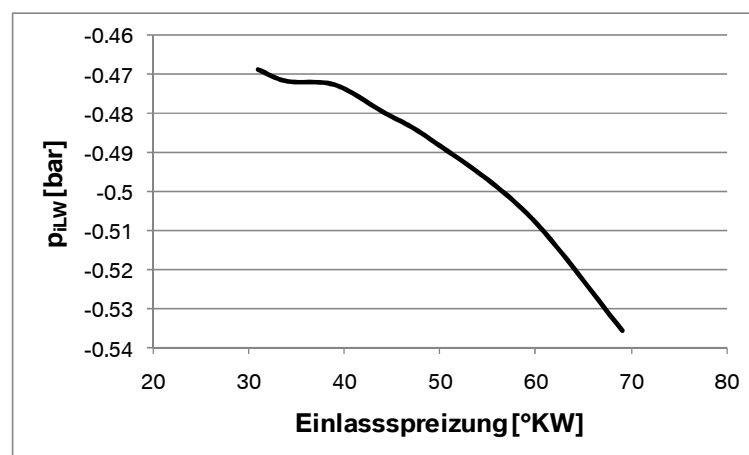


Abbildung 8.2.5: Abhängigkeit der Ladungswechselarbeit von der Einlassspreizung

8.3 Auslegung der Hubprofile für die Ladungswechselsimulation

Für die Ladungswechselsimulation wurden Hubprofile (als „Pseudo-Profile“ bezeichnet) durch geometrische Überarbeitung der Basisnockenwelle generiert. Kenngröße dafür war die maximale Ventilbeschleunigung, die in direkter Verbindung mit der mechanischen Festigkeit des Ventiltriebs steht. Die Verkürzung der ÖD wurde so durchgeführt, dass a_{\max} mit 90 mm/rad^2 unverändert blieb. Die Öffnungs- und Schließrampen blieben ebenfalls unverändert. **Abbildung 8.3.1** zeigt Ventilhub und Ventilbeschleunigung mit der Basiseinlassnockenwelle, deren Bezeichnung „256/90“ lautet. Die ÖD von 256° wird anhand des Abstandes zwischen Beginn und Ende der

Hauptbeschleunigung (ab 1 mm/rad^2) definiert. Die Bezeichnung „/90“ entspricht a_{\max} . In **Abbildung 8.3.2** sind Pseudo-Hubprofile mit verschiedenen ÖD dargestellt.

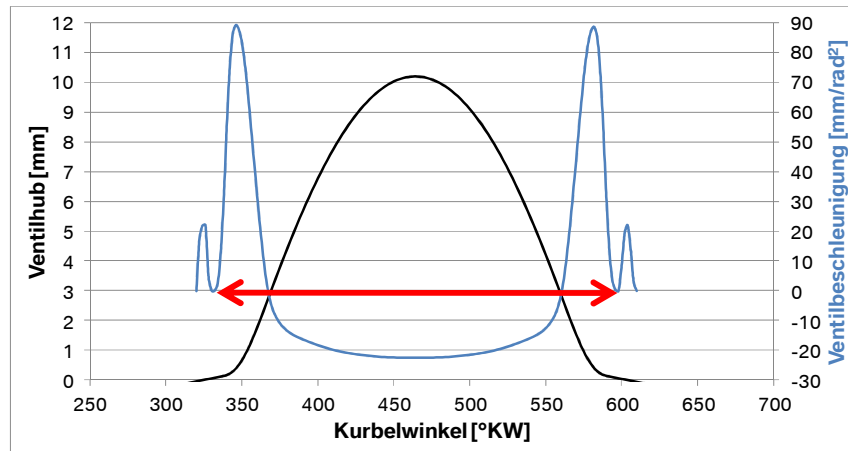


Abbildung 8.3.1: Ventilhub und Ventilbeschleunigung mit der ENW 256/90

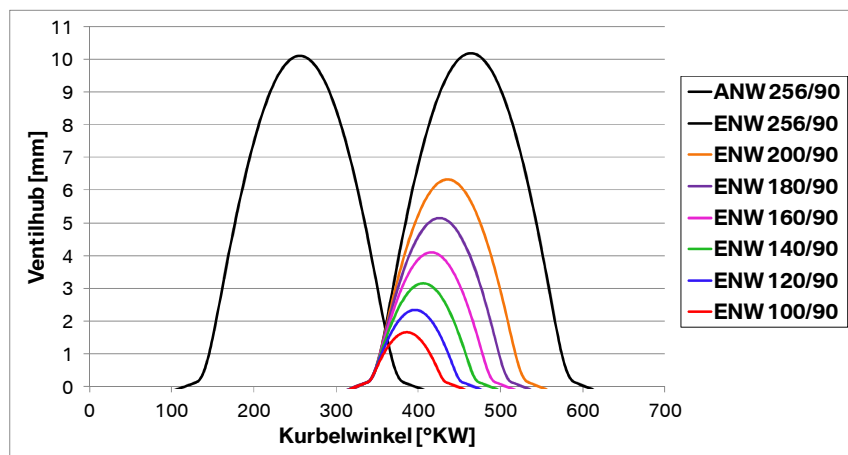


Abbildung 8.3.2: Pseudo-Ventilhübe mit verschiedener ÖD bei konstanter a_{\max}

Schaltnockensysteme und vollvariable Ventiltriebe sind in der Regel von unterschiedlichen a_{\max} charakterisiert. VVT-Systeme besitzen aufgrund des eingebauten Zwischenglieds eine niedrigere mechanische Festigkeit und haben darüber hinaus Hubprofile, die mit kürzer werdender Öffnungsdauer kinematisch bedingt tendenziell flacher werden (Abbildung 2.3.2). Diese Eigenschaft hängt vom jeweiligen System ab und lässt sich nicht verallgemeinern. Das Vorgehen mit konstanter a_{\max} ergibt einen Vergleich, bei dem sich ein SN-System und ein VVT lediglich durch die verschiedene Strategie der Entdrosselung unterscheiden.

Für eine Quantifizierung des Effektes der maximalen Ventilbeschleunigung müssten die realen Eigenschaften des jeweiligen Ventiltriebs bekannt sein. Trotzdem wird im Laufe dieser Arbeit beispielsweise gezeigt, welcher Zusammenhang zwischen Ladungswechselperlusten und Ventilbeschleunigung besteht. Zu diesem Zweck wurden

Pseudo-Hubprofile mit gleicher Öffnungsdauer und unterschiedlicher Beschleunigung ausgelegt (**Abbildung 8.3.3**).

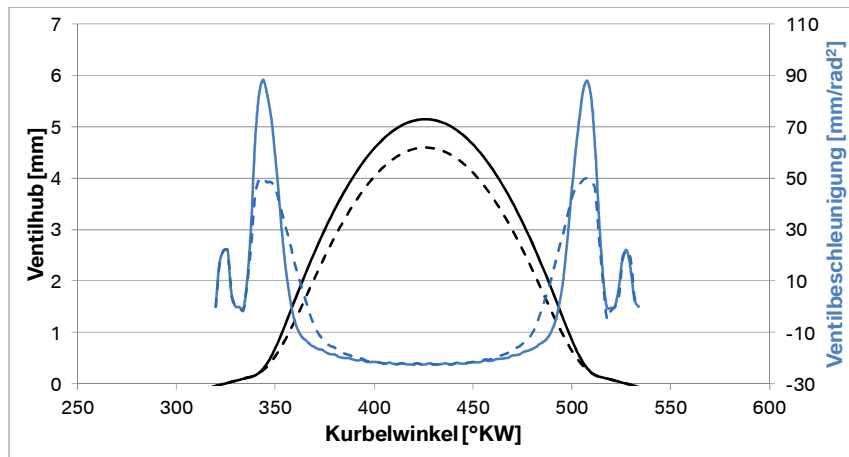


Abbildung 8.3.3: Vergleich der Pseudo-Hubprofile 180/90 und 180/50

9 Rechnerische Analyse des FES-Ansatzes

9.1 Unterer TL-Bereich

In den **Abbildungen 9.1.1** und **9.1.2** sind der effektive Drosselklappendurchmesser sowie die Ladungswechselarbeit für verschiedene Hubprofile in Abhängigkeit der Einlassspreizung im Betriebspunkt 1 dargestellt. Profile mit einer Öffnungsdauer bis 140° führen in Verbindung mit kleinen Einlassspreizungen zur Vollentdrosselung. Dieser Betriebszustand ist in der Abbildung mit einem Kreis gekennzeichnet. Je kürzer die ÖD ist, desto größer ist die Einlassspreizung für vollentdrosselten Betrieb, da die Luftmasse konstant gehalten wird. Aus der Abbildung wird ebenfalls ersichtlich, dass die Entdrosselung bei allen Profilen mit einer Verringerung der Ladungswechselarbeit verbunden ist.

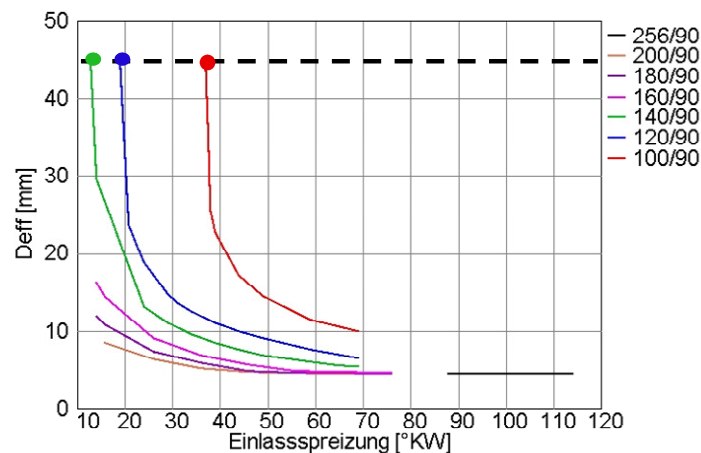


Abbildung 9.1.1: Effektiver Drosselklappendurchmesser für verschiedene ÖD und ES

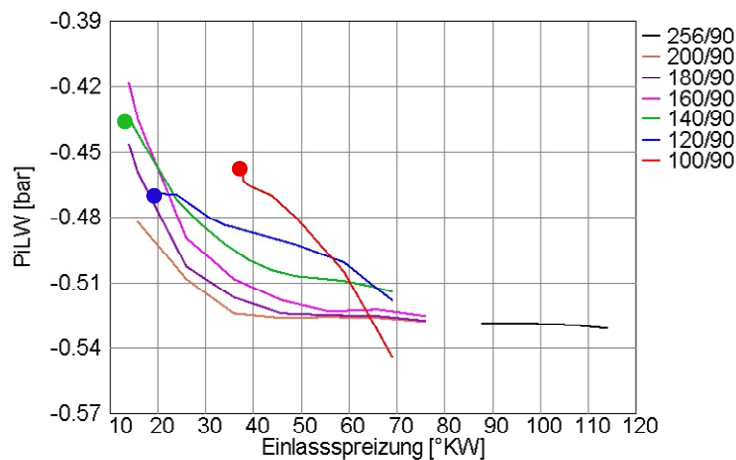


Abbildung 9.1.2: Ladungswechselarbeit für verschiedene ÖD und ES

Abbildung 9.1.3 zeigt den gerechneten Restgasanteil als prozentualen Massenanteil der gesamten Zylinderladung. Bei den kürzeren ÖD sinkt der Restgasanteil mit kleiner werdender Einlassspreizung. Dieses Ergebnis lässt sich durch den in Abschnitt 7.2 erläuterten Mechanismus der Abgasrückströmung in das Ansaugvolumen im unteren Teillastbereich erklären. Durch das Weiteröffnen der Drosselklappe steigt das Druckniveau im Saugrohr und die Rückströmung wird unterdrückt.

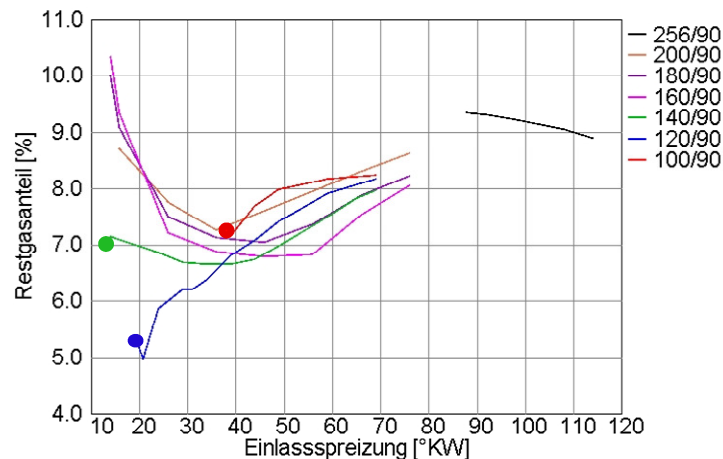


Abbildung 9.1.3: Restgasanteil für verschiedene ÖD und ES

Dem Wiederanstieg des Restgasanteils bei längeren ÖD, z.B. bei dem Hubprofil 180/90, liegen wellendynamische Effekte zugrunde. Wie bereits erwähnt erreichen Motorradmotoren ihre hohe Leistungsdichte durch eine ausgeprägte Wellendynamik. Im Teillastbetrieb bleibt der Einfluss der Druckpulsationen im Abgastrakt im Vergleich zur Vollast qualitativ erhalten. Gerade bei 2100/min entsteht eine Überdruckwelle bei einem Kurbelwinkel von ca. 280°, die aufgrund der großen Überschneidung zu einer Rückströmung des Abgases in das Saugrohr führt. **Abbildung 9.1.4** zeigt die entsprechenden Druckverläufe.

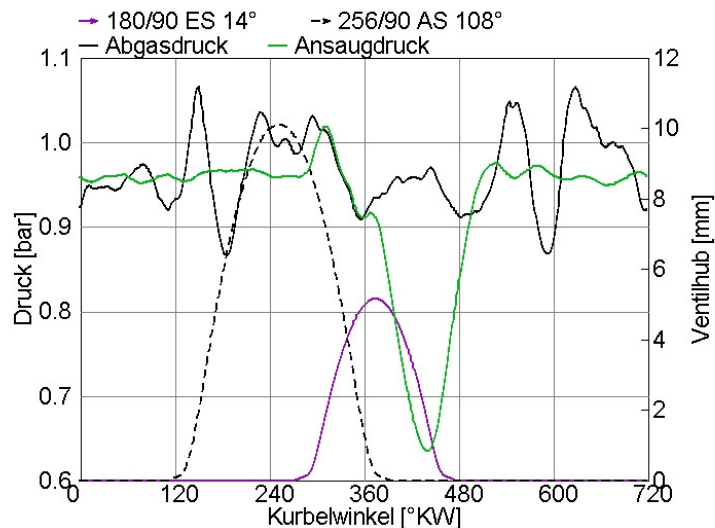


Abbildung 9.1.4: Druckverläufe im Ansaug- und Abgastrakt mit Hubprofil 180/90 und Vollentdrosselung

Der Druckverlauf im Saugrohr wird vom jeweiligen Hubprofil deutlich beeinflusst. **Abbildung 9.1.5** zeigt die Veränderung des Druckverlaufs im Ansaugvolumen für einen gedrosselten und vollentdrosselten Fall. Druckschwingungen im Einlasstrakt sind im unteren Teillastbereich mit der Basisnockenvariante durch die nahezu geschlossene Drosselklappe stark gedämpft. Mit kürzeren ÖD und größeren Drosselklappenwinkeln entstehen erneut Pulsationen, die Füllung und Restgas beeinflussen können. Die gerade erläuterten Phänomene stellen dar, dass der Effekt der Wellendynamik bei der Auswahl der Hubprofile für den FES-Ansatz berücksichtigt werden muss.

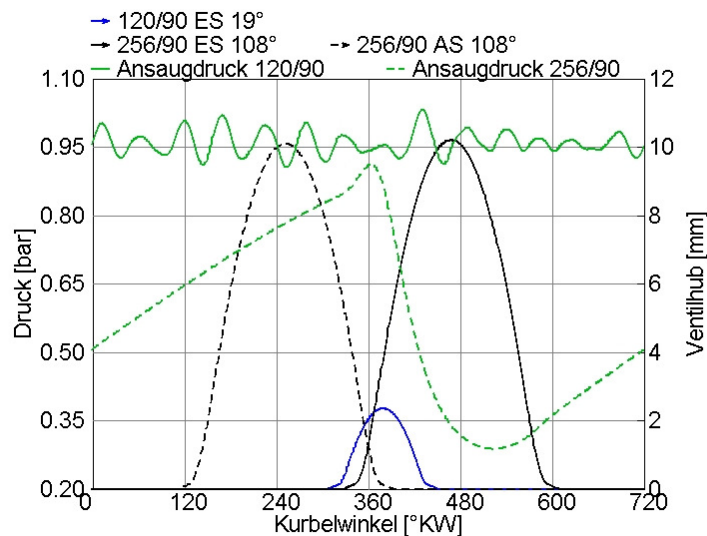


Abbildung 9.1.5: Druckverläufe im Saugrohr bei gedrosseltem und vollentdrosseltem Betrieb

In **Abbildung 9.1.6** ist das pV-Diagramm für die ÖD 120° mit vollgeöffneter Drosselklappe im Vergleich zu der Basisnocke dargestellt. Mit der kürzeren Öffnungsdauer bleibt der Zylinderdruck in der ersten Ansaugphase auf einem höheren Niveau, wobei nach Einlass Schließt eine Expansion des Gemisches stattfindet, die zu einer Absenkung des Druck- und Temperaturniveaus der nachfolgenden Kompressionsphase führt. Die in Abschnitt 4.1 bezeichnete Fläche 3 vergrößert sich. Es handelt sich hier um einen typischen Effekt der Verkürzung der Öffnungsdauer. Dieser wird in der Literatur teilweise als „Zunahme der Kompressionsarbeit“ bezeichnet [36], [43]. Es muss aber klar gestellt werden, dass wie ebenfalls in [36] angemerkt, es sich nicht um dieselbe Kompressionsarbeit, die in Kapitel 5 erläutert wurde, handelt. Dort war die Fläche im pV-Diagramm von der Kompressionskurve bis Einlass Schließt und von der Polytropen abgegrenzt. In der Literatur herrscht diesbezüglich etwas Unklarheit.

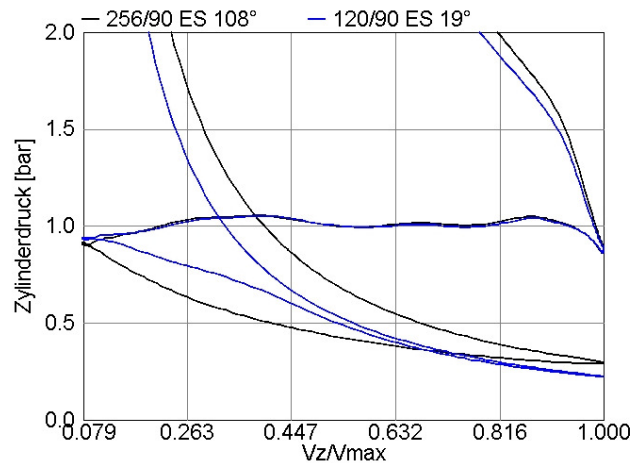


Abbildung 9.1.6: Vergleich des pV-Diagramms mit der Basis- und FES-Nocke

Das Ergebnis, dass die kürzeren Öffnungsdauern zu einer Verringerung der Ladungswechselperluste führen, auch wenn der Restgasanteil und dadurch die Zylinderladung ist niedriger als bei der Basisnocke, suggeriert die Schlussfolgerung, dass die Entdrosselung mit einem „effizienteren“ Ansaugprozess verbunden ist. Dies kann anhand einer vereinfachten Simulation verständlich gemacht werden, bei der der Massenstromverlauf am Einlassventil parametrisch verändert wird.

Zuerst soll die Breite des Massenstromverlaufs bei gleichbleibendem EÖ variiert werden. In **Abbildung 9.1.7** sind verschiedene Profile dargestellt, die jeweils bei der Berechnung vorgegeben wurden und zu identischer Zylinderladung führen. Für gleiche Randbedingungen wurde auf die Ventilüberschneidung komplett verzichtet, sodass nur reine Frischladung angesaugt wird. Effekte durch Restgasunterschiede können dadurch ausgeschlossen werden. Das Diagramm der Ladungswechselperluste zeigt einen deutlichen Vorteil für die Fälle, in denen die Luftmasse sehr schnell in der früheren Ansaugphase in den Zylinder angesaugt wird. Dies verdeutlicht den Effekt der Entdrosselung, bei der das Weiteröffnen der Drosselklappe mit einer Erhöhung der Luftdichte und als Folge mit einer Verkürzung der ÖD verbunden ist.

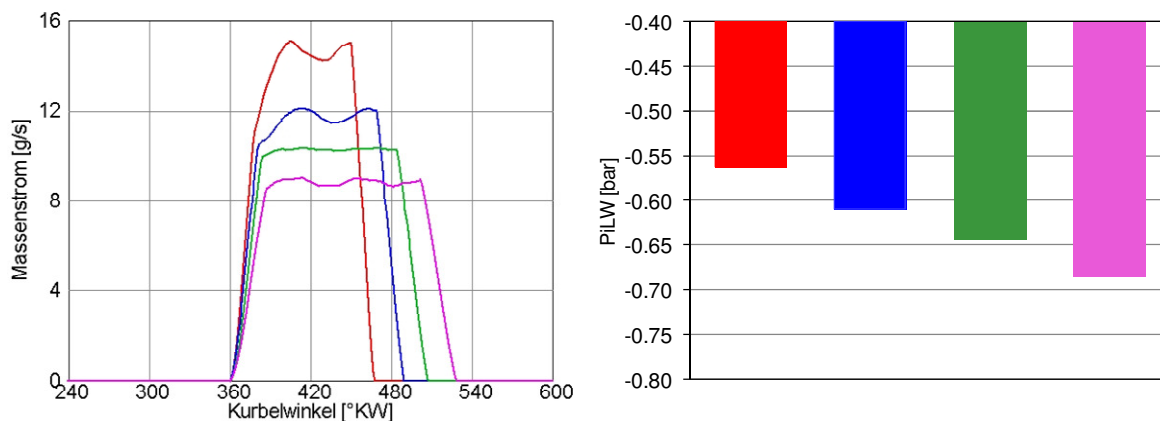


Abbildung 9.1.7: Vorgegebene Luftmassenströme am EV und aufgewendete Ladungswechselperbeit

In **Abbildung 9.1.8** wird nun der steilere Massenstrom schrittweise in Richtung „spät“ verschoben. Die Ladungswechselerarbeit nimmt damit zu. In der Praxis ergibt sich dieser Fall, wenn die Öffnungsdauer des Hubprofils für den betrachteten Betriebspunkt zu kurz ist und zur Erreichung der gewünschten Luftmasse eine zu späte Spreizung eingestellt werden muss. In **Abbildung 9.1.1** hat z.B. das Hubprofil 100/90 bei Vollentdrosselung trotz höheren Restgasgehalts größere Ladungswechselverluste als das Hubprofil 140/90. Ein praxisrelevantes Beispiel für dieses Verhalten wird im Laufe der Arbeit vorgestellt.

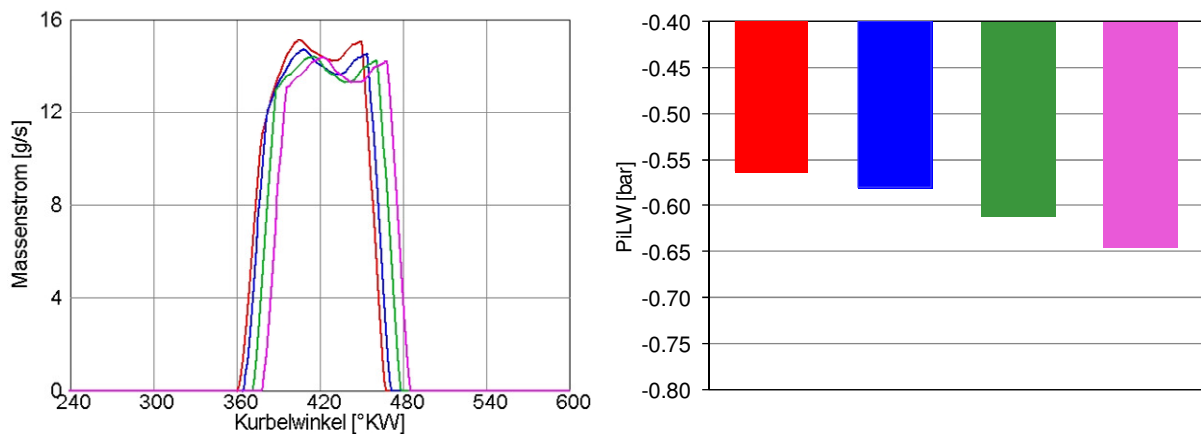


Abbildung 9.1.8: Vorgegebene Luftmassenströme am EV und aufgewendete Ladungswechselerarbeit

Basierend auf dieser Betrachtung sind mittellange Öffnungsdauern wie z.B. 160° bis 200° zur Reduzierung der Ladungswechselerarbeit weniger geeignet als die kürzeren ÖD. In der Praxis sind die mittellangen ÖD aber mit einem höheren Restgasanteil und dadurch mit mehr Zylinderladung verbunden (**Abbildung 9.1.3**). In **Abbildung 9.1.9** ist wieder der Vergleich zu **Abbildung 9.1.7** dargestellt, wobei diesmal eine mittellange ÖD (grüne Kurve) beispielsweise mit 10% mehr Zylinderladung gerechnet wird (schwarze Kurve).

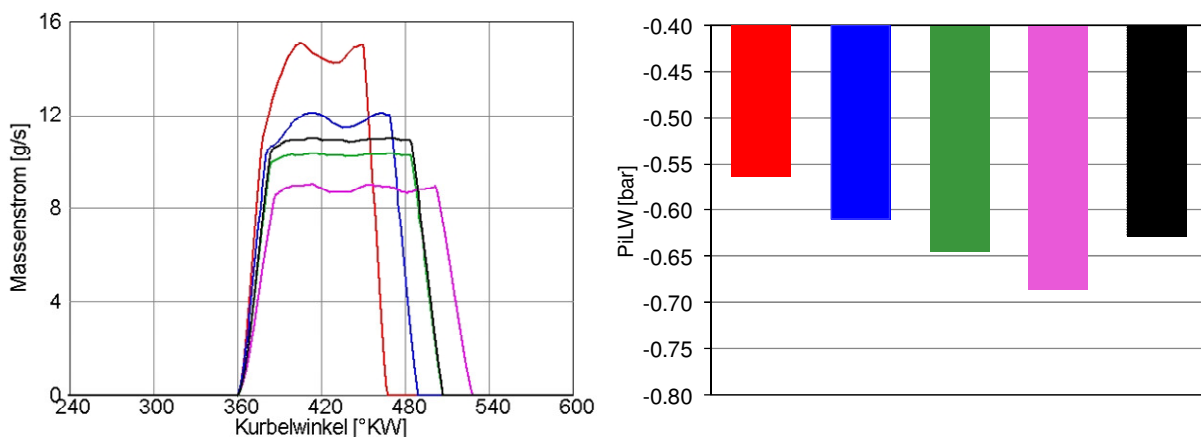


Abbildung 9.1.9: Effekt der Zylinderladung auf die Ladungswechselerarbeit

Die Ladungswechselerarbeit wird dadurch geringer. Dadurch kann erklärt werden, wieso diese ÖD ebenfalls zu einer bemerkungswerten Reduzierung der Ladungswechselerarbeit führen können.

In **Abbildung 9.1.10** ist das pV-Diagramm für die 120° ÖD mit vollgeöffneter Drosselklappe im Vergleich zu der teilentdrosselten 180° ÖD dargestellt. Das längere Hubprofil ist in der ersten Ansaugphase von der Drosselung benachteiligt, erzeugt aber später weniger Kompressionsarbeit und p_{iLW} liegt am Ende auf einem niedrigeren Niveau.

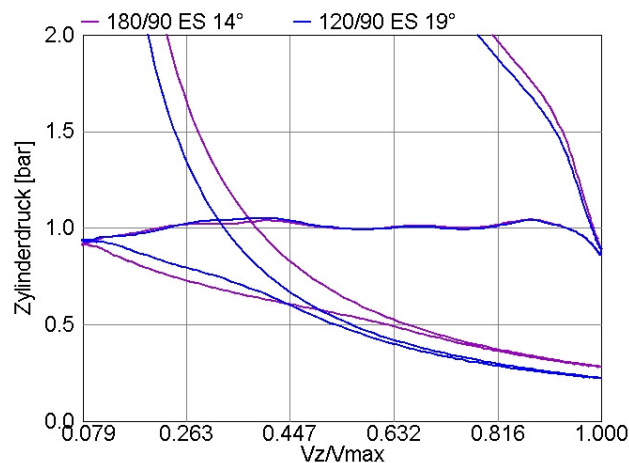


Abbildung 9.1.10: pV-Diagramm mit unterschiedlichen FES-Hubprofilen

Die Einlassspreizungsvariationen wurden ohne Berücksichtigung der Kollisionsgrenze zum Kolben gerechnet. In der Realität ist die minimale Einlassspreizung bei mittellangen ÖD aufgrund der höheren maximalen Ventilhubhöhe eingeschränkt. In **Abbildung 9.1.11** ist die minimale darstellbare ES für die entsprechenden Hubprofile durch einen Stern gekennzeichnet.

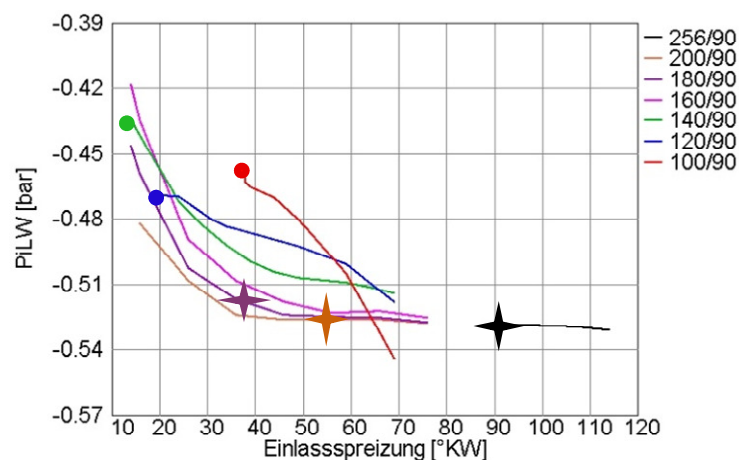


Abbildung 9.1.11: Minimal einstellbare Einlassspreizung für das jeweilige Hubprofil

Zur Erhöhung des Restgasanteils kann die Auslassspreizung mit der ANW 256/90 bis 90° (kurz vor der Kollisionsgrenze mit dem Kolben) reduziert werden. In den **Abbildungen 9.1.12** und **9.1.13** sind der effektive Drosselklappendurchmesser und die Ladungswechselarbeit als Funktion der Einlassspreizung dargestellt.

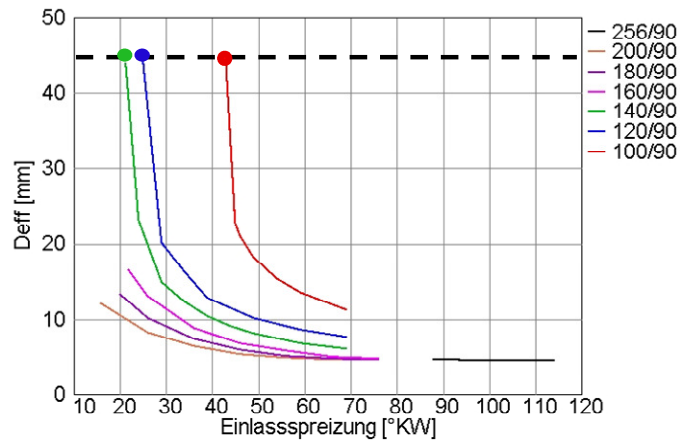


Abbildung 9.1.12: Effektiver Drosselklappendurchmesser für verschiedene ÖD und ES (AS 90°)

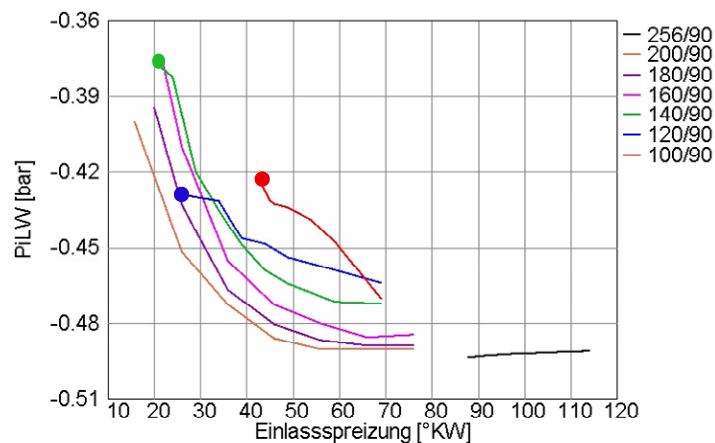


Abbildung 9.1.13: Ladungswechselarbeit für verschiedene ÖD und ES (AS 90°)

Aus dem Diagramm in **Abbildung 9.1.14** wird ersichtlich, dass die kürzeren ÖD wieder mit einem niedrigeren Restgasgehalt verbunden sind.

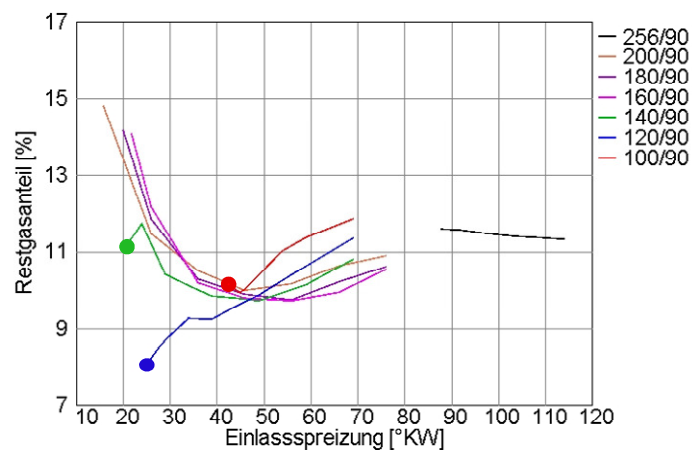


Abbildung 9.1.14: Restgasanteil für verschiedene ÖD und ES (AS 90°)

In **Abbildung 9.1.15** ist der Vergleich mit der Basisauslassspreizung 108° für ausgewählte Hubprofile dargestellt. Aufgrund des höheren Restgasgehaltes bei 90° AS wird bei gleicher Einlassspreizung ein größerer Drosselklappenwinkel eingestellt (der Luftmassenstrom bleibt weiterhin bei 22 kg/h konstant). Die Ladungswechselverluste lassen sich dadurch deutlich verringern. Der Vergleich anhand des pV-Diagrammes in **Abbildung 9.1.16** macht dies ersichtlich. **Abbildung 9.1.17** ist das Potential zur Reduzierung der Ladungswechselarbeit unter Berücksichtigung der minimalen möglichen Einlassspreizung zu entnehmen.

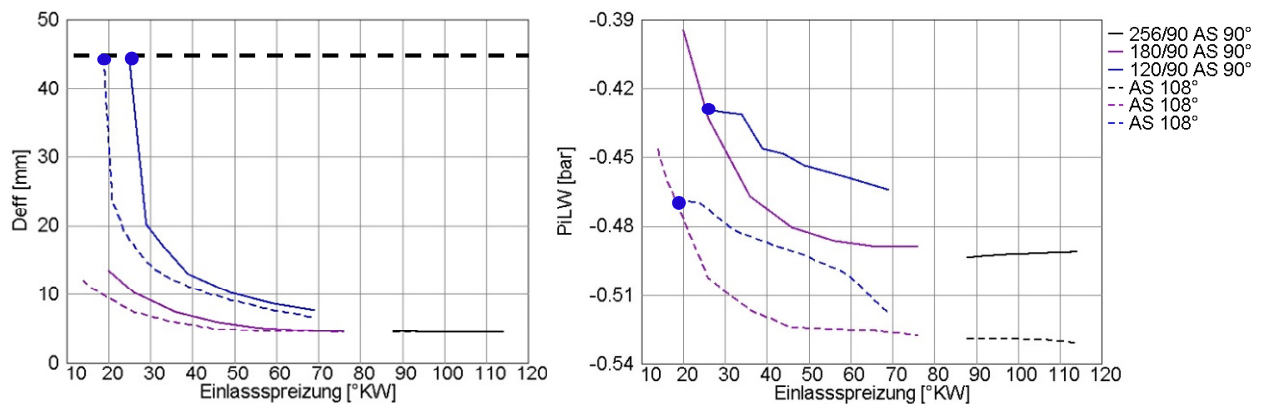


Abbildung 9.1.15: Effekt der Auslassspreizung auf D_{eff} und p_{iLW} (AS 108° und 90°)

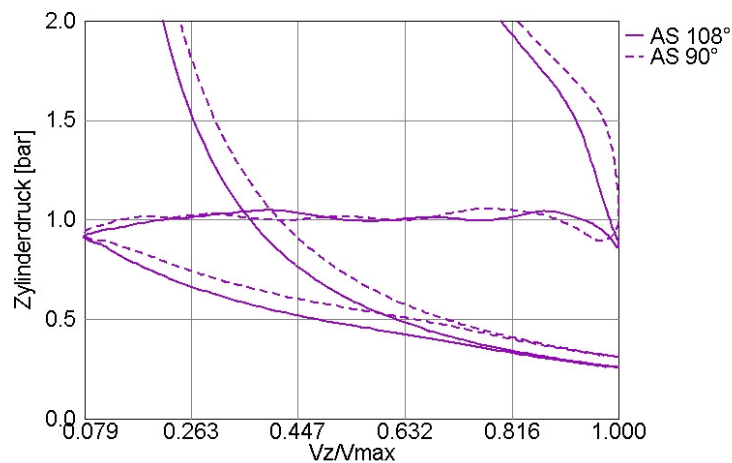


Abbildung 9.1.16: Effekt der Auslassspreizung auf das pV-Diagramm mit $\text{ÖD } 180^\circ$ und $\text{ES } 20^\circ$

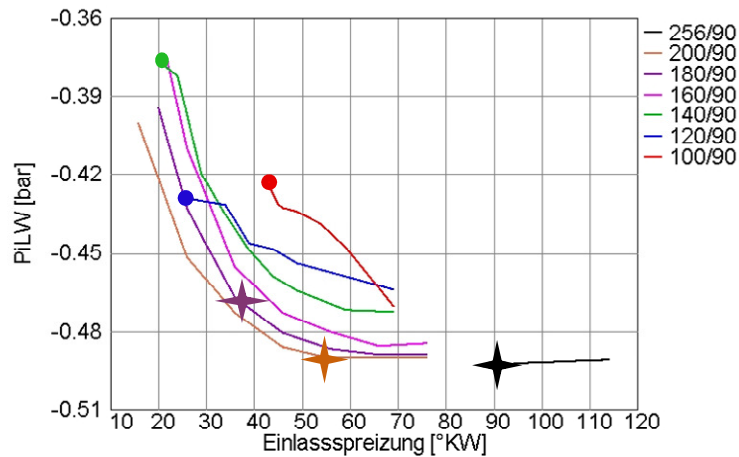


Abbildung 9.1.17: Minimal einstellbare ES für das jeweilige Hubprofil (AS 90°)

9.2 Oberer TL-Bereich

Der Betriebspunkt 2 ist bei einem Luftmassenstrom von ca. 81 kg/h mit dem Hubprofil 120/90 nicht darstellbar. Alle anderen Öffnungsdauern bis 180° können in vollentdrosseltem Betrieb eingesetzt werden (**Abbildungen 9.2.1** und **9.2.2**). Die ÖD 140° ist mit ungünstig großen Einlassspreizungen verbunden und als Folge ist das Potential zur Reduzierung der Ladungswechselarbeit eingeschränkt. Längere ÖD können dagegen mit kleineren Einlassspreizungen eingesetzt werden und sind somit für den betrachteten Betriebspunkt geeignet. Der Restgasanteil liegt auf sehr niedrigem Niveau, da der Saugrohrdruck bei EÖ hoch genug ist, um der Rückströmung des verbrannten Gases aus dem Zylinder entgegenzuwirken (**Abbildung 9.2.3**). Als Folge unterscheiden sich die verschiedenen ÖD bezüglich des Restgasanteils geringfügig.

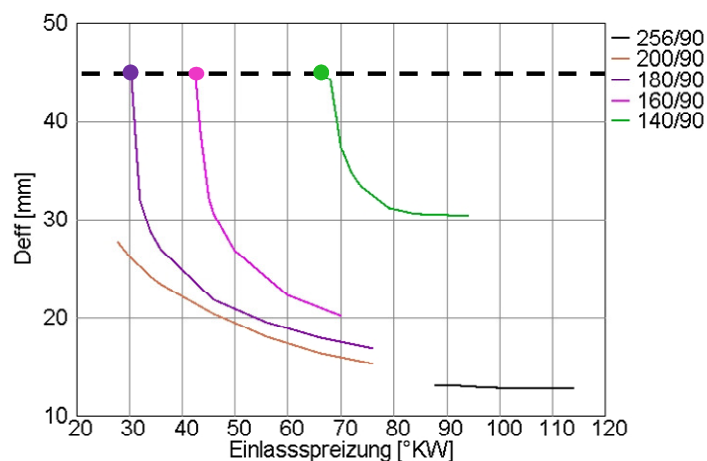


Abbildung 9.2.1: Effektiver Drosselklappendurchmesser für verschiedene ÖD und ES (AS 108°)

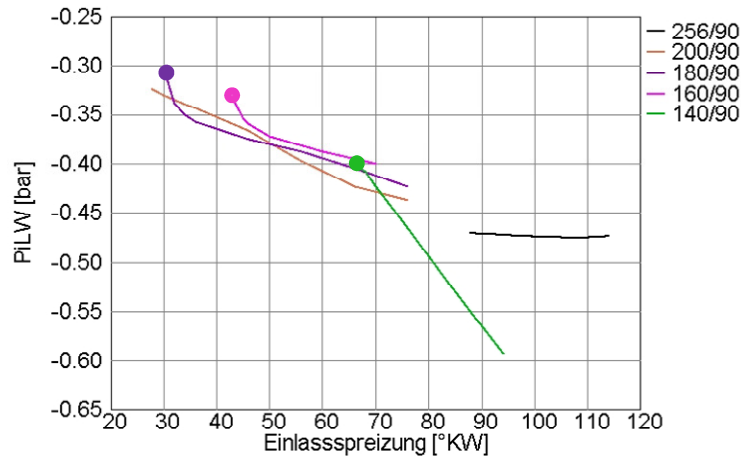


Abbildung 9.2.2: Ladungswechselerarbeit für verschiedene ÖD und ES (AS 108°)

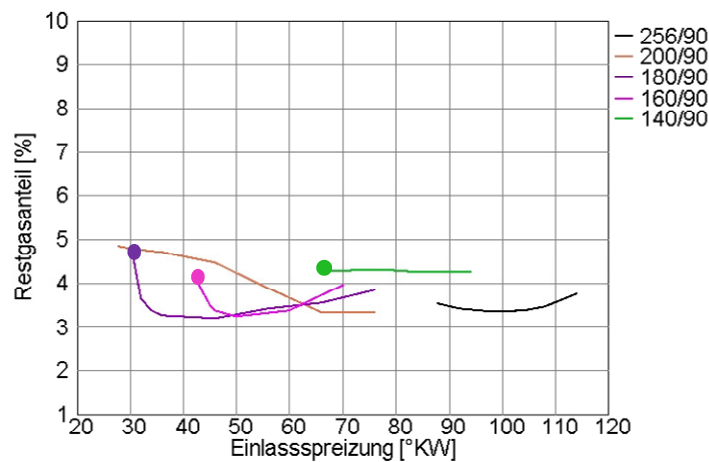


Abbildung 9.2.3: Restgasanteil für verschiedene ÖD und ES (AS 108°)

Der Anstieg der Verläufe des Restgasgehalts mit kleiner werdender ES ist wieder mit wellendynamischen Effekten verbunden. **Abbildung 9.2.4** zeigt beispielsweise den Vergleich der Wellendynamik bei zwei verschiedenen Einlassspreizungen für das Hubprofil 180/90. Der Verlauf des Saugrohrdrucks in der Überschneidung liegt für den Fall mit ES 36° etwas günstiger und führt zu einem besseren Ausspülen des Restgases aus dem Zylinder.

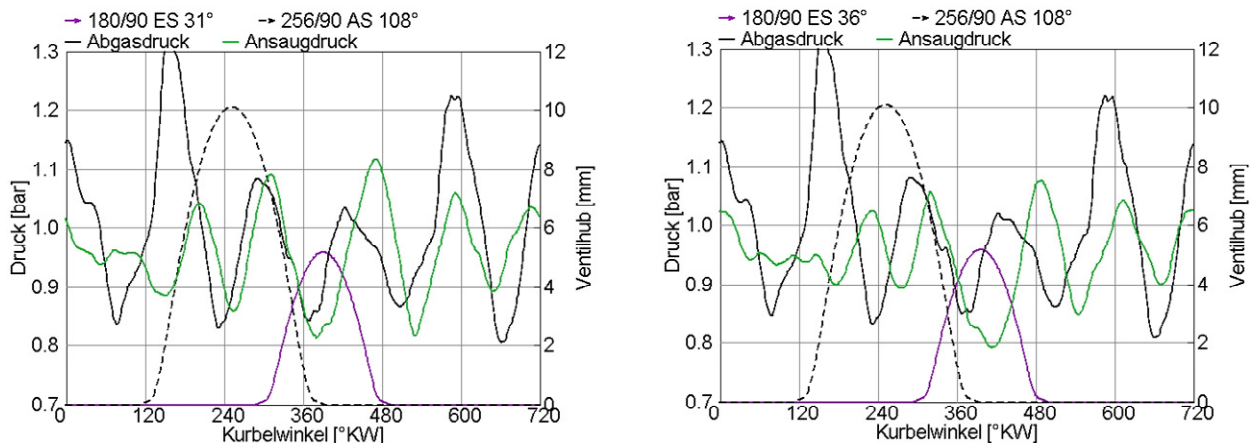


Abbildung 9.2.4: Vergleich der Niederdruckverläufe mit dem Hubprofil 180/90 und unterschiedlicher ES

In **Abbildung 9.2.5** ist das pV-Diagramm für die ÖD 180° mit vollgeöffneter Drosselklappe im Vergleich zu der Basisnocke dargestellt.

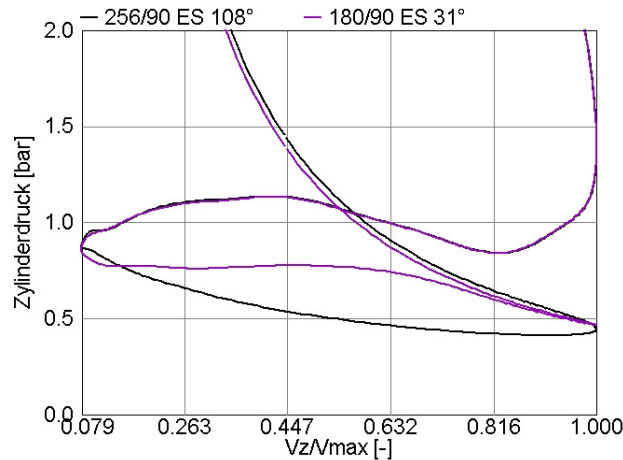


Abbildung 9.2.5: Vergleich des pV-Diagramms mit der Basis- und FES-Nocke

Die Reduzierung der Auslassspreizung auf 90° führt in diesem Betriebspunkt lediglich zu einer minimalen Erhöhung des Restgasgehaltes. Als Folge ist eine weitere Reduzierung der Ladungswechsellast begrenzt. Wie im Fall mit AS 108° zeigt sich die Öffnungsdauer 140° als zu kurz. (**Abbildungen 9.2.6, 9.2.7, 9.2.8**).

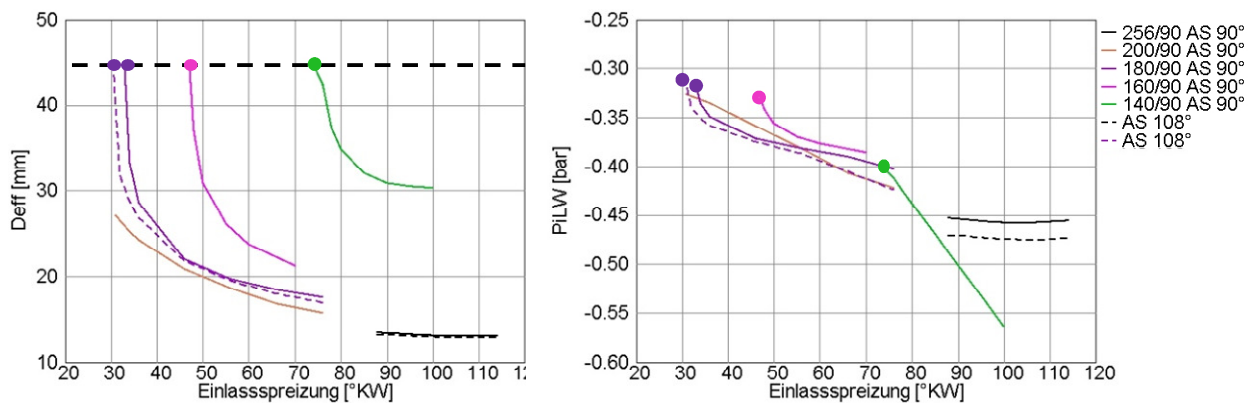


Abbildung 9.2.6: Effektiver Drosselklappendurchmesser und Ladungswechsellast für verschiedene ÖD und ES (AS 90°)

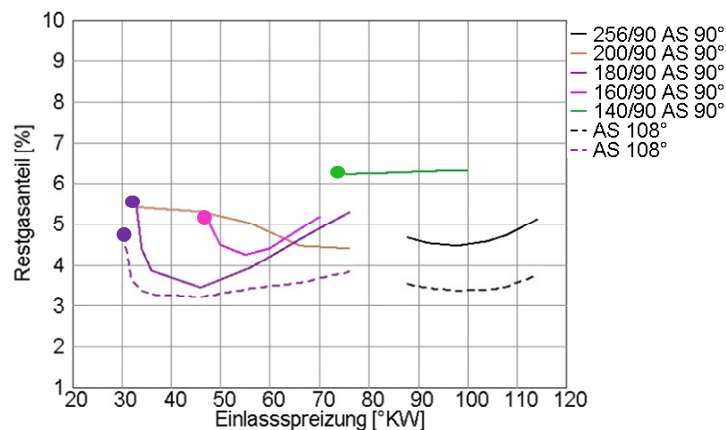


Abbildung 9.2.7: Restgasanteil für verschiedene ÖD und ES (AS 90°)

10 Effekt der maximalen Ventilbeschleunigung

In Kapitel 9 wurden verschiedene Öffnungsdauern bei gleichbleibender maximaler Ventilbeschleunigung von 90 mm/rad^2 rechnerisch untersucht. Abhängig von der Steifigkeit des Ventiltriebs und von der Kinematik der Ventilbetätigung kann dieser Wert abweichen. Deshalb wird in diesem Kapitel der Effekt einer auf 50 mm/rad^2 reduzierten Ventilbeschleunigung auf die Ladungswechselarbeit untersucht.

10.1 Unterer TL-Bereich

In **Abbildung 10.1.1** sind Pseudo-Hubprofile mit 100° und 120° ÖD und jeweils 90 und 50 mm/rad^2 a_{\max} im Vergleich dargestellt. Die Öffnungs- und Schließrampen wurden beibehalten.

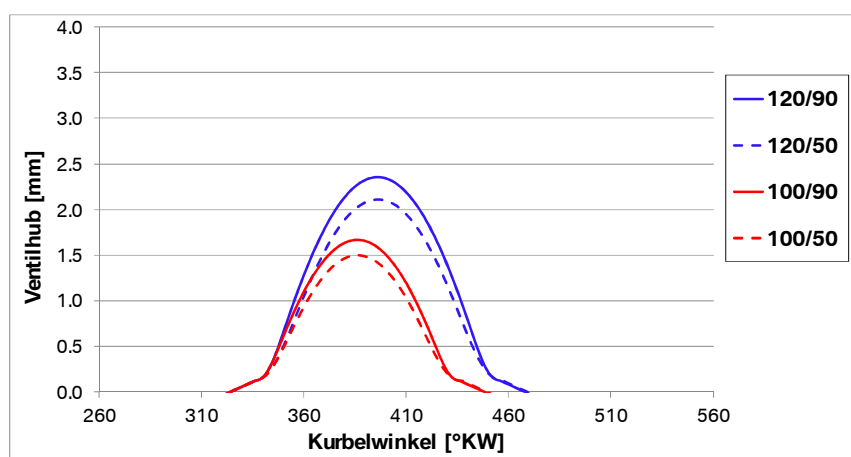


Abbildung 10.1.1: Effekt der maximalen Ventilbeschleunigung auf das Hubprofil

Aus **Abbildung 10.1.2** ist die entsprechende Ladungswechselarbeit im Betriebspunkt 1 bei gleichbleibender Frischluftmasse und Restgasanteil zu entnehmen. Zu diesem Zweck wurden Ein- und Auslassspreizung jeweils angepasst. Die Drosselklappe ist komplett geöffnet. Aufgrund der zur Erreichung der Füllung notwendigen Vergrößerung der Einlassspreizung zeigen die Profile mit reduzierter Beschleunigung etwas höhere Ladungswechselverluste. Dieses Ergebnis stimmt mit den Schlussfolgerungen der parametrischen Variation des Massenstromverlaufs von Kapitel 9 überein. **Abbildungen 10.1.3** und **10.1.4** verdeutlichen den Effekt der Abflachung des Hubprofils. Das spätere EÖ führt zu einer Verschiebung des Massenstroms am EV. Dies wirkt sich auf das Druckniveau in der ersten Einlassphase negativ aus, wobei dieser Nachteil nicht von einer Abnahme der Kompressionsarbeit kompensiert wird.

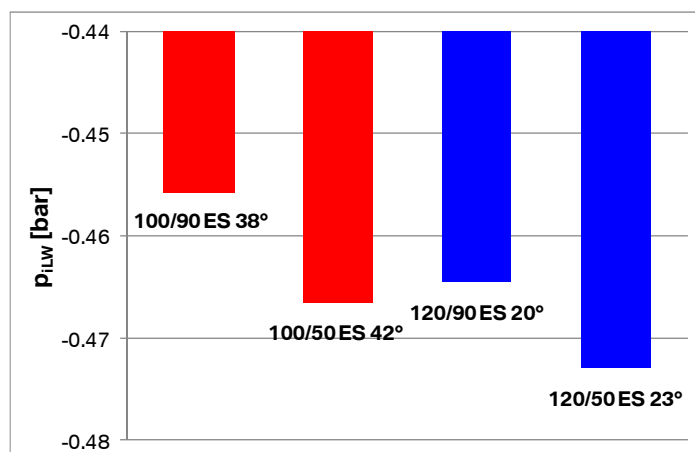
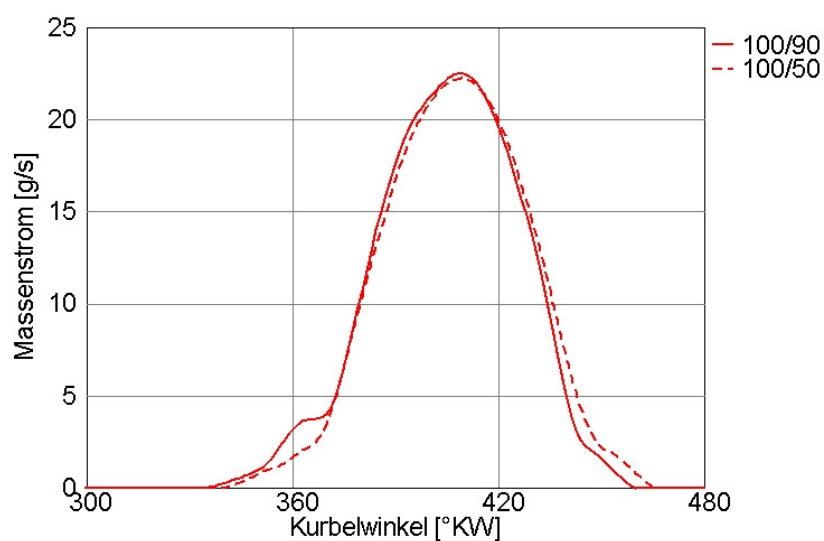
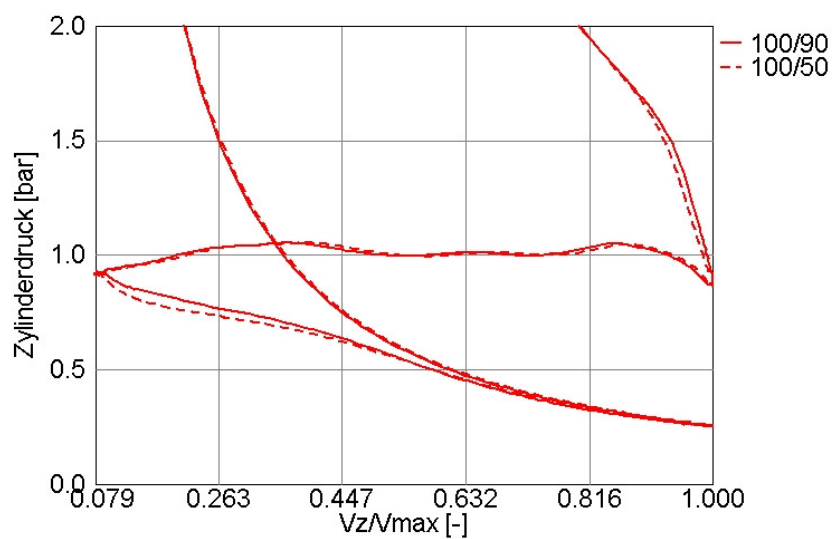


Abbildung 10.1.2: Effekt der maximalen Ventilbeschleunigung auf die Ladungswechselverluste

Abbildung 10.1.3: Massenstrom am EV mit gleicher ÖD und unterschiedlicher a_{max} Abbildung 10.1.4: pV-Diagramme mit gleicher ÖD und unterschiedlicher a_{max}

10.2 Oberer TL-Bereich

Hubprofile für vollentdrosselten Betrieb und Ergebnisse der Ladungswechselsimulation für Betriebspunkt 2 sind analog zu Betriebspunkt 1 in den **Abbildungen 10.2.1** und **10.2.2** dargestellt. Der prozentuale Effekt der Ventilbeschleunigung auf die Ladungswechselsarbeit ist hier größer (ca. 4% statt 2%). Der Vergleich der Massenströme am Einlassventil in **Abbildung 10.2.3** zeigt fürs Hubprofil 180/50 nicht nur eine Verschiebung in der späten Ansaugphase, sondern auch eine Abflachung des Massenstroms um 440° Kurbelwinkellage, wo die Kolbengeschwindigkeit ihr Maximum erreicht. Diese Abflachung hängt mit einer frühzeitigen Erreichung der Schallgeschwindigkeit am Ventilsitz aufgrund des niedrigeren Ventilhubes zusammen. Als Folge entsteht im pV-Diagramm eine schmale, aber sehr ausgedehnte Fläche, die sich prozentual stark auf die geringe Ladungswechselsarbeit von Betriebspunkt 2 auswirkt (**Abbildung 10.2.4**).

Interessanterweise unterscheiden sich die Massenströme in der ersten Ansaugphase kaum. In Abschnitt 14.5.2 wird gezeigt, dass dieses Ergebnis sich am Motorprüfstand bestätigt und welche Folgen in der Praxis daraus entstehen.

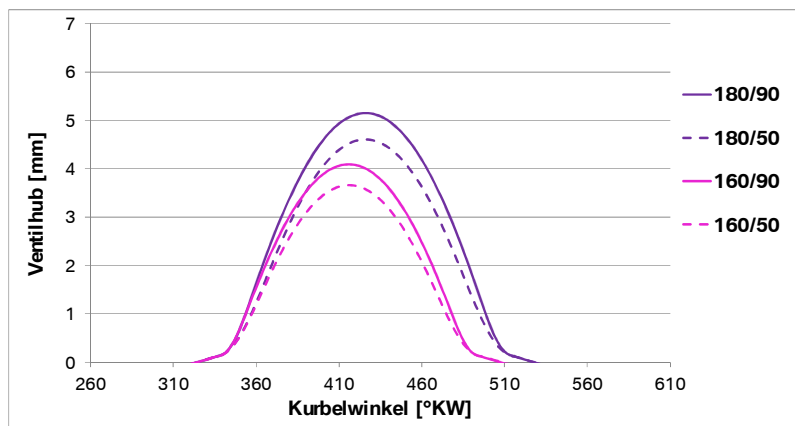


Abbildung 10.2.1: Effekt der maximalen Ventilbeschleunigung auf das Hubprofil

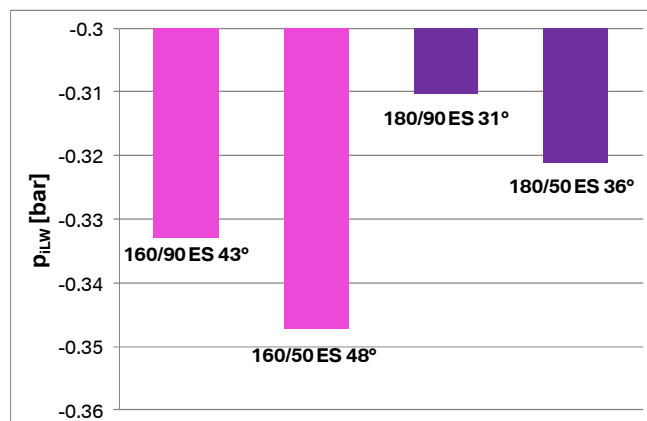


Abbildung 10.2.2: Effekt der maximalen Ventilbeschleunigung auf die Ladungswechselsverluste

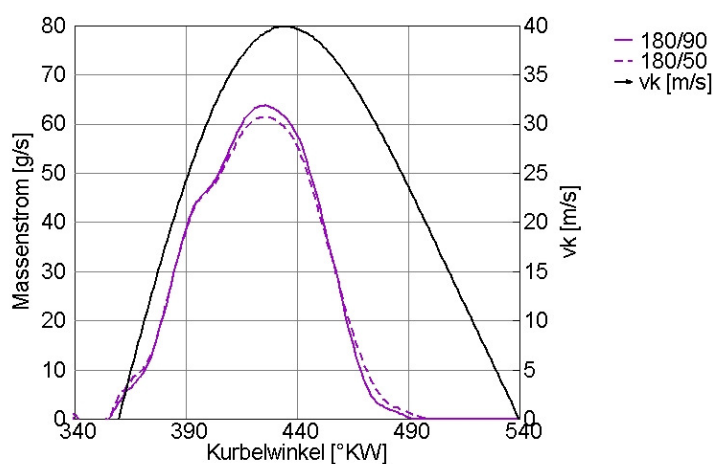


Abbildung 10.2.3: Massenstrom am EV mit gleicher ÖD und unterschiedlicher a_{\max} gegenüber der Kolbengeschwindigkeit

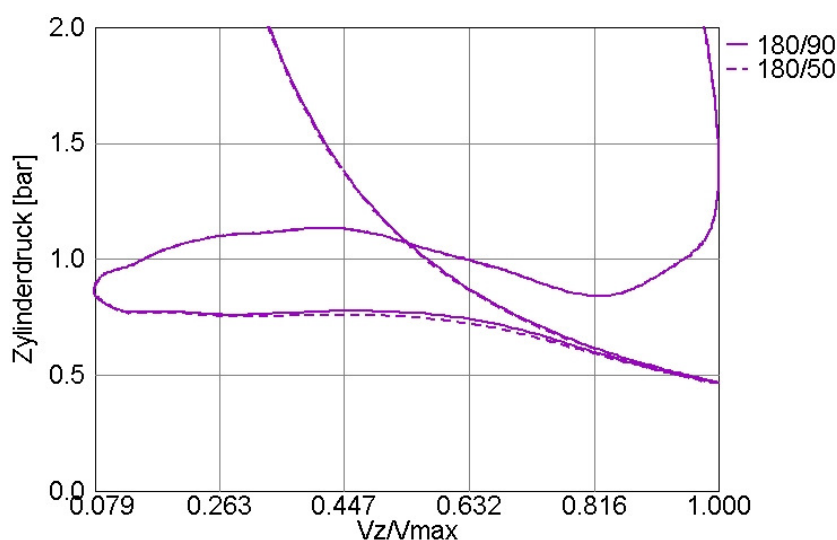


Abbildung 10.2.4: pV-Diagramme mit gleicher ÖD und unterschiedlicher a_{\max}

10.3 Beispiel an einem realen VVT

Wie in Abschnitt 8.3 bereits erwähnt, wird der Hubverlauf bei VVT-Ventiltrieben mit kleiner werdender Öffnungsdauer typischerweise flacher. In **Abbildung 10.3.1** ist ein Vergleich zwischen dem Pseudo-Hubprofil 120/90 und einem *Valvetronic*-Hubprofil mit 2.1 mm maximalem Hub dargestellt. Es handelt sich hier um Hubverläufe mit ähnlicher Öffnungsfläche, die im Betriebspunkt 1 zur Vollentdrosselung führen. Ein Vergleich bei gleicher ÖD wäre nicht zielführend, da das Valvetronic-Profil aufgrund des flacheren Verlaufs die Füllung nicht erreichen würde. Um Frischluftmasse und Restgasanteil gleich zu halten, wurden Ein- und Auslassspreizung jeweils angepasst. Das Ergebnis der Ladungswechselsimulation in **Abbildung 10.3.2** zeigt die erwartete Tendenz bezüglich Pumpverluste, wobei der Unterschied diesmal sehr gering ausfällt, da bei

dem Pseudo-Hubprofil eine etwas spätere ES aufgrund der kürzeren ÖD benötigt wird. Aus **Abbildung 10.3.3** sind die entsprechenden pV-Diagramme zu entnehmen.

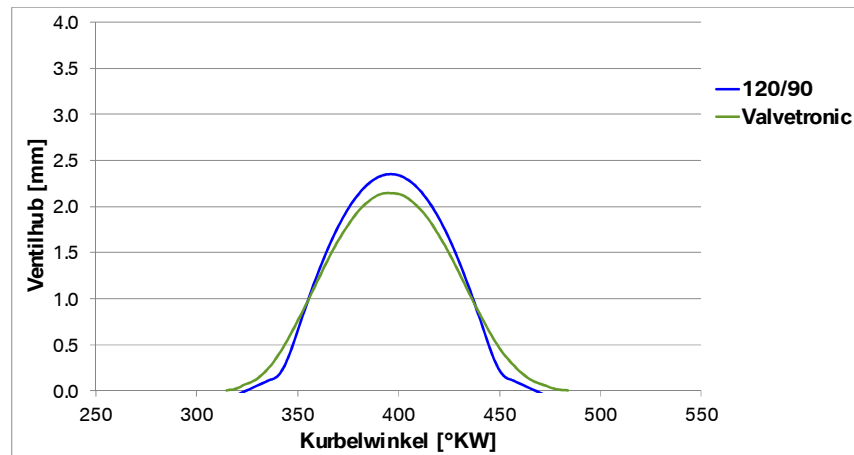


Abbildung 10.3.1: Vergleich Pseudo- und *Valvetronic*-Hubprofile bei ähnlicher Öffnungsfläche

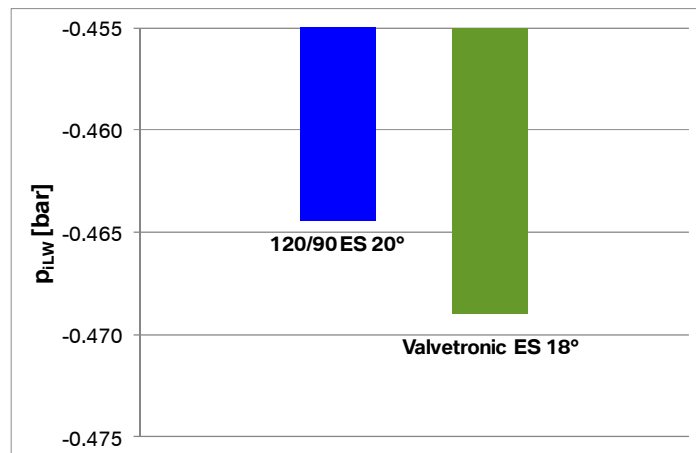


Abbildung 10.3.2: Vergleich Pseudo- und *Valvetronic*-Hubprofile hinsichtlich Ladungswechselsarbeit

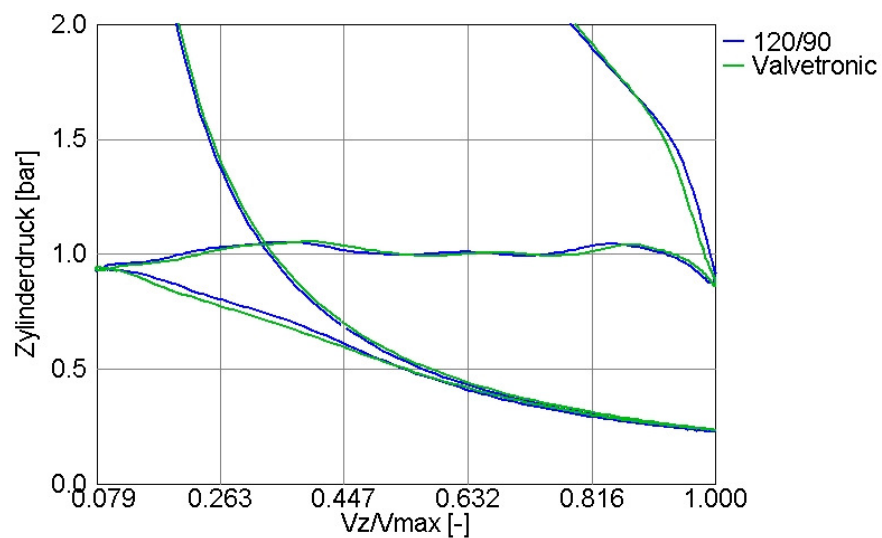


Abbildung 10.3.3: pV-Diagramme mit dem Pseudo- und *Valvetronic*-Hubprofil

Die gerade erläuterte Analyse zeigt, dass eine endgültige Bewertung des Potentials zur Reduzierung der Ladungswechselarbeit nur möglich ist, wenn die realen Ventilhubprofile bekannt sind. Die Pseudo-Hubprofile stellen für ein VVT-System tendenziell den bestmöglichen Fall dar.

11 Effekt des FES auf das Verdichtungsverhältnis

In Abschnitt 9.1 wurden die rechnerischen Ergebnisse mit mehreren Hubprofilen zur Darstellung des FES-Ansatzes im Betriebspunkt 1 dargestellt. In **Abbildung 11.1** sind Druck und Temperatur mit AS 108° bei 40° v. ZOT dargestellt. Beide Zustandsgrößen werden tendenziell niedriger, wenn der konventionelle Betrieb auf FES umgestellt wird. Auch wenn dieses Ergebnis aus der Literatur bekannt ist ([30], [32], [36], [43]), ist es nicht möglich, eine allgemeine Schlussfolgerung daraus zu ziehen, da bei gleichbleibender Luftmasse der Restgasanteil unterschiedlich ist.

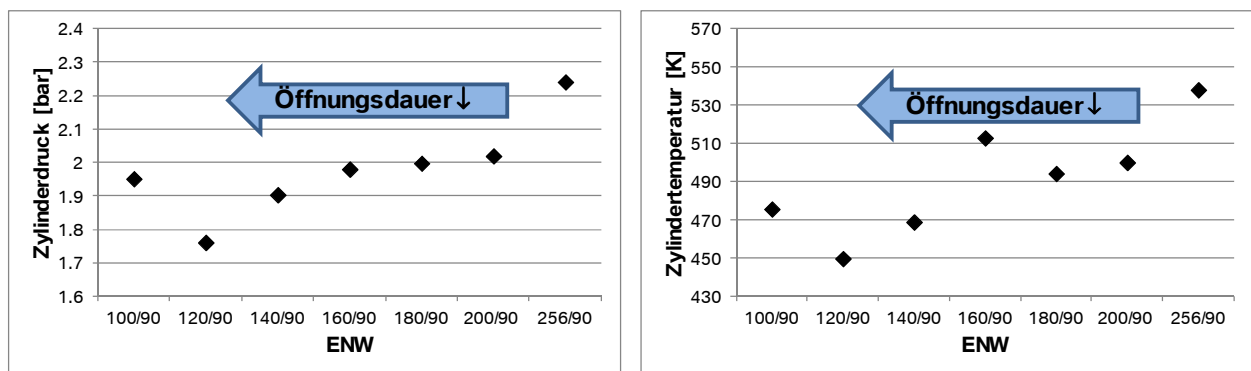


Abbildung 11.1: Zylinderdruck und Temperatur bei 40° v. ZOT mit verschiedenen ENW (Betriebspunkt 1)

Eine genaue Analyse der Auswirkung des jeweiligen Hubprofils auf das effektive Verdichtungsverhältnis kann nur auf Basis eines angepassten Ladungswechselprozesses erfolgen, bei dem Füllung und Zusammensetzung der Zylinderladung konstant bleiben. In **Abbildung 11.2** sind Ventilhubbe mit entsprechenden pV-Diagrammen dargestellt, die diese Anforderung erfüllen. Aufgrund der fehlenden Überschneidung ist die angesaugte Luftmasse mit dem Betriebspunkt 1 nicht vergleichbar, aber Ziel dieser Analyse ist lediglich, das physikalische Prinzip zu erläutern.

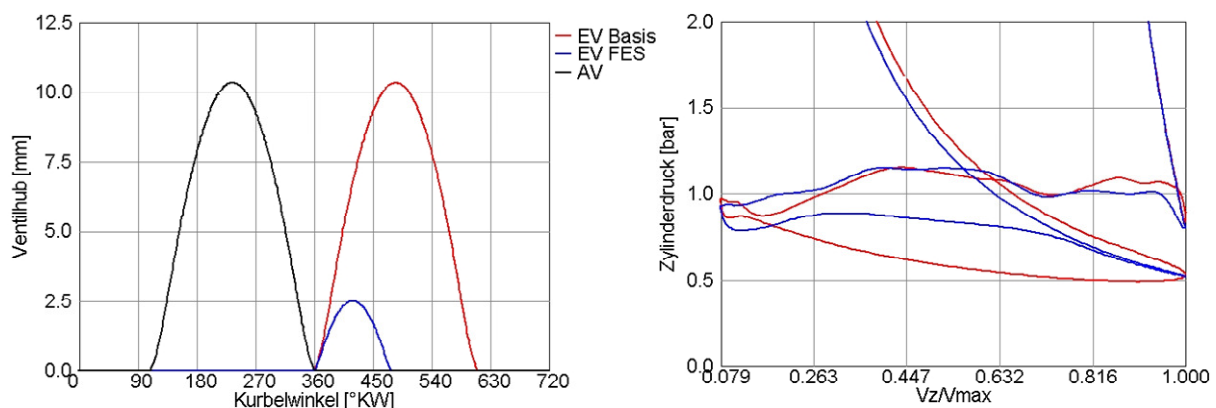


Abbildung 11.2: Hubprofile und pV-Diagramme mit dem Basis- und FES-Ansatz

Der Verlauf der Temperatur im Zylinder ist in **Abbildung 11.3** dargestellt. Unmittelbar nach EÖ sinkt die Temperatur bei beiden Nockenwellen sehr schnell, da sich frische Luft mit nahezu Umgebungstemperatur mit dem Restgas im Zylinder vermischt. Im Fall des FES-Ansatzes findet die Vermischung schneller statt, da der Massenstrom sehr hoch ist, und nach Einlass Schließt expandiert die Zylinderladung aufgrund der Volumenvergrößerung. Im LWUT erreichen Druck und Temperatur mit dem FES-Ansatz ein niedrigeres Niveau als mit der Basisnockenwelle. Ab hier wird die Ladung in beiden Fällen nach dem gleichen geometrischen Verdichtungsverhältnis komprimiert. Das nach LWUT gelegene Einlass Schließen der Basisnockenwelle spielt bei dieser Betrachtung eine untergeordnete Rolle.

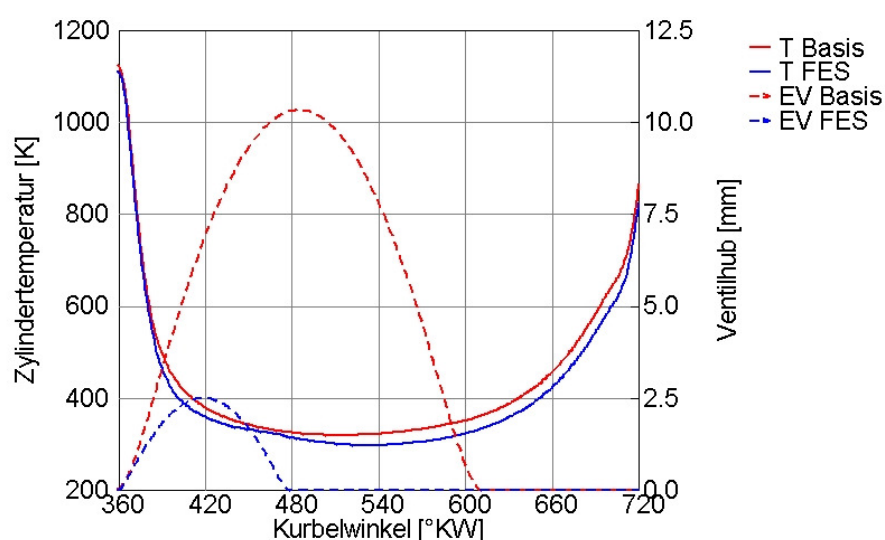


Abbildung 11.3: Ventilhübe und Temperaturverläufe mit dem Basis- und FES-Ansatz

Die geometrische Verdichtung muss beim FES in dem betrachteten Fall um 3 Punkte erhöht werden, um den Druck beim Zündzeitpunkt wieder auf das Niveau des Basishubprofils zu bringen (**Abbildung 11.4**). Aus **Abbildung 11.5** wird aber ersichtlich, dass durch diese Maßnahme die niedrigere Starttemperatur bei LWUT nicht kompensiert werden kann.

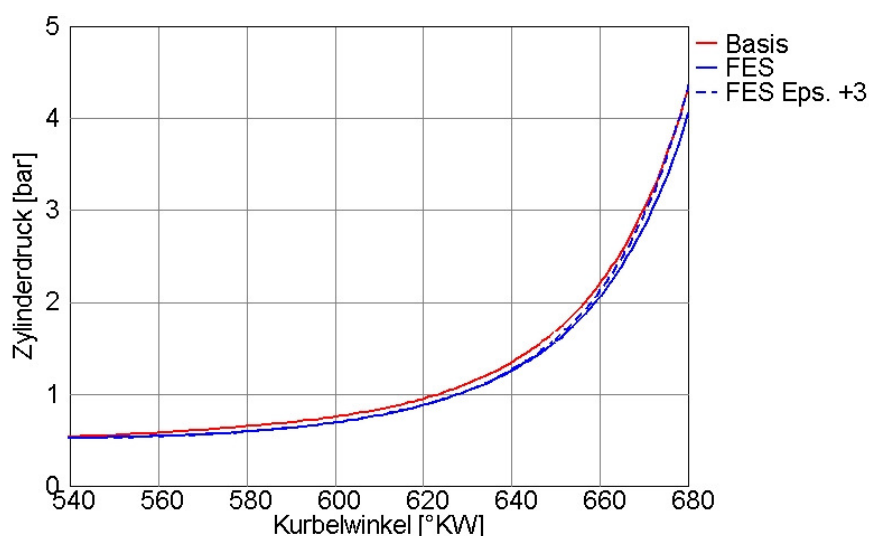


Abbildung 11.4: Effekt der Verdichtungserhöhung auf den Zylinderdruck bei FES

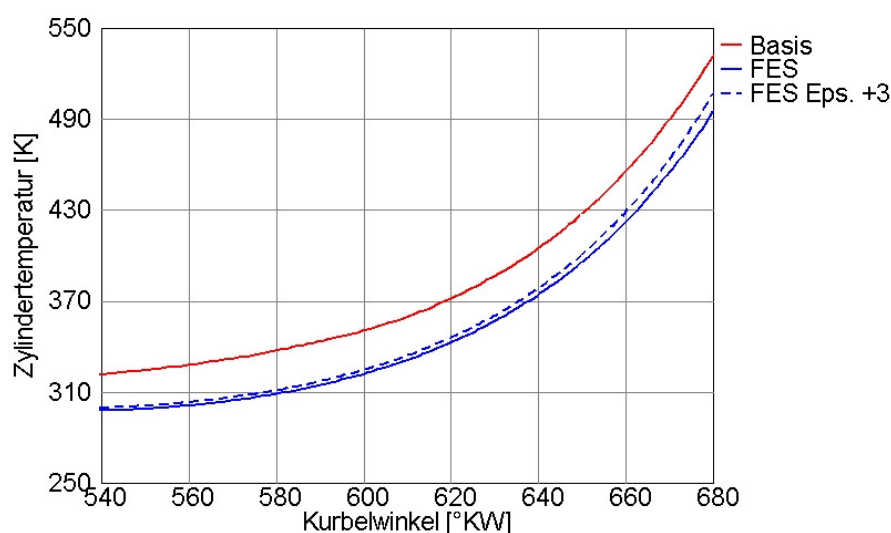


Abbildung 11.5: Effekt der Verdichtungserhöhung auf die Zylindertemperatur bei FES

Thermodynamisch betrachtet spielt der gerade beschriebene Effekt für den idealen Hochdruckwirkungsgrad keine Rolle, da die geometrische Verdichtung unverändert bleibt. Wenn die realen Gaseigenschaften und die Wandwärmeverluste berücksichtigt werden, ist der FES-Ansatz aufgrund der niedrigeren Prozesstemperaturen sogar leicht im Vorteil. Dieser Effekt spielt aber vielmehr eine Rolle für den Zündungs- und Verbrennungsprozess. Niedrigerer Druck und Temperatur im Zylinder beim ZPP führen in der Teillast zu einer Verschlechterung der Verbrennungsstabilität, was einen direkten Einfluss auf Laufruhe und Verbrauch hat.

Als Ergänzung soll eine zusätzliche Erkenntnis erwähnt werden. In Abbildung 11.2 wurde für den FES-Ansatz ein Hubprofil mit EÖ im LWOT gewählt. Eine identische Zylinderfüllung mit identischer Gaszusammensetzung kann genauso mit kürzerer ÖD in Verbindung mit späterer ES dargestellt werden. In **Abbildung 11.6** sind derartige

Hubprofile mit den entsprechenden pV-Diagrammen dargestellt. **Abbildungen 11.7** und **11.8** zeigen Druck- und Temperaturverläufe im Zylinder.

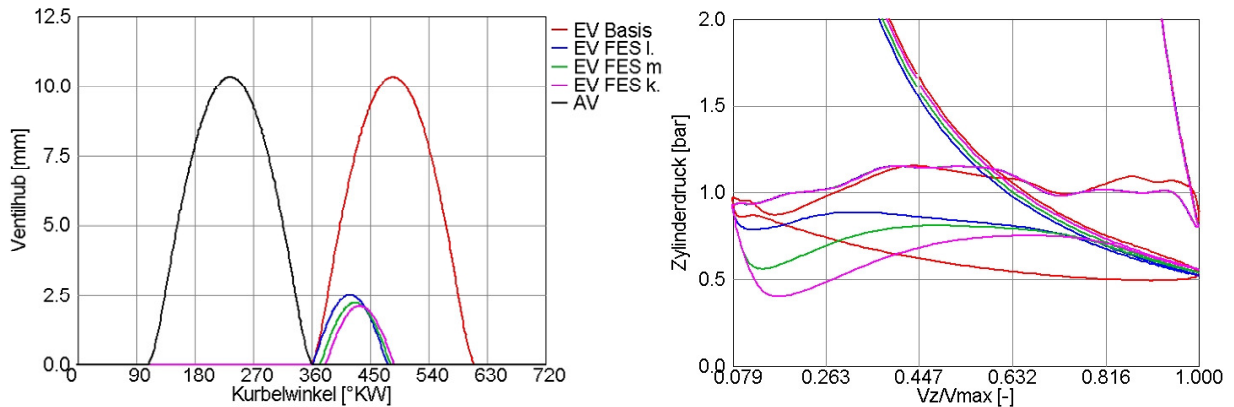


Abbildung 11.6: FES-Ventilhübe und pV-Diagramme mit unterschiedlicher Einlassspreizung und ÖD

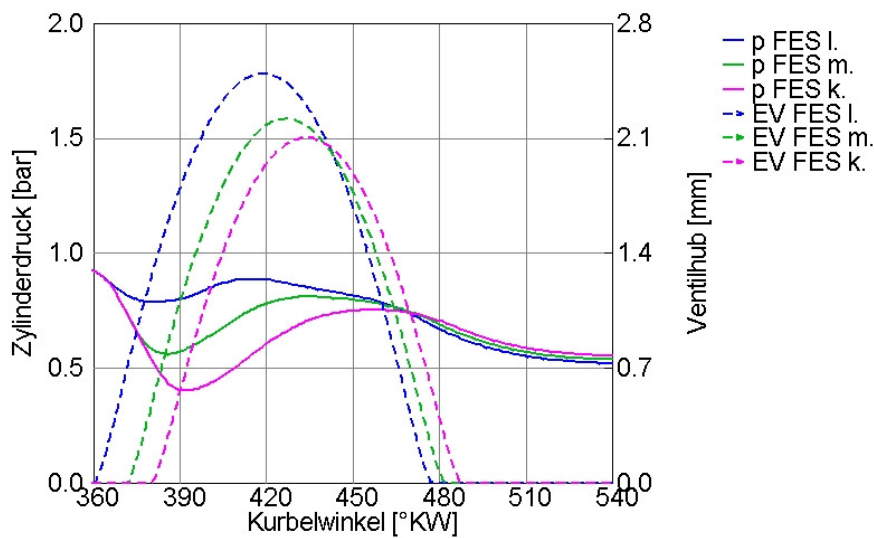


Abbildung 11.7: Zylinderdruckverläufe mit FES-Hubprofilen und unterschiedlicher ES und ÖD

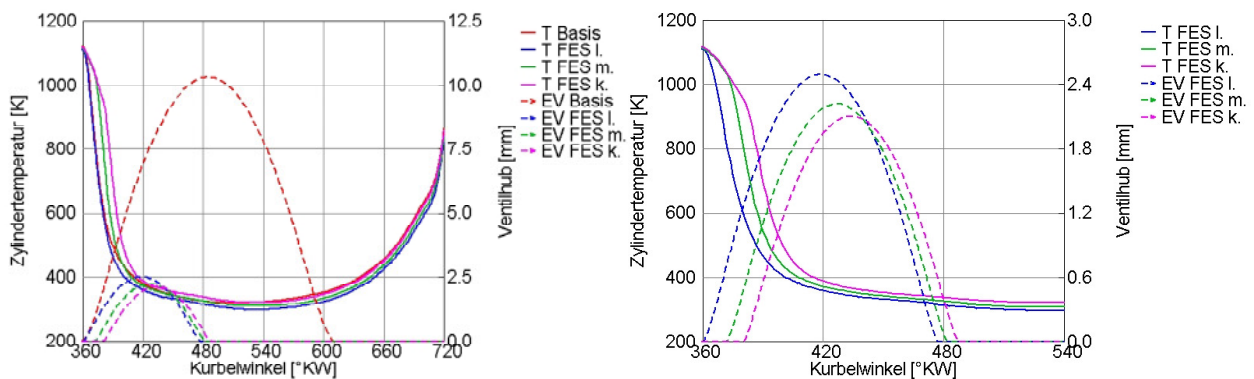


Abbildung 11.8: Zylindertemperaturverläufe mit FES-Hubprofilen und unterschiedlicher ES und ÖD

Die Simulation zeigt, dass Druck und Temperatur beim ZZZP mit einer kürzeren Öffnungsdauer in Verbindung mit einer späteren Einlassspreizung wieder angehoben werden können. Nach dem LWOT sinkt der Druck im Brennraum, solange die Einlassventile geschlossen bleiben. Aus dem folgenden steilen Massenstrom ergibt sich

aber nach Einlass Öffnet ein Druckanstieg, der zu einem weniger ausgeprägten Abfall der Zylindertemperatur führt. Für ein besseres Verständnis soll die Temperatur im Zylinder basierend auf den mit GT-Power gerechneten Zylinderdruck- und Zylinderfüllungsverläufen nachgerechnet werden. Ausgehend von der thermischen Zustandsgleichung:

$$T_{Zyl} = \frac{1}{R_s} \frac{p_{Zyl}}{\rho_{Zyl}} \quad \text{Gl. 11.1}$$

nach Differenzierung und Umformung, ergibt sich:

$$\frac{dT_{Zyl}}{d\varphi} = \frac{1}{R_s} \left(\frac{dp_{Zyl}}{d\varphi} \frac{1}{\rho_{Zyl}} \right) - \frac{1}{R_s} \left(\frac{1}{\rho_{Zyl}^2} \frac{d\rho_{Zyl}}{d\varphi} p_{Zyl} \right) - \frac{p_{Zyl}}{\rho_{Zyl}} \frac{1}{R_s^2} \frac{dR_s}{d\varphi} \quad \text{Gl. 11.2}$$

Die Gleichung 11.2 kann in kompakter Form dargestellt werden:

$$\frac{dT_{Zyl}}{d\varphi} = dT_1 + dT_2 + dT_3 \quad \text{Gl. 11.3}$$

wobei:

$$dT_1 = \frac{1}{R_s} \left(\frac{dp_{Zyl}}{d\varphi} \frac{1}{\rho_{Zyl}} \right) \quad \text{Gl. 11.4}$$

$$dT_2 = - \frac{1}{R_s} \left(\frac{1}{\rho_{Zyl}^2} \frac{d\rho_{Zyl}}{d\varphi} p_{Zyl} \right) \quad \text{Gl. 11.5}$$

$$dT_3 = - \frac{p_{Zyl}}{\rho_{Zyl}} \frac{1}{R_s^2} \frac{dR_s}{d\varphi} \quad \text{Gl. 11.6}$$

In **Abbildung 11.9** sind die Verläufe der drei Glieder der Gleichung 11.3 für das kürzere und längere FES-Hubprofil dargestellt. Berücksichtigt wurde lediglich der Kurbelwinkelbereich von EÖ bis zum Zeitpunkt, bei dem mit beiden Hubprofilen die Einlassventile wieder geschlossen sind (490°). Ab diesem Zeitpunkt wirkt sich die Kolbenbewegung auf Druck und Temperatur für beide Fälle gleich aus. Der ausgeprägte Druckanstieg nach EÖ führt bei der kürzeren Öffnungsdauer zu einem Anstieg von dT_1 , während dT_2 und dT_3 einen ähnlichen Verlauf wie „FES lang“ aufweisen.

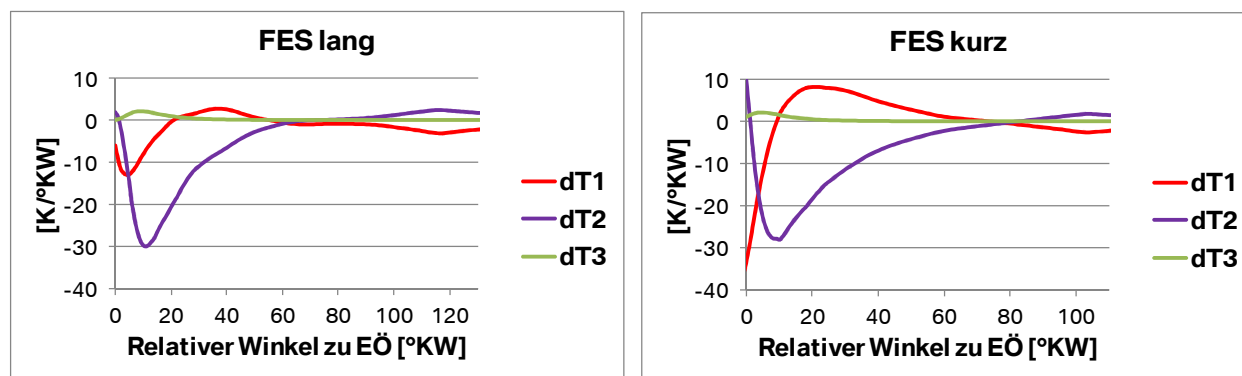


Abbildung 11.9: Verlauf von dT_1 , dT_2 , dT_3 für die kürzere und längere FES-Variante

Das Aufintegrieren der drei Verläufe ergibt, dass dT_1 für den niedrigeren Temperaturabfall mit der kürzeren ÖD verantwortlich ist (**Abbildung 11.10**). Dieser Effekt überkompensiert die Temperaturabsenkung, die aufgrund der Expansion im Zylinder zwischen LWOT und EÖ stattfindet.

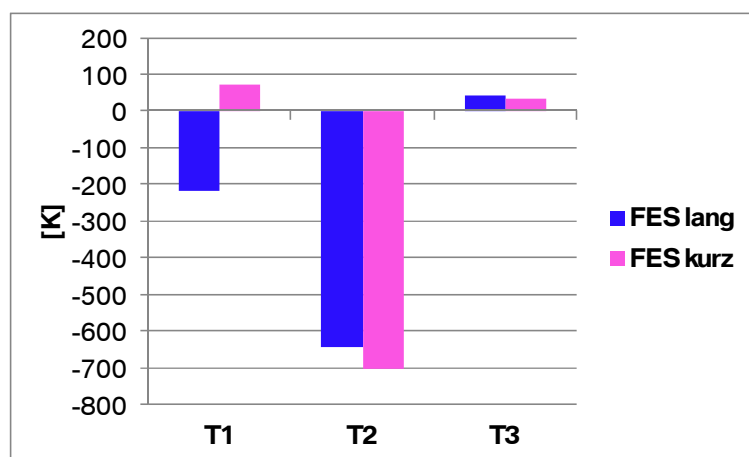


Abbildung 11.10: Gesamteffekt von dT_1 , dT_2 , dT_3 auf die Zylindertemperatur

Dieses Ergebnis suggeriert die Schlussfolgerung, dass kürzere Öffnungsdauern einen Vorteil hinsichtlich effektiverer Verdichtung generieren können. Dem Verfasser ist ein ähnliches Ergebnis aus der Literatur nicht bekannt, da die Analyse typischerweise mit EÖ im LWOT durchgeführt wird.

In **Abbildung 11.11** sind die pV-Diagramme für reale Hubprofile mit einer ÖD von 90° und 140° dargestellt. Zur Erreichung eines gleichen Restgasanteils wurde die AS angepasst. Bei gleicher Zylinderladung erreicht die kürzere Öffnungsdauer einen höheren Kompressionsdruck. In Rahmen der vorliegenden Arbeit war eine allgemeine Überprüfung des gerade erläuterten Phänomens nicht möglich, in Kapitel 14 wird aber ein experimentelles Ergebnis für den Betriebspunkt 1 vorgestellt.

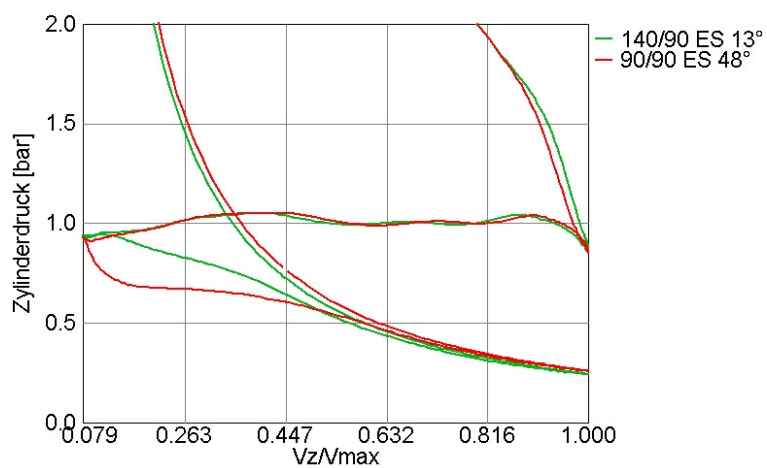


Abbildung 11.11: pV-Diagramme mit FES-Hubprofilen und unterschiedlicher ÖD

12 Optimierung der Verbrennung

Motoren für Motorräder weisen in der Regel eine hohe spezifische Leistung auf und decken im Vergleich zum PKW eine breitere Drehzahlspanne ab. Die Auslegung der Füllungsorgane ist daher wenig an den Teillastbetrieb orientiert. Die Einlasskanäle sind meistens als „Füllungskanäle“ konzipiert und das Strömungsfeld in den Einlasskanälen wird in der Teillast von der sehr nah positionierten Drosselklappe erheblich beeinflusst (**Abbildung 12.1**). Als Folge ist die übliche Auslegung der Ladungsbewegung im Zylinder allein durch die Kanalgestaltung nicht ausreichend [33].

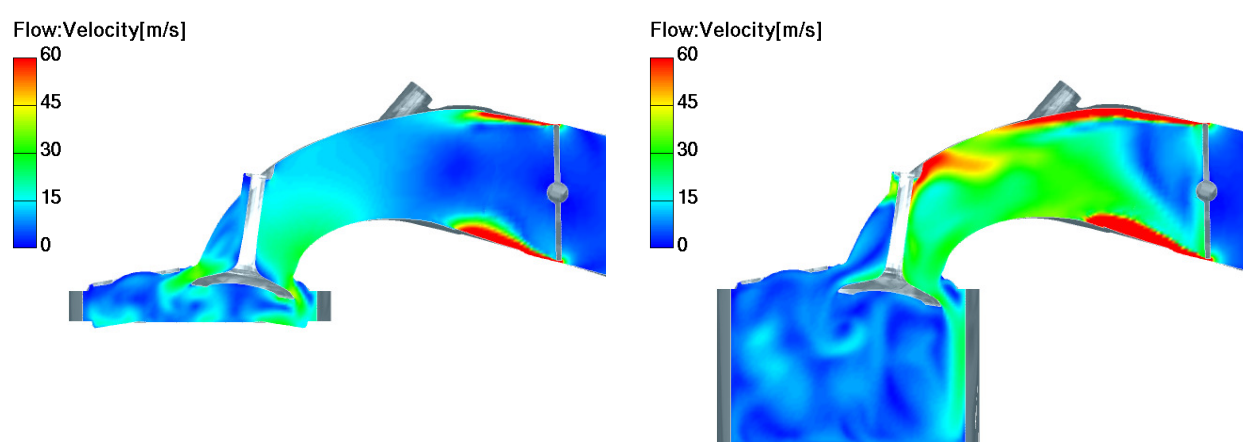


Abbildung 12.1: Strömungsfeld im Einlasskanal und Zylinder im Betriebspunkt 1
(links 40°, rechts 120° n. LWOT) und Basisnockenwelle

Falls ein Leerlaufsystem zum Einsatz kommt, kann der Luftmassenstrom bei leerlaufnahen Bedingungen durch ein Bypass-Rohr in Richtung eines einzelnen Einlassventils eingeblasen werden. Die daraus entstehende gerichtete Ladungsbewegung im Zylinder unterstützt die Gemischaufbereitung und den Brennverlauf. Allerdings tendiert die aktuelle Entwicklung zu EGAS-Drosselklappen, wobei die Leerlaufregelung von der Klappe selbst übernommen wird und ein zusätzliches Leerlaufsystem entfallen kann. In diesem Abschnitt sollen verschiedene Maßnahmen erläutert werden, die am Referenzmotor zur Unterstützung der Verbrennung in Verbindung mit konventionellen Ventilhubprofilen untersucht wurden.

12.1 Anpassung der Ventilüberschneidung

Eine oft angewendete Maßnahme zur Verbesserung der Verbrennungsstabilität ist die Verkleinerung der Ventilüberschneidung, welche zu einer Reduzierung des Restgasanteils führt. **Abbildung 12.1.1** zeigt den Effekt auf die Laufruhe im

Betriebspunkt 1. Dieser Ansatz ist nicht möglich, sobald lange Ventilsteuerzeiten zur Erreichung der Nennleistung benötigt werden. Die notwendige Vergrößerung der Einlass- und Auslassspreizung würde zu einem ineffizienten Ladungswechselfvorgang führen. Auch bei kürzeren Ventilsteuerzeiten, die mehr Spielraum hinsichtlich der Spreizungseinstellung bieten, bedeutet eine kleinere Überschneidung in der Regel eine eingeschränkte Ausnutzung der Wellendynamik und damit auch geringere Leistungsdichte.

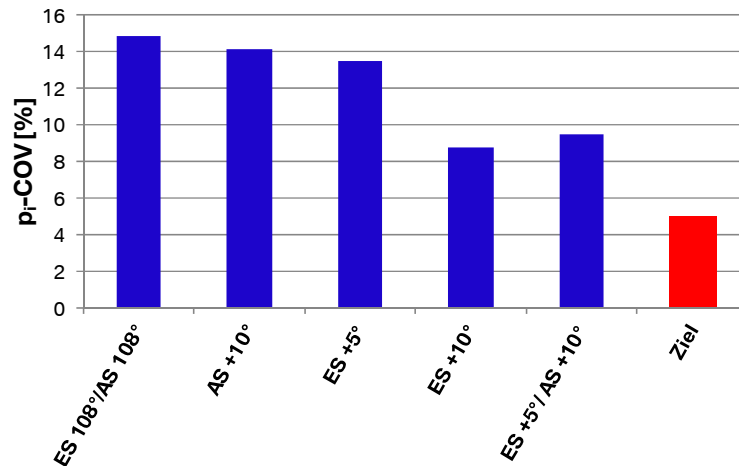


Abbildung 12.1.1: Effekt der Ventilüberschneidung auf die Laufruhe im Betriebspunkt 1

12.2 Anpassung des Ansaugvolumens

In Abschnitt 7.2 wurde der Mechanismus zur Restgasbildung aus dem Einlasskanal im unteren TL-Bereich beschrieben. Eine Maßnahme zur Verringerung der Rückströmung vom Abgas in den Einlasskanal stellt die Verkleinerung des Ansaugvolumens dar. Als Folge steigt der Druck nach Einlass Schließt schneller an (**Abbildung 12.2.1**) und das Druckgefälle zwischen Zylinder und Saugrohr wird geringer.

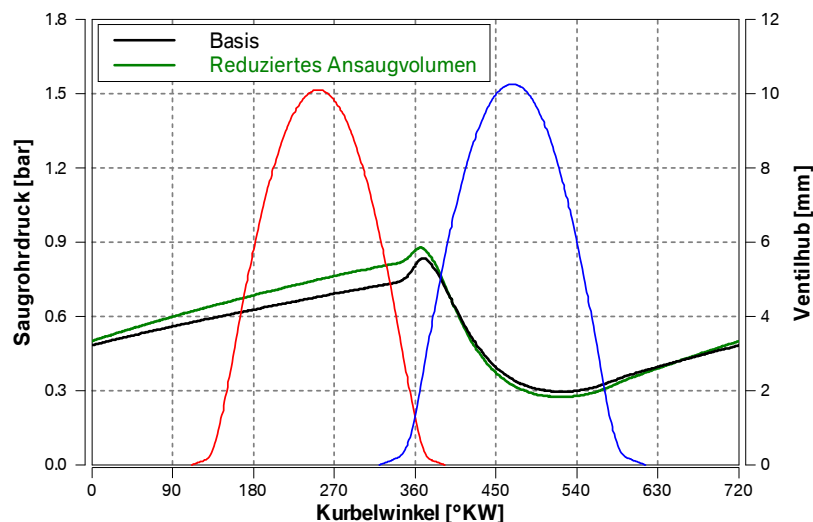


Abbildung 12.2.1: Effekt des Ansaugvolumens auf den Saugrohrdruck (Betriebspunkt 1)

Abbildung 12.2.2 zeigt die Auswirkung auf Laufruhe und spezifischen Verbrauch durch die Volumenreduzierung. Mit dem niedrigeren Restgasgehalt sinken die Zyklenschwankungen und als Folge kann eine frühere Schwerpunktlage der Verbrennung eingestellt werden. Dadurch wird eine deutliche Verbrauchsabsenkung erreicht, auch wenn die Reduzierung des Restgasanteils tendenziell mit einem höheren Ladungswechselverlust verbunden ist.

Das Volumen nach Drosselklappe kann aber nicht unbegrenzt klein werden, da ein minimaler Durchmesser für die Einlasskanäle nicht unterschritten werden soll und zudem Platz für den Injektor benötigt wird.

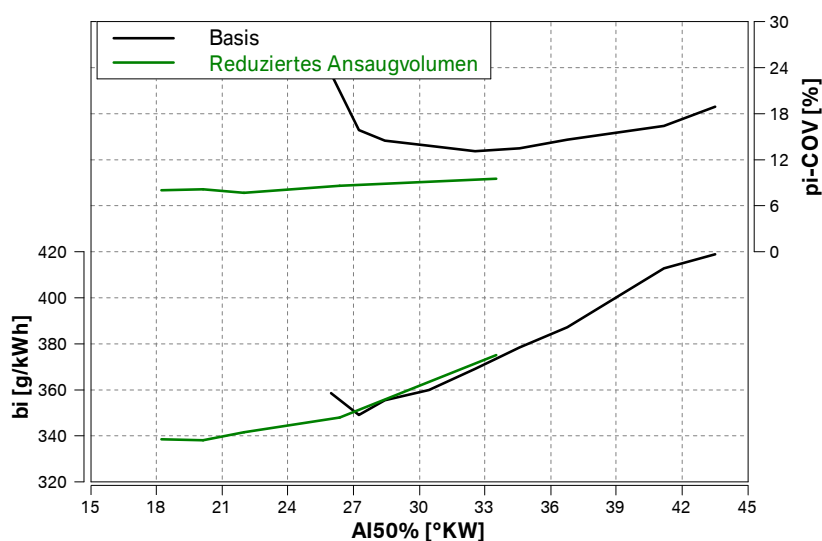


Abbildung 12.2.2: Effekt des Ansaugvolumens auf Verbrauch und Laufruhe im Betriebspunkt 1

12.3 Lufteinspeisung

Die sogenannte Lufteinspeisung ist ein Bypass-Rohr, das nahe am Ventilsitz einen Einlasskanal mit dem Reinluftbereich vor der Drosselklappe verbindet. Bei kleinen Drosselklappenwinkeln strömt ein Teil der frischen Luft mit hoher Geschwindigkeit durch das Rohr und sorgt mit hohem Impuls für eine Verstärkung der Ladungsbewegung. Diese Lösung kam bei PKW-Motoren von BMW schon Ende der Neunziger zum Einsatz [44]. Abhängig von dem minimalen Rohrdurchmesser (und daher von seiner Drosseleigenschaft) wird in der unteren Teillast unter Umständen ein Ventil zur Begrenzung des Luftmassenstroms benötigt. In **Abbildung 12.3.1** ist ein CFD-Ergebnis des Strömungsfelds im Ventilsitzbereich im Betriebspunkt 1 dargestellt. Mit dem hier betrachteten 1.7 mm Rohrdurchmesser kann am Referenzmotor der ganze Teillastbereich ohne Regelventil abgedeckt werden.

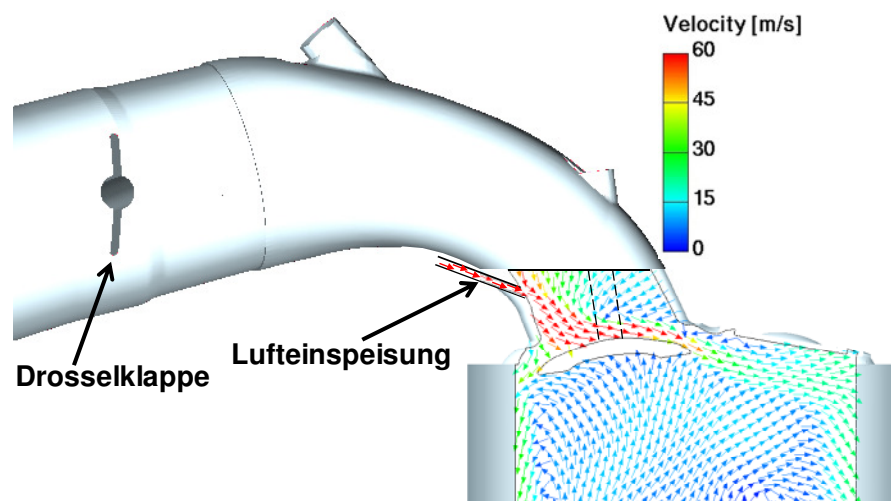


Abbildung 12.3.1: CFD-Simulation der Lufteinspeisung im Betriebspunkt 1

Im simulierten Fall entsteht nur ein geringer Anteil ($\approx 5\%$) des gesamten Luftmassenstroms an den Einlassventilen aus der Lufteinspeisung. Die mittlere Austrittsgeschwindigkeit am Rohr liegt aber mehrfach höher als am Einlassventil und sorgt für Drallbildung (**Abbildung 12.3.2**). Theoretisch wäre bei der Ladungsbewegung auch eine Tumble-Komponente zu erwarten, aber die CFD-Simulation zeigte, dass die Bildung eines Tumble-Wirbels von der Geometrie des Referenzmotors nicht unterstützt wird (**Abbildung 12.3.3**).

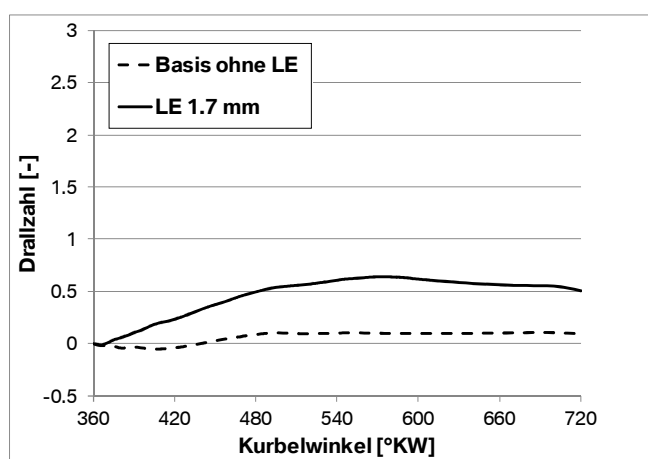


Abbildung 12.3.2: Gerechneter Drallverlauf ohne und mit Lufteinspeisung (Betriebspunkt 1)

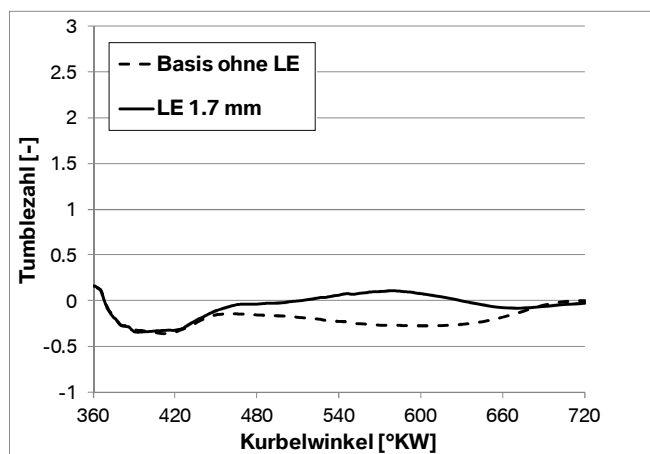


Abbildung 12.3.3: Gerechneter Tumbleverlauf ohne und mit Lufteinspeisung (Betriebspunkt 1)

In **Abbildung 12.3.4** ist der Effekt der Lufteinspeisung auf das Brennverfahren im Betriebspunkt 1 für zwei verschiedene Rohrdurchmesser dargestellt. Durch die verbesserte Stabilität kann eine frühere Lage der Verbrennung eingestellt werden. Darüber hinaus führt die Variante mit 4 mm Durchmesser zu einer weiteren Verbesserung der Laufruhe und zu einem noch schnelleren Brennvorgang, was ein zusätzliches Verbrauchspotential mitbringt.

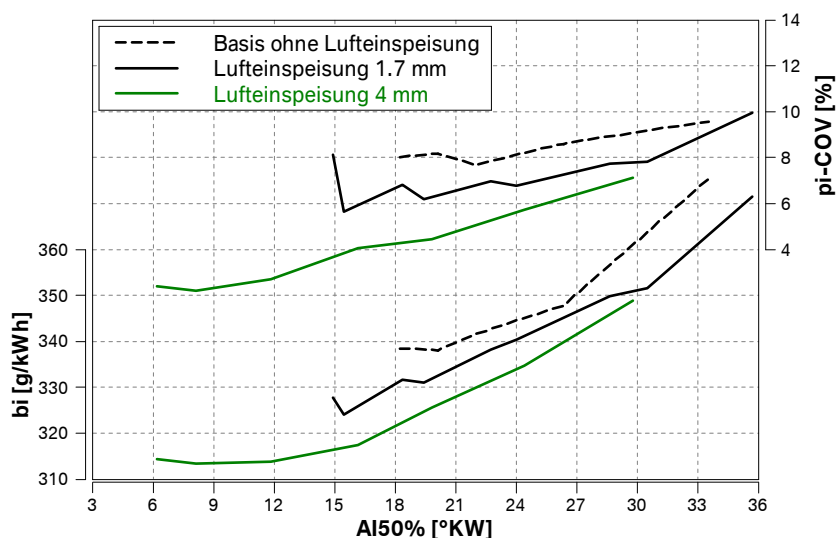


Abbildung 12.3.4: Effekt der Lufteinspeisung auf Verbrauch und Laufruhe im Betriebspunkt 1

Im Betriebspunkt 2 steht die Drosselklappe weiter offen und die Druckdifferenz zwischen Reinluftbereich und Ansaugvolumen wird dementsprechend geringer. Als Folge reduziert sich der Anteil des Luftmassenstroms durch das Bypass-Rohr. Die Verbrennungsstabilität liegt ohne spezifische Maßnahmen schon auf sehr gutem Niveau und der Effekt der Lufteinspeisung wird daher gering.

12.4 Drallklappe

Die Drallklappe verschließt einen Einlasskanal und sorgt dadurch für eine Drallbildung im Zylinder. In **Abbildung 12.4.1** ist eine Ausführung mit Schieber dargestellt, deren Vorteil in der geringen Vergrößerung des Ansaugvolumens besteht. Bei geschlossener Klappe erfolgt die Einspritzung des Kraftstoffs in der Regel weiterhin in beiden Einlasskanälen, wobei aber nur eine geringe Luftmasse durch den geschlossenen Kanal strömt. Das wirkt sich nachteilig auf die Gemischbildung aus und führt typischerweise zu erhöhten CO-Emissionen.

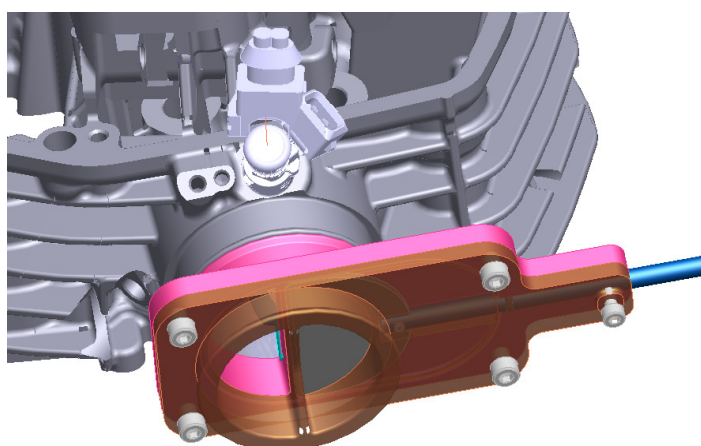


Abbildung 12.4.1: Drallklappe als Schieberlösung

Abbildung 12.4.2 zeigt den Effekt der Drallklappe auf das Brennverfahren im Betriebspunkt 1. Aufgrund der verbesserten Verbrennungsstabilität ist eine frühere Schwerpunktlage der Verbrennung einstellbar und der Kraftstoffverbrauch sinkt um 4%.

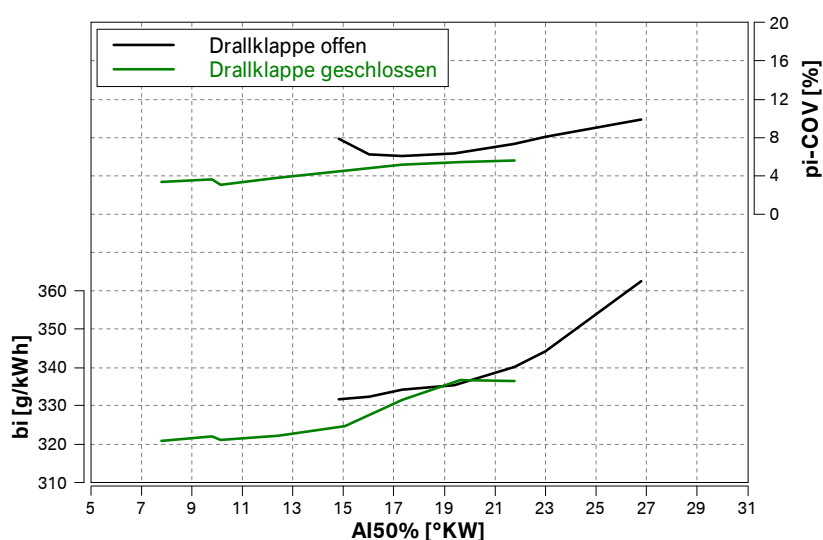


Abbildung 12.4.2: Effekt der Drallklappe auf Verbrauch und Lafruhe im Betriebspunkt 1

Abbildungen 12.4.3 und **12.4.4** zeigen den Effekt der Drallklappe in der mittleren und oberen Teillast bei 3250/min. Ab 3 bar Mitteldruck ist ohne Drallklappe eine nahezu

optimale Lage der Verbrennung möglich und der Vorteil des schnelleren Brennvorgangs gleicht sich mit dem gleichzeitigen Anstieg der Ladungswechselverluste und der CO-Emissionen aus.

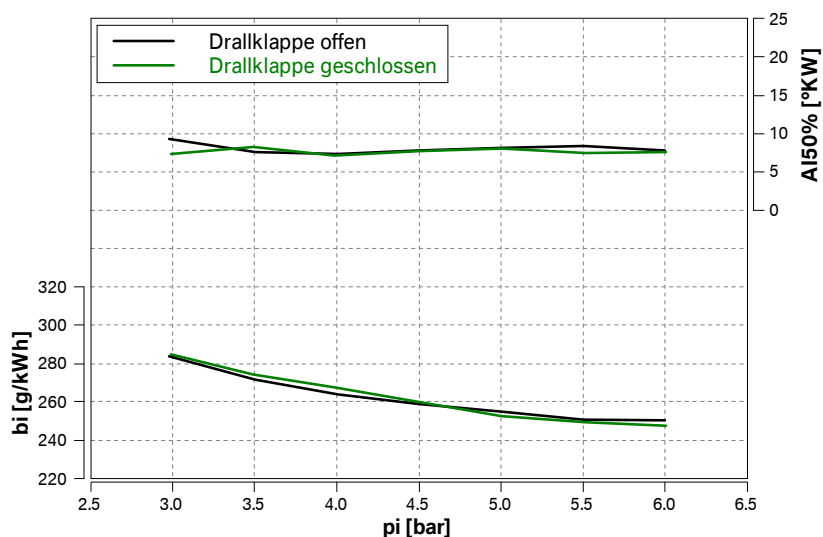


Abbildung 12.4.3: Effekt der Drallklappe auf Verbrennungslage und Laufruhe (Lastschnitt, 3250/min)

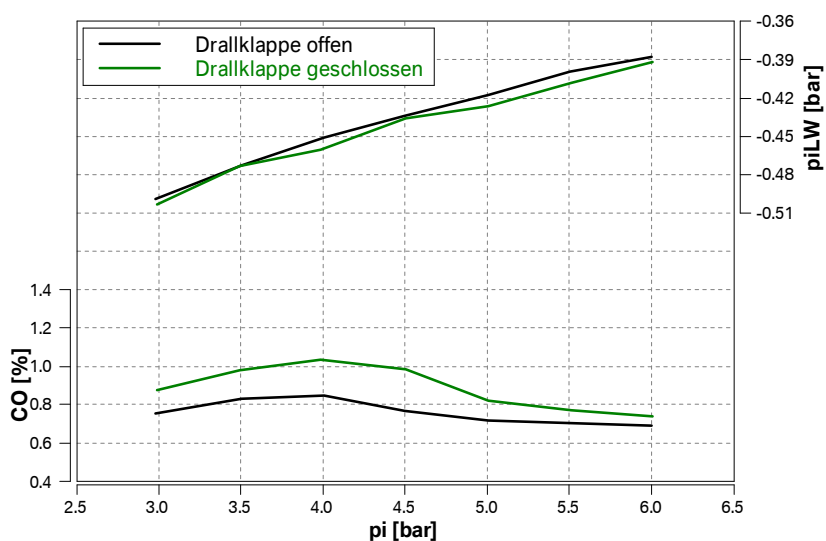


Abbildung 12.4.4: Effekt der Drallklappe auf Ladungswechselarbeit und CO-Emissionen (Lastschnitt, 3250/min)

Der grundsätzliche Nachteil der Drallklappe besteht in einer kaum vermeidbaren Vergrößerung des Ansaugvolumens. Diese beträgt bei der in Abbildung 12.4.1 dargestellten Ausführung ca. + 38 % und liegt in der gleichen Größenordnung wie im Ansaugvolumenvergleich in Abbildung 12.2.2. Nur durch gleichzeitigen Einsatz der 1.7 mm Lufteinspeisung konnte der Referenzverbrauch in Abbildung 12.4.2 auf ca. 330 g/kWh eingestellt werden. Durch eine in die Drosselklappe integrierte Lösung dürfte die Volumenvergrößerung etwas geringer ausfallen. Dem Anstieg der Ladungswechselverluste mit steigender Last könnte man durch eine Zwischenstellung

des Schiebers entgegenwirken, wobei dieser Ansatz mit einer höheren Anforderung an den Aktuator verbunden wäre.

12.5 Tumble-Drosselklappe

Der gravierende Einfluss der angestellten Drosselklappe auf das Strömungsfeld in den Einlasskanälen wurde in Abbildung 12.1 gezeigt. Dieser Effekt kann zur Generierung einer Ladungsbewegung genutzt werden. In **Abbildung 12.5.1** ist ein Drosselklappenstutzen dargestellt, bei dem eine Hälfte der Klappe keilförmig gestaltet ist. Als Folge wird bei dieser Hälfte bis 30°-Klappenwinkel nur die Leckfläche zur Strömung freigegeben. Aus dem Ergebnis der stationären Strömungssimulation in **Abbildung 12.5.2** wird ersichtlich, dass die Luft nur den oberen Teil des Einlasskanals durchströmt und, anders als bei der Lufteinspeisung, für eine Tumble-Ladungsbewegung im Zylinder sorgt.

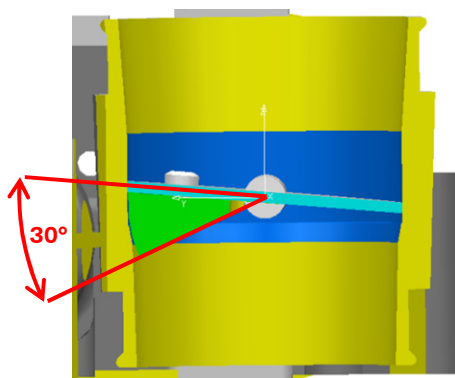


Abbildung 12.5.1: Tumble-Drosselklappe mit 30° Keilwinkel

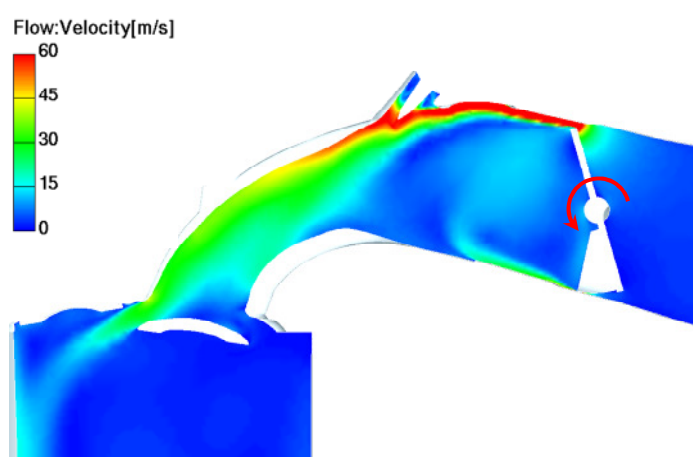


Abbildung 12.5.2: Effekt der Tumble-Drosselklappe auf die stationäre Strömung

Vorteil dieser Lösung ist, dass keine Erhöhung der Ladungswchselverluste im Teillastbetrieb entsteht, da der zur Strömung zur Verfügung stehende Querschnitt nicht verringert, sondern umverteilt wird. Bei niedrigen Lasten und Drehzahlen sind die

Massenströme gering und der Effekt der Tumble-Drosselklappe resultiert lediglich in einer höheren „Robustheit“ des Brennverfahrens (z.B. geringe Unterschiede der Verbrennungsqualität unter den Zylindern). Bei steigenden Drehzahlen und Lasten macht sich der Effekt der Tumble-Strömung bemerkbar, solange der Drosselklappenwinkel die 30° nicht überschreitet. **Abbildungen 12.5.3** und **12.5.4** zeigen Differenzkennfelder für Brennverzug und Brenndauer, in denen der Effekt der verbesserten Ladungsbewegung deutlich wird. **Abbildung 12.5.5** zeigt die Veränderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Im WMTC-Bereich sind Einsparungen von 2 bis 4% zu erreichen. Betriebspunkte für Geschwindigkeiten über der WMTC- v_{\max} (120 km/h) profitieren von dem Tumble-Effekt eher wenig, da die entsprechenden Drehzahlen im sechsten Gang über 4250/min liegen. Basis für die Bildung der Differenzkennfelder war das reduzierte Ansaugvolumen in Verbindung mit einer Lufteinspeisung mit einem Durchmesser von 1.7 mm.

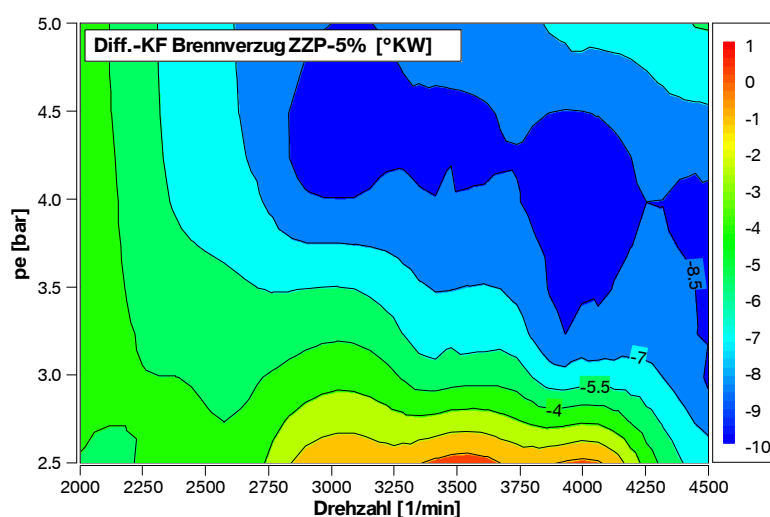


Abbildung 12.5.3: Differenzkennfeld des Brennverzugs für die Tumble-DK (Referenz: Standard-DK)

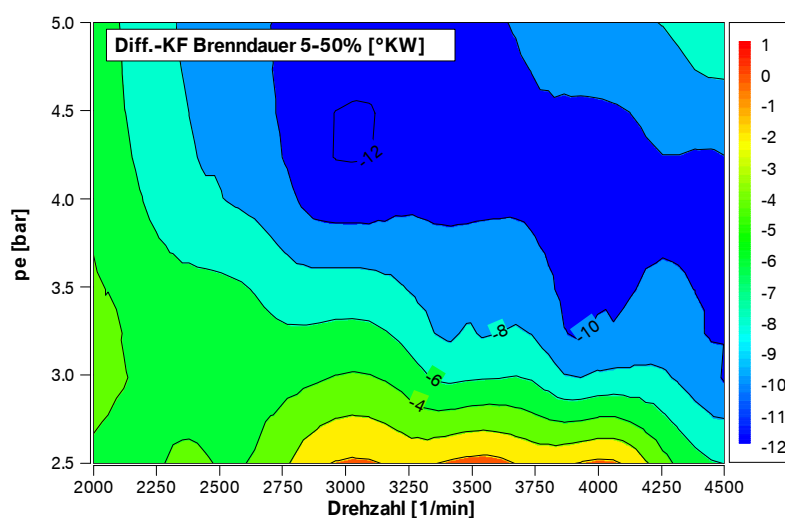


Abbildung 12.5.4: Differenzkennfeld der Brenndauer für die Tumble-DK (Referenz: Standard-DK)

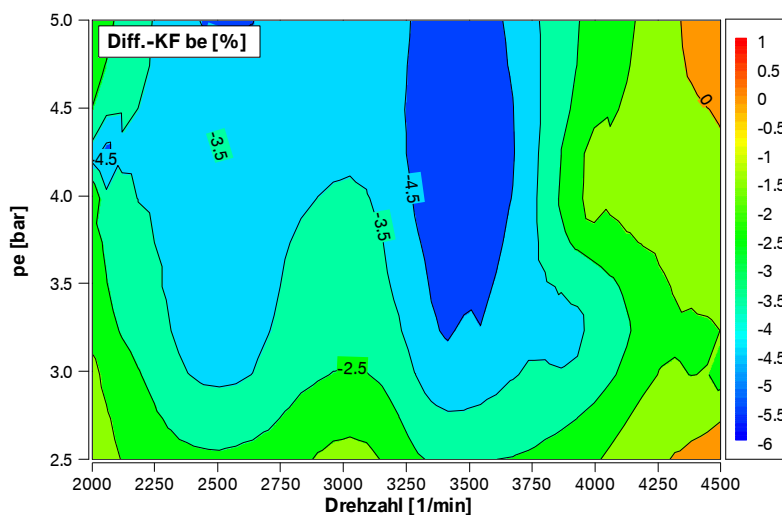


Abbildung 12.5.5: Verbrauchsdifferenzkennfeld für die Tumble-DK (Referenz: Standard-DK)

Der gravierende Nachteil dieser Drosselklappenführung liegt in einem erhöhten Druckverlust beim VL-Betrieb, der zu deutlichen Drehmoment- und Leistungseinbußen führt (**Abbildung 12.5.6**). Eine Verkleinerung des Keilwinkels wirkt dem Druckverlust entgegen, reduziert aber den Kennfeldbereich, in dem Vorteile zu erzielen sind. Alternative Ausführungen mit Modifikationen am Drosselklappengehäuse anstatt an der Klappe können diesen Nachteil verhindern, wobei deutlich höhere Herstellungskosten in Kauf zu nehmen sind.

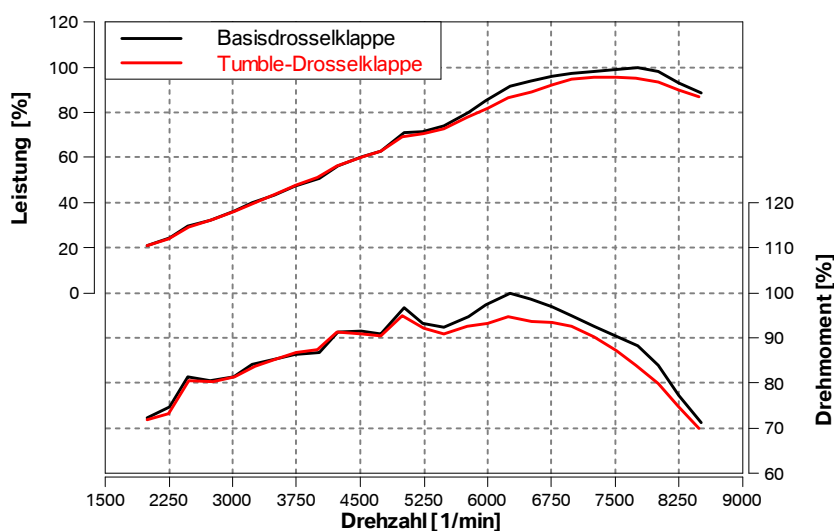


Abbildung 12.5.6: Effekt der Tumble-Drosselklappe auf Drehmoment und Leistung

13 Optimierung der Verbrennung in Verbindung mit FES

Im Fall eines entdrosselten Teillastbetriebs sind die in Kapitel 12 erläuterten Maßnahmen zur Verbesserung der Verbrennungsstabilität nicht mehr geeignet. Die Reduzierung des Ansaugvolumens hat keine entscheidende Auswirkung mehr, da der Saugrohrdruck ständig auf Umgebungsdruckniveau liegt. Darüber hinaus ist nun eine Erhöhung des Restgasanteils gewünscht, da eine höhere Zylinderladung zu einer weiteren Reduzierung der Ladungswechselverluste führt. Sowohl die Lufteinspeisung als auch die Tumbledrosselklappe verlieren aber aufgrund des größeren Drosselklappenwinkels ihre positive Auswirkung auf die Verbrennung.

In **Abbildung 13.1** sind beispielsweise die mit CFD berechneten Drallverläufe für das Basiseinlassprofil und für das Hubprofil mit 120° ÖD und Vollentdrosselung dargestellt. Die 1.7 mm Lufteinspeisung zeigt in Verbindung mit der Entdrosselung keinen Effekt.

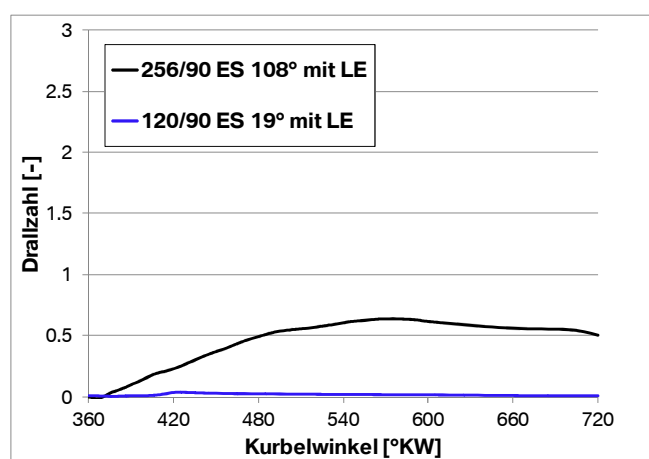


Abbildung 13.1: Gerechneter Drallverlauf für das Basis- und das 120/90-Hubprofil (Betriebspunkt 1)

Ein frühes Einlass Schließen führt in der Regel zu einer zusätzlichen Abnahme des Turbulenzniveaus um den ZZZ. In **Abbildung 13.2** sind die TKE-Verläufe für die zwei betrachteten Hubprofile dargestellt. Anhand dieses Beispiels wird ersichtlich, dass der FES-Betrieb spezifische Maßnahmen zur Unterstützung der Ladungsbewegung und des Turbulenzniveaus erfordert. In den folgenden Abschnitten sollen diese erläutert werden.

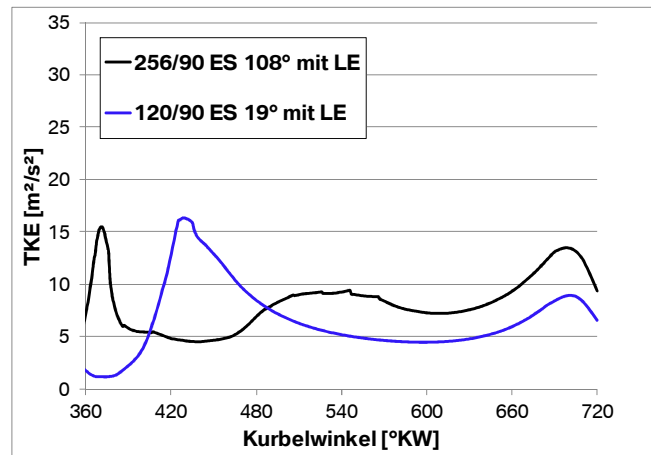


Abbildung 13.2: Gerechneter TKE-Verlauf für das Basis- und das 120/90-Hubprofil (Betriebspunkt 1)

13.1 Phasing

Bei einem Phasing-Ansatz werden die Hubprofile der einzelnen Einlasskanäle mit unterschiedlicher Öffnungsdauer gestaltet, damit ein unsymmetrisches Einströmen der Luft in den Zylinder mit entsprechender Drallerzeugung entsteht. Diese Lösung wurde schon bei PKW-Motoren erfolgreich eingesetzt [16], [18], [45]. In **Abbildung 13.1.1** sind Hubprofile mit und ohne Phasing für den vollentdrosselten Betrieb im Betriebspunkt 1 dargestellt. Der Vergleich erfolgt in diesem Fall bei gleicher Einlassspreizung und die Öffnungsdauer ist so gewählt, dass die angesaugte Luftmasse identisch ist. Die Massenaufteilung zwischen den Einlasskanälen beträgt bei diesem Beispiel ca. 80% zu 20%.

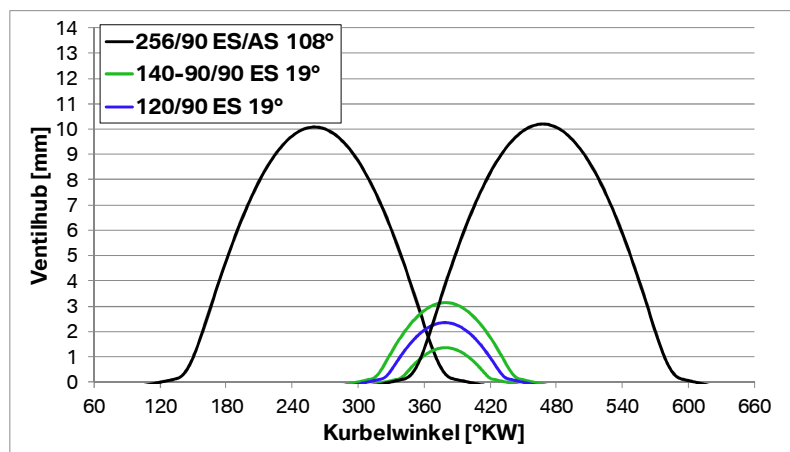


Abbildung 13.1.1: FES-Hubprofile mit und ohne Phasing-Ansatz (Betriebspunkt 1)

Abbildungen 13.1.2 und **13.1.3** zeigen den Effekt des Phasing-Ansatzes auf Drall und TKE. Das Drallniveau der Lufteinspeisung konnte wiederhergestellt werden. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit am Ventilsitz mit dem Hubprofil 90/90 führt zu einer Erhöhung des Turbulenzniveaus, das aber immer noch niedriger liegt als die Referenz.

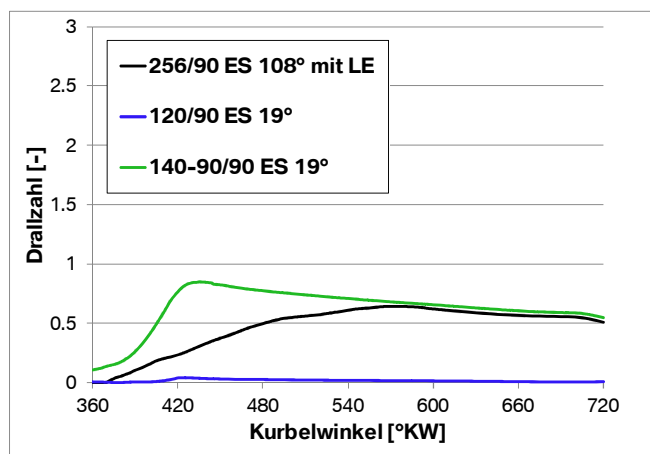


Abbildung 13.1.2: Phasing-Effekt auf den Drallverlauf (Betriebspunkt 1)

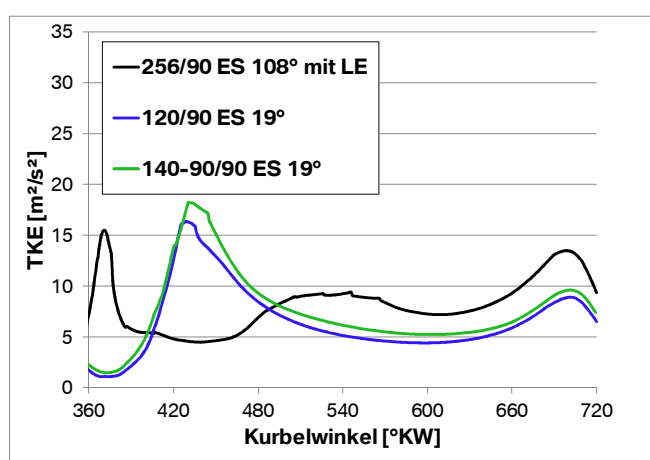
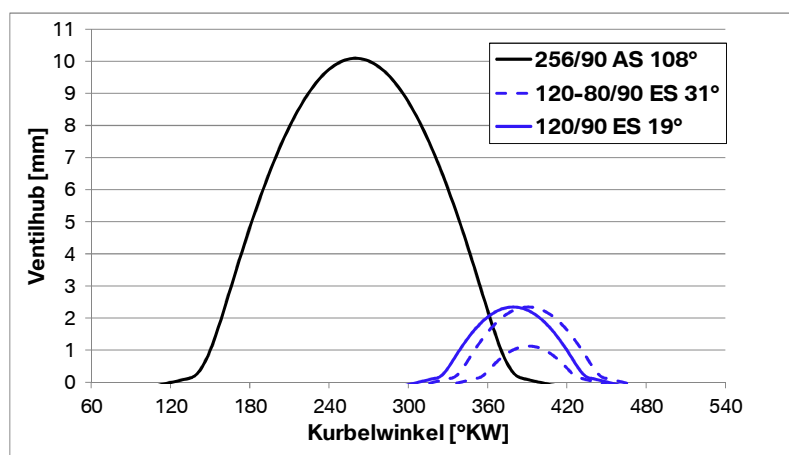


Abbildung 13.1.3: Phasing-Effekt auf den TKE-Verlauf (Betriebspunkt 1)

Wenn der Vergleich bei gleicher $\ddot{O}D$ des Hauptprofils (in diesem Fall 120°, Abbildung 13.1.4) durchgeführt wird, muss beim Phasing-Ansatz eine spätere Spreizung eingestellt werden, damit die vorgegebene Luftmasse angesaugt wird.

Abbildung 13.1.4: Phasing-Ansatz bei gleicher $\ddot{O}D$ des Hauptprofils (Betriebspunkt 1)

Abbildungen 13.1.5 und **13.1.6** zeigen, dass in diesem Fall die Turbulenz bei ähnlichem Drallverlauf wie mit der Basisnocke deutlich angehoben werden kann. Der Grund dafür liegt in dem höheren Niveau der Strömungsgeschwindigkeit im Ventilsitzbereich, das aus dem reduzierten Strömungsquerschnitt und der späten Einlasspreizung resultiert.

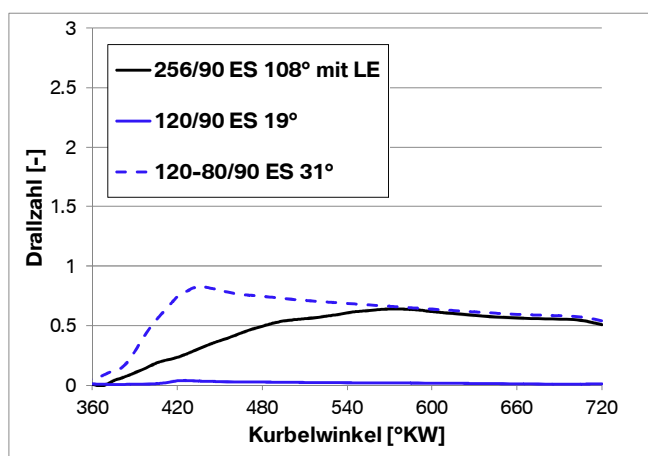


Abbildung 13.1.5: Phasing-Effekt auf den Drallverlauf bei gleicher $\ddot{O}D$ des Hauptprofils (Betriebspunkt 1)

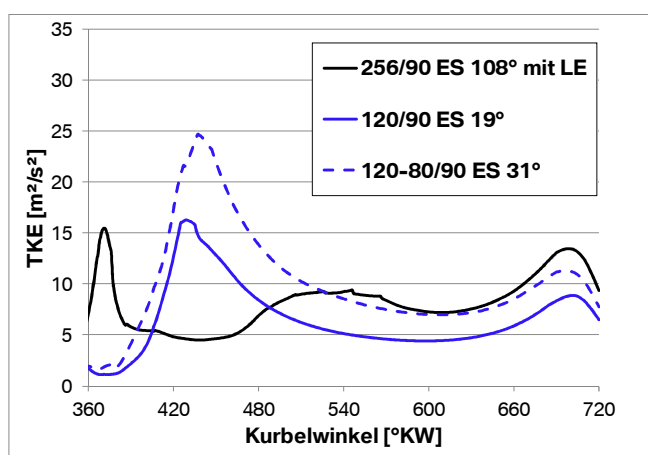


Abbildung 13.1.6: Phasing-Effekt auf den TKE-Verlauf bei gleicher $\ddot{O}D$ des Hauptprofils (Betriebspunkt 1)

Abbildung 13.1.7 und **13.1.8** zeigen den Massenstrom- und den Geschwindigkeitsverlauf am Einlassventil. Die Massenaufteilung zwischen den Einlasskanälen beträgt in diesem Fall ebenfalls 80% zu 20%.

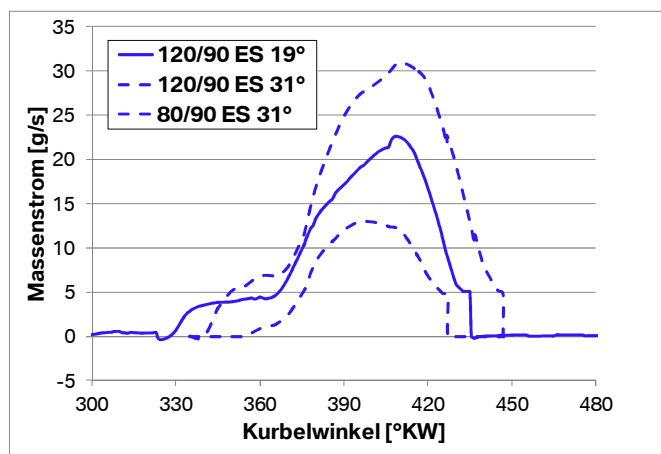


Abbildung 13.1.7: Massenstrom am EV mit und ohne Phasing bei gleicher ÖD des Hauptprofils (Betriebspunkt 1)

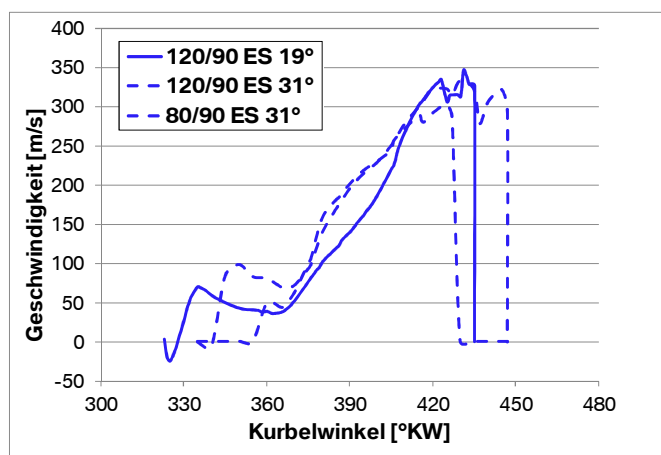


Abbildung 13.1.8: Geschwindigkeit am EV mit und ohne Phasing bei gleicher ÖD des Hauptprofils (Betriebspunkt 1)

Die Unterschiede hinsichtlich Ladungswechselerarbeit sind sehr gering (**Abbildung 13.1.9**). Daher ist die Lösung mit späterer Spreizung aufgrund des höheren Turbulenzniveaus und der geringeren Anforderung hinsichtlich Verstellbereich des Phasenstellers günstiger. Die Problematik der Kollision mit dem Kolben wird dadurch ebenfalls entschärft.

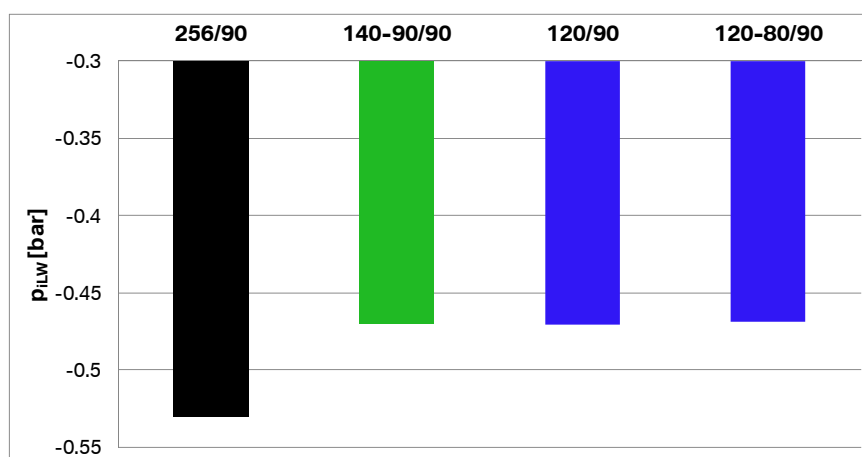


Abbildung 13.1.9: Effekt unterschiedlicher Phasing-Ansätze auf die Ladungswechselerbeit (Betriebspunkt 1)

Zum Abschluss wird darauf aufmerksam gemacht, dass die Umsetzung des Phasing-Ansatzes in Abhängigkeit von dem jeweiligen Ventiltrieb unterschiedlich sein kann. Bei VVT haben in der Regel beide Hubprofile kinematisch bedingt dieselbe Spreizung. Bei Schlnockensystemen kann die relative Lage der Hubprofile frei gestaltet werden. Bei dem *Valvelift* haben z.B. die Hubprofile gleiches Einlass Öffnen (Abbildung 2.2.1). Durch 1D- und 3D-Strömungssimulation wurden die zwei Ansätze bei gleicher Einlassspreizung und bei gleichem EÖ miteinander verglichen. **Abbildung 13.1.10** zeigt die entsprechenden Hubprofile bei vollentdrosseltem Betrieb im Betriebspunkt 1. Bei dieser sehr kleinen Einlassspreizung liegt die Hälfte des Kleinhubprofils mit gleichem EÖ vor LWOT und trägt kaum zur Zylinderfüllung bei. Das Drallniveau liegt dementsprechend höher (**Abbildung 13.1.11**) und zur Erreichung gleicher Luftmasse muss eine etwas spätere Spreizung eingestellt werden.

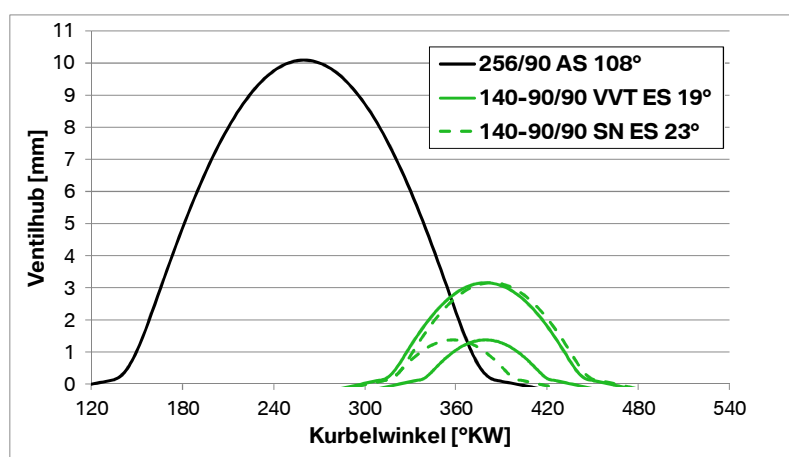


Abbildung 13.1.10: Unterschiedliche Phasing-Ansätze (Betriebspunkt 1)

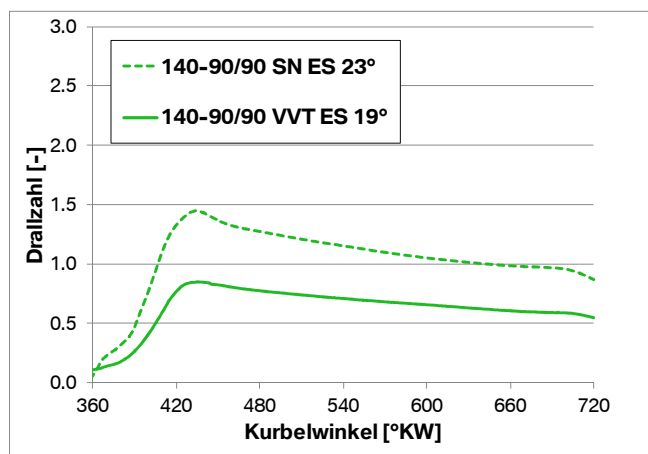


Abbildung 13.1.11: Drallverlauf mit unterschiedlichen Phasing-Ansätzen (Betriebspunkt 1)

Mit steigenden Lasten und Drehzahlen kommen typischerweise größere Einlassspreizungen zum Einsatz und der Unterschied hinsichtlich Füllung und Drallniveau wird geringer. Für die SN-Hubprofile wurde in der vorliegenden Arbeit der Phasing-Ansatz mit gleichem EÖ gewählt (**Abbildung 13.1.12**).

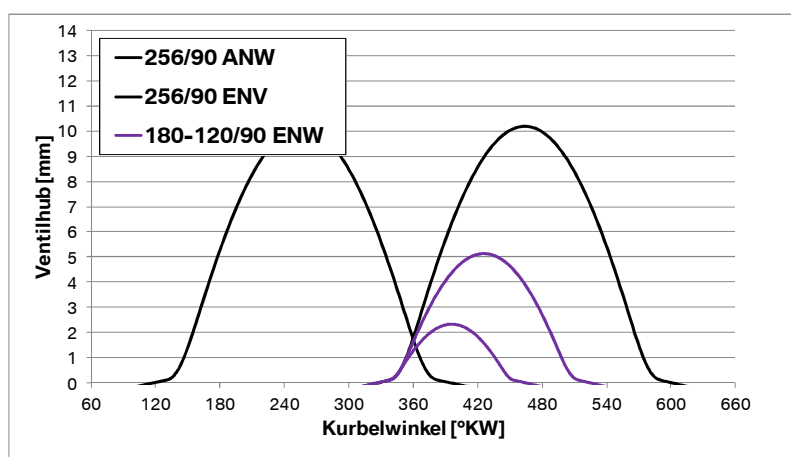


Abbildung 13.1.12: Phasing-Ansatz bei den SN-Hubprofilen

13.2 Masking

Beim Masking wird ein Bereich eines oder beider Einlassventilsitze durch eine gezielte Abschirmung bis zu einem bestimmten Ventilhub für das Einströmen nicht freigegeben [16], [18], [45]. In **Abbildung 13.2.1** sind die geometrischen Kenngrößen der Maskierung definiert.

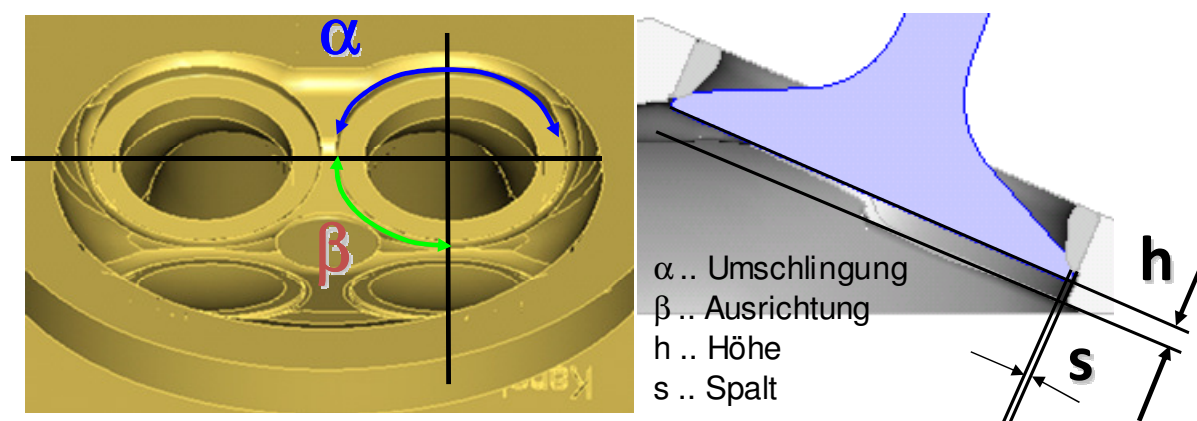


Abbildung 13.2.1: Geometrische Kenngrößen der Ventilmaskierung [22]

Durch beidseitige Maskierung ergibt sich in der Regel eine Tumble-Ladungsbewegung im Brennraum. Die CFD-Simulation hat aber gezeigt, dass am Referenzmotor die Kombination der großen Bohrung mit dem kleinen Ventilwinkel auch in Verbindung mit einer sehr ausgeprägten Geometrie der Maskierung (α 180°, h 2.5 mm, s 0.4 mm) die Entstehung einer Tumble-Strömung verhindert. Das Einströmen in den Brennraum erfolgt in zu steiler Richtung und die Zylinderwand ist zu weit entfernt, um die Bildung eines großen Wirbels zu unterstützen (**Abbildung 13.2.2**).

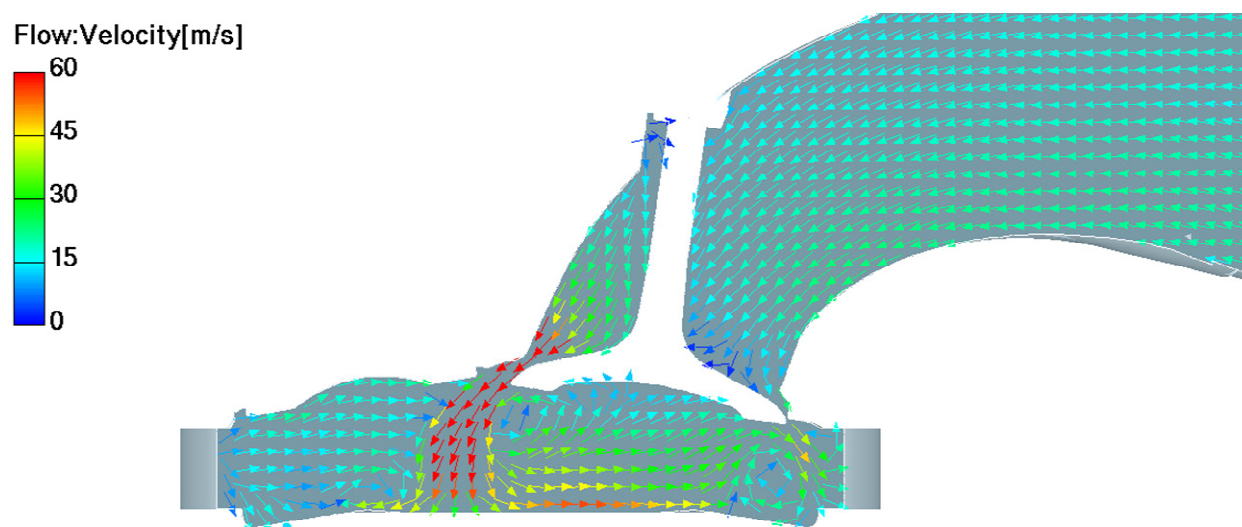


Abbildung 13.2.2: Einströmen in den Brennraum mit beidseitiger Maskierung

Als Folge wurde eine einseitige Maskierung („Masking II“ genannt) als Alternative zum Phasing-Ansatz zur Generierung einer Drall-Ladungsbewegung rechnerisch und am Blasprüfstand untersucht. In **Abbildung 13.2.3** ist der Drallverlauf im Vergleich zu den Phasing-Varianten dargestellt. Es ist ersichtlich, dass ein höheres Drallniveau erreicht werden kann. Die Turbulenz ist mit der Variante ohne Phasing vergleichbar (**Abbildung 13.2.4**).

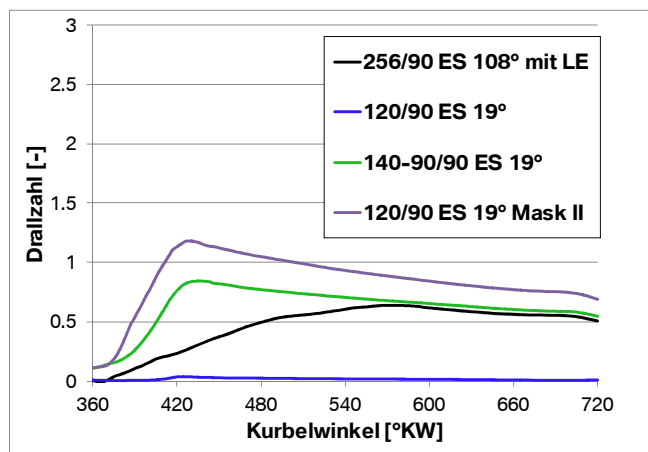


Abbildung 13.2.3: Vergleich des Drallverlaufs mit Phasing und einseitiger Maskierung

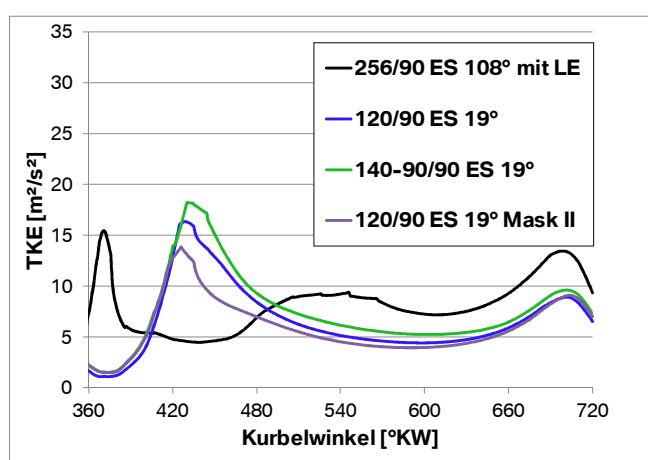


Abbildung 13.2.4: Vergleich des TKE-Verlaufs mit Phasing und einseitiger Maskierung

Bei der einseitigen Maskierung wird der Drall durch einen anderen Mechanismus als beim Phasing erzeugt. Durch die Bearbeitung des Brennraums strömt an einem Ventilsitz die Luft nur durch einen Teil der zur Verfügung stehenden Fläche (**Abbildung 13.2.5**). Es entsteht dadurch eine Ladungsbewegung in Richtung des nicht angeströmten Brennraumvolumens, die zu einer Drallbildung führt. Falls ein Einlasskanal aus konstruktiven Gründen für mehr Drall sorgen sollte, soll dieser maskiert werden. Bei dem Versuchsmotor wirkt z.B. der vordere Einlasskanal (in Fahrrichtung) aufgrund seiner tangentialen Anordnung zum Brennraum als Drallkanal.

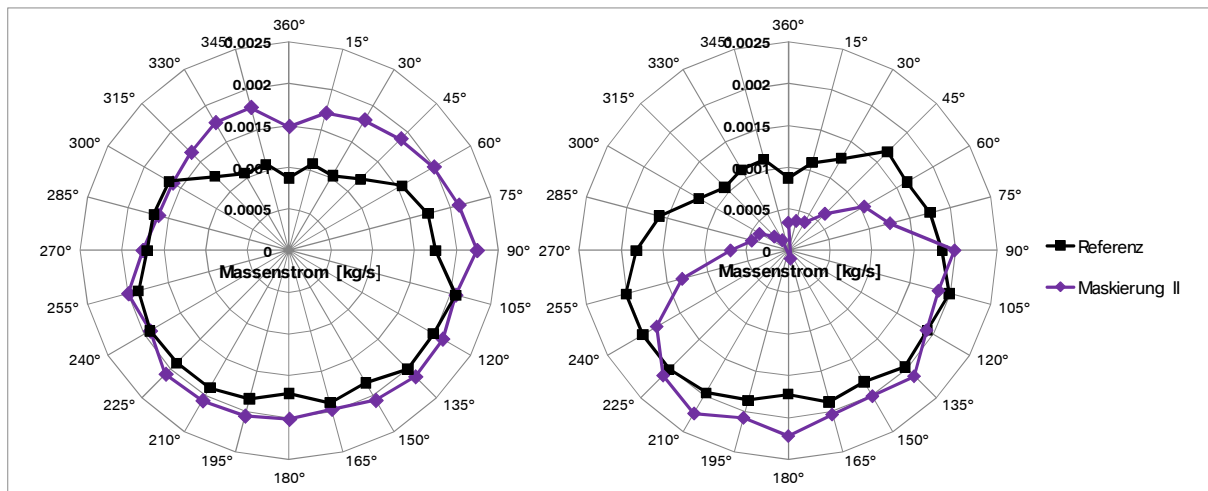


Abbildung 13.2.5: Massenstromverteilung am Ventil Sitz mit und ohne einseitige Maskierung bei 3 mm Ventilhub (stat. Rechnung)

Die Maskierung führt zu einer Verkleinerung des isentropen Querschnitts des betroffenen Einlasskanals (**Abbildung 13.2.6**) in einem breiten Ventilhubbereich. Das führt zu Leistungsnachteilen. In der unteren Teillast ist aber der Effekt auf die Füllung gering und als Folge wurde die CFD-Simulation bei gleicher Einlassspreizung wie bei dem Hubprofil 120/90 ohne Masking durchgeführt. Nach Vergrößerung der Einlassspreizung zum genauen Ausgleich der Querschnittverkleinerung verändert sich das Turbulenzniveau nicht gravierend.

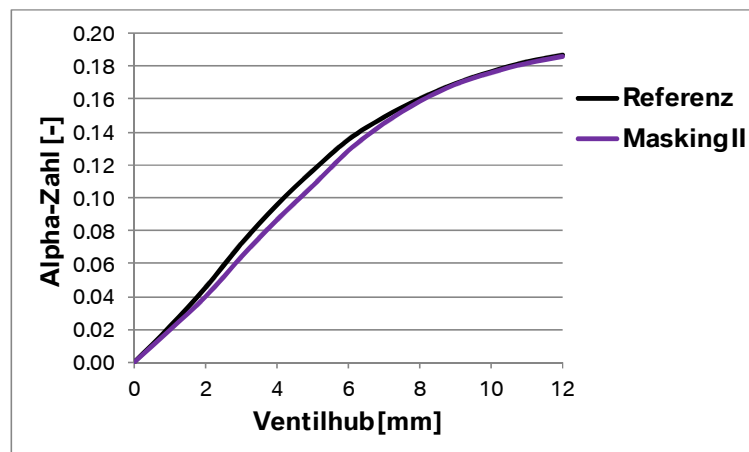


Abbildung 13.2.6: Effekt der einseitigen Maskierung auf die Alpha-Zahl (Blasprüfstandmessung)

Bei der einseitigen Maskierung wird ein sehr hohes Drallniveau mit moderater ungleicher Verteilung des Massenstroms zwischen den Einlasskanälen generiert. In dem gerechneten Fall liegt die Aufteilung bei 60% zu 40%. Das führt zu einem Vorteil hinsichtlich der Homogenität der Kraftstoffverteilung nach Einlass Schließt. Die Füllungsnachteile sind aber relevant und darüber hinaus stellt die Fertigung der Maskierung eine große Herausforderung hinsichtlich Bearbeitungstoleranz dar [46].

13.3 Effekt der Öffnungsdauer

In den Abschnitten 13.1 und 13.2 wurde gezeigt, dass ein Drall einen geringen Einfluss auf die Turbulenz im Brennraum hat. Vielmehr spielt bei vernachlässigbarer Tumble-Ladungsbewegung die Öffnungsdauer eine Rolle. In **Abbildung 13.3.1** sind TKE-Verläufe für verschiedene Hubprofile im Betriebspunkt 1 ohne Phasing-Ansatz dargestellt.

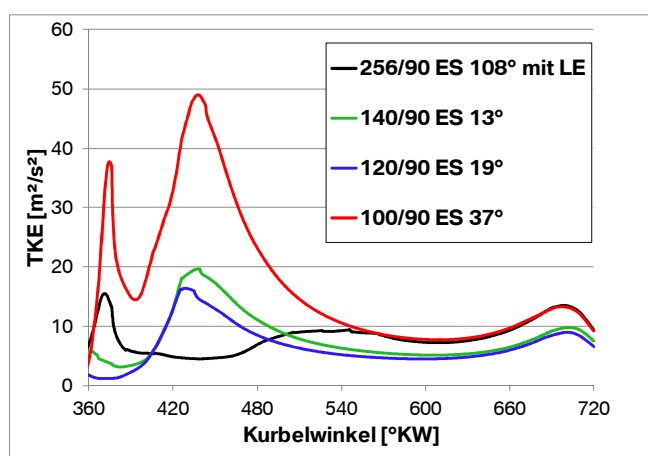


Abbildung 13.3.1: TKE-Verlauf für verschiedene Öffnungsdauern ohne Phasing-Ansatz

Wie schon erläutert muss die Einlassspreizung bei Verkürzung der ÖD vergrößert werden, damit die notwendige Luftmasse angesaugt wird. Die Geschwindigkeit am Ventilsitz steigt und sorgt für eine höhere Turbulenzbildung. Ein Teil davon bleibt beim ZZP erhalten. Bei einem Tumble-Ansatz wird dagegen die Entstehung eines derartig hohen Turbulenzniveaus in der Einlassphase nicht benötigt, da der Tumble-Wirbel mit seinem Zerfall für einen Anstieg der Turbulenz um den ZZP sorgt. Der Einsatz mit spätem Einlass Schließen ist daher im Prinzip weniger effizient und kann zu einer Erhöhung der Ladungswechselverluste führen. Entscheidend für die Auswahl der Hubprofile ist aber letztendlich der gesamte Verbrauchsvorteil, der aus der Kombination der Entdrosselung mit einem höheren Hochdruckwirkungsgrad erzielt werden kann.

14 Experimentelle Ergebnisse

14.1 Vorbereitung der Versuche

Für die experimentellen Untersuchungen am Motorprüfstand wurden Nockenwellen mit ausgewählten Hubprofilen gefertigt. Zur Sicherung der Herstellbarkeit und zur optimalen Ausnutzung der mechanischen Festigkeit vom Ventiltrieb wurden die Pseudo-Hubkurven etwas überarbeitet. In **Abbildung 14.1.1** werden Pseudo- und tatsächlich geschliffene Profile verglichen. Bei den kürzeren ÖD konnten die Hubverläufe aufgrund der niedrigen Einsatzdrehzahlen etwas fülliger und mit steileren Rampen realisiert werden. Bei längeren ÖD hat man sich für eine Begrenzung des maximalen Ventilhubes (mit Abzug des Ventilspiels) bei 4.25 mm entschieden. Dadurch konnten die Variationen der Einlassspreizung in einem beliebigen Bereich ohne Rücksicht auf Kollisionsgefahr zum Kolben durchgeführt werden.

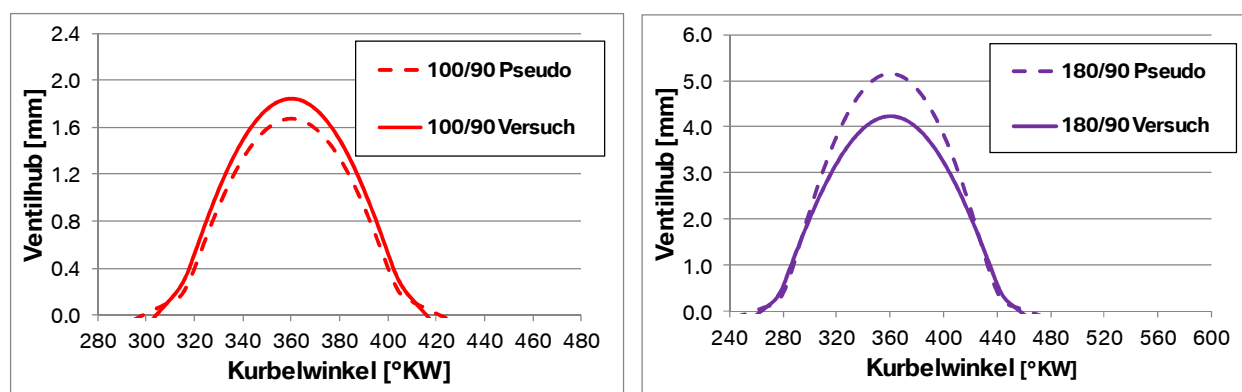


Abbildung 14.1.1: Vergleich zwischen Pseudo- und realen Hubprofilen

Die Verstellung der Einlass- und Auslassspreizung erfolgte direkt am Motorprüfstand mit einer eigens entwickelten Vorrichtung. Diese besteht aus einer Platte und zwei in der Platte verdrehbaren Hebeln, jeweils für Ein- und Auslass (**Abbildung 14.1.2, links**). Durch einen Stift und mehrere Löcher in der Platte wird die Winkellage der Hebel fixiert. Eine sogenannte „Ausgangsspreizung“ ergibt sich für jede Nockenwelle bei einem senkrechten Winkel der in **Abbildung 14.1.2, rechts** sichtbaren flachen Kontur zu der Zylinderachse. Davon ausgehend kann die Spreizung mit 5 °KW Auflösung in beide Richtungen eingestellt werden. Für eine feinere Verstellung am Motorprüfstand besteht die Möglichkeit, eine zusätzliche Brille zu verwenden. Die Genauigkeit dieses Verfahrens erreichte aber nicht immer das gewünschte Niveau und als Folge wurde darauf verzichtet. Aus diesem Grund können in den folgenden Abbildungen Vergleiche

mit der Bezeichnung „bei gleicher Spreizung“ vorkommen, in denen leichte Abweichungen der eingestellten Spreizung auftreten.

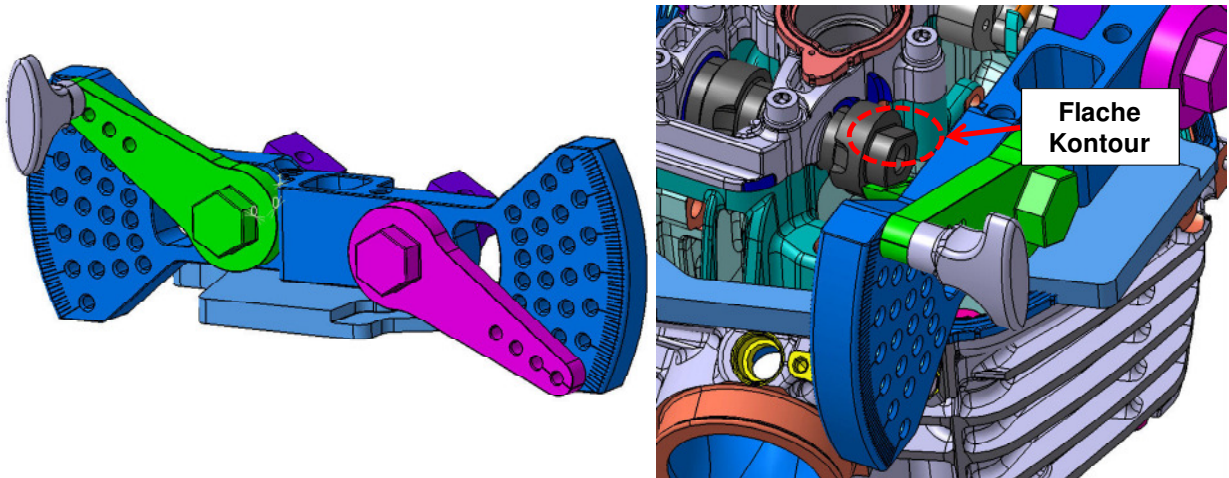


Abbildung 14.1.2: Vorrichtung zur Einstellung der Ein- und Auslassspreizung am Motorprüfstand

Für die spätere Bewertung der experimentellen Ergebnisse wurden am Anfang Referenzkennfelder mit der Basisnockenvariante in Verbindung mit einer 1.7 mm unregelmäßig Luftspeisung gefahren. Der WMTC-Bereich wurde durch eine Rasterung mit sehr feiner Auflösung abgedeckt (**Abbildung 14.1.3**). Darüber hinaus wurden die zwei in Kapitel 7 definierten TL-Punkte und der LL-Punkt als Zündhaken vermessen.

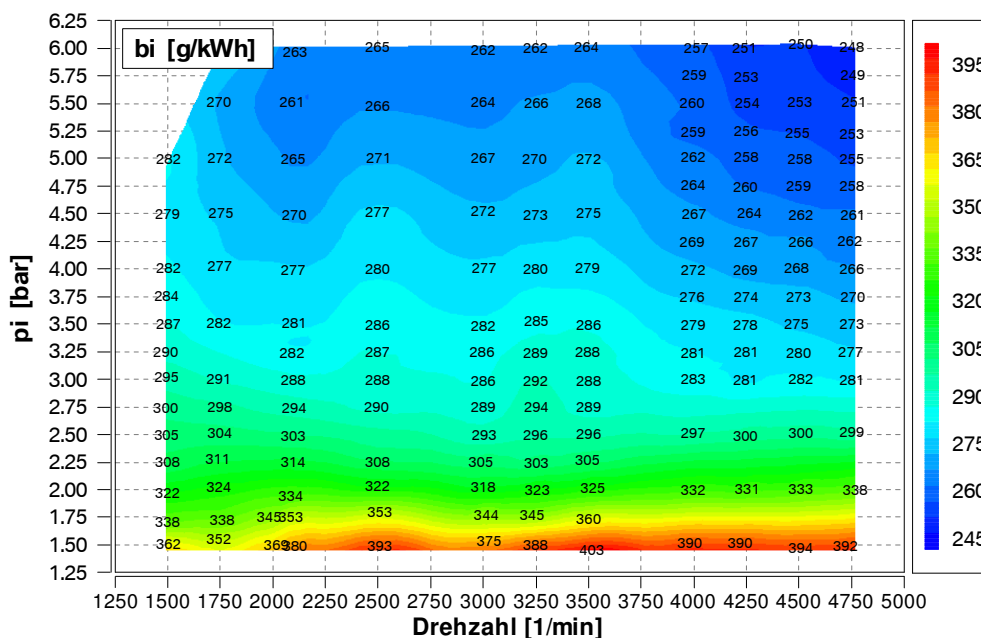


Abbildung 14.1.3: Verbrauchskennfeld des Referenzmotors

14.2 Drehzahlschnitte

Die Einlasshubprofile, die für den Einsatz in einem Schaltenockensystem ausgelegt wurden, sind zuerst anhand einer Drehzahlvariation mit vollgeöffneter Drosselklappe bei verschiedenen Spreizungen untersucht worden. Dies diente zur Auswahl einer Nockenvariante für die Abdeckung des WMTC-Bereichs. In der Tat ist in einem derartigen Ventiltrieb bei vorgegebenem Nockenprofil die Abhängigkeit der Last von Drehzahl und Spreizung für die Laststeuerung entscheidend. In **Abbildung 14.2.1** ist beispielsweise ein Kennfeld des Saugrohrunterdrucks vom *Valvelift* dargestellt. Die Laststeuerung erfolgt hauptsächlich durch Verstellung der Einlassspreizung. Im oberen Teilhubbereich ist die Drosselklappe nahezu vollgeöffnet und zur Erreichung niedrigerer Lasten wird der Saugrohrdruck schrittweise abgesenkt.

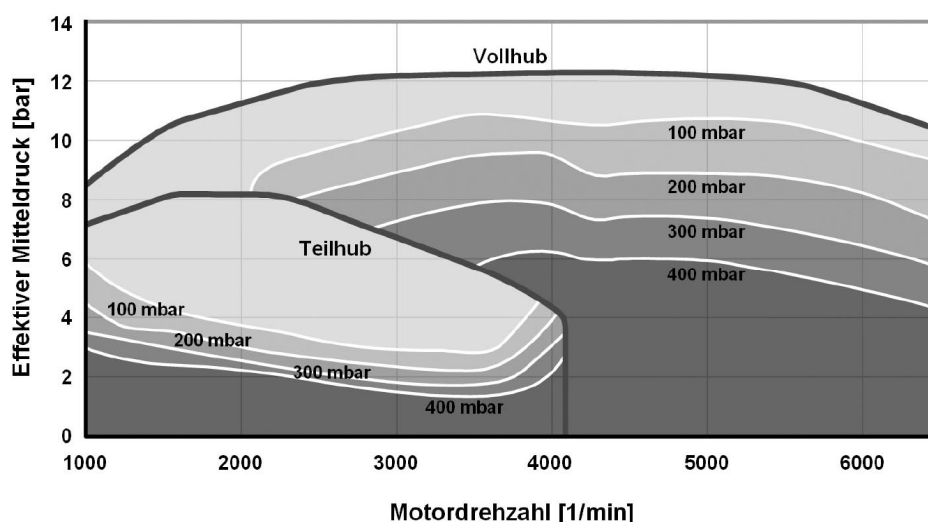


Abbildung 14.2.1: Kennfeld des Saugrohrunterdrucks beim Audi *Valvelift* [8]

Durch den Vergleich der Drehzahlschnitte mit dem Referenzkennfeld entstand zusätzlich eine Potentialabschätzung hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs im vollentdrosselten Teilhubbereich. Dabei ist die feine Auflösung der Basisvermessung sehr hilfreich gewesen, da sich die Last mit der Schaltnocke bei geöffneter Drosselklappe aus der Kombination von Drehzahl und Spreizung einstellt und nicht genau auf einen vordefinierten Wert gesetzt werden kann. Dank der feinen Auflösung des Referenzkennfeldes konnte auf die Interpolation der Messergebnisse verzichtet werden. Im Folgenden werden Drehzahlschnitte mit verschiedenen Schaltenockenvarianten vorgestellt.

14.2.1 ENW 160-100/90

In **Abbildung 14.2.1.1** sind Drehzahlvariationen bei verschiedenen Einlassspreizungen dargestellt. Der Schwerpunkt der Verbrennung liegt bei der kleinsten Spreizung (ES 54°) immer bei optimaler Lage. Bei größeren Spreizungen nimmt die Klopfneigung der Verbrennung bei den niedrigeren Drehzahlen zu und eine Rücknahme des Zündwinkels wird erforderlich. Bei den höheren Drehzahlen läuft die Last mit der Spreizungsverstellung in eine Sättigung. Aus **Abbildung 14.2.1.2** wird ersichtlich, dass die Luftmasse ab einer ES von 84° nicht mehr ansteigt und gleichzeitig die Ladungswechselverluste zunehmen.

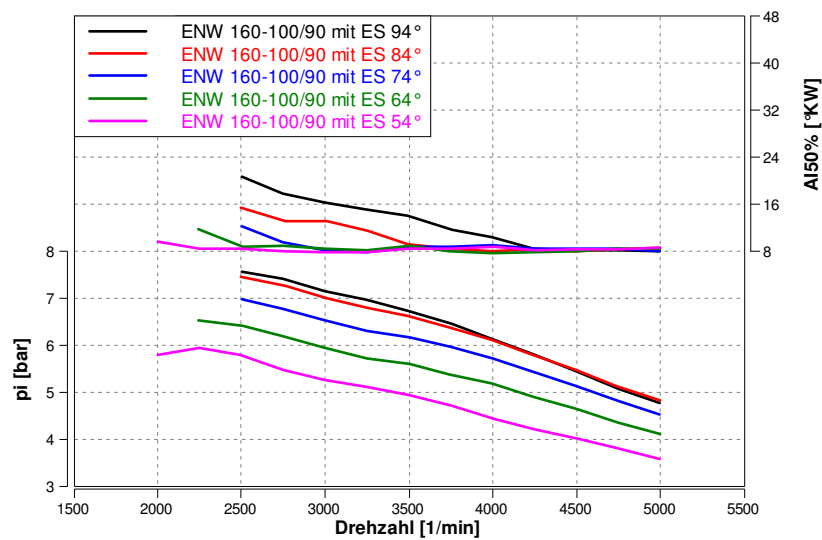


Abbildung 14.2.1.1: Drehzahlschnitte bei verschiedenen ES für die ENW 160-100/90

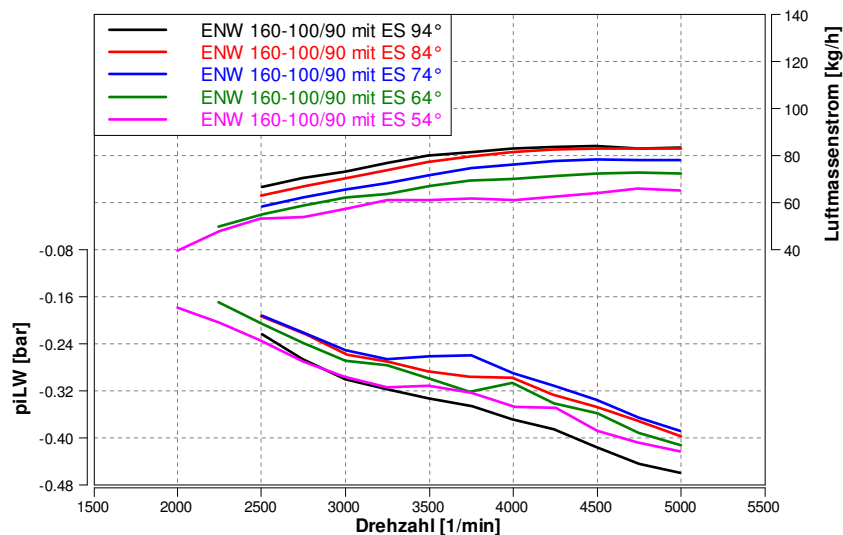


Abbildung 14.2.1.2: Drehzahlschnitte bei verschiedenen ES für die ENW 160-100/90

Die Schaltnocke 160-100/90 ist zur Abdeckung des Last- und Drehzahlbereichs des WMTC-Fahrzyklus gut geeignet, da eine Einlassspreizung von 64° bis 74° für einen indizierten Mitteldruck von 5 bis 5.5 bar bei 4250/min ohne Erhöhung der

Ladungswechselerluste sorgt. Der Einsatz dieser Nockenvariante bei Fahrgeschwindigkeiten größer als 120 km/h (v_{\max} im WMTC) scheint nicht sinnvoll zu sein, da die dafür notwendige 84° Spreizung, wie schon erläutert, mit einer Zunahme der Ladungswechselerarbeit verbunden ist.

Abbildungen 14.2.1.3, 14.2.1.4, 14.2.1.5 zeigen das Verbrauchspotential der betrachteten Nockenwelle im vollentdrosselten Betrieb (also im oberen Teilhubbereich). Der indizierte spezifische Verbrauch sinkt aufgrund der niedrigeren Ladungswechselerluste bei gleichzeitiger Verbesserung des Hochdruckwirkungsgrades. Aus einem niedrigeren Reibmitteldruck entsteht im effektiven spezifischen Verbrauch ein zusätzlicher Vorteil.

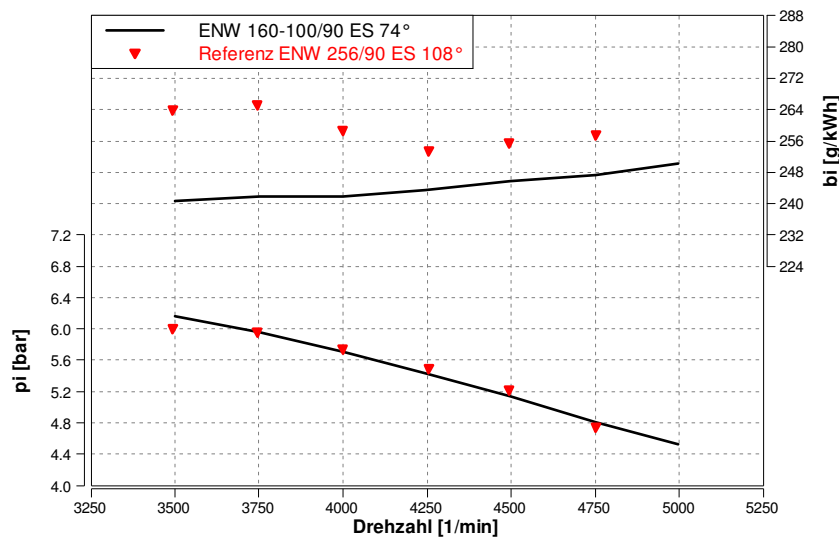


Abbildung 14.2.1.3: Vergleich der ENW 160-100/90 zu dem Referenzkennfeld

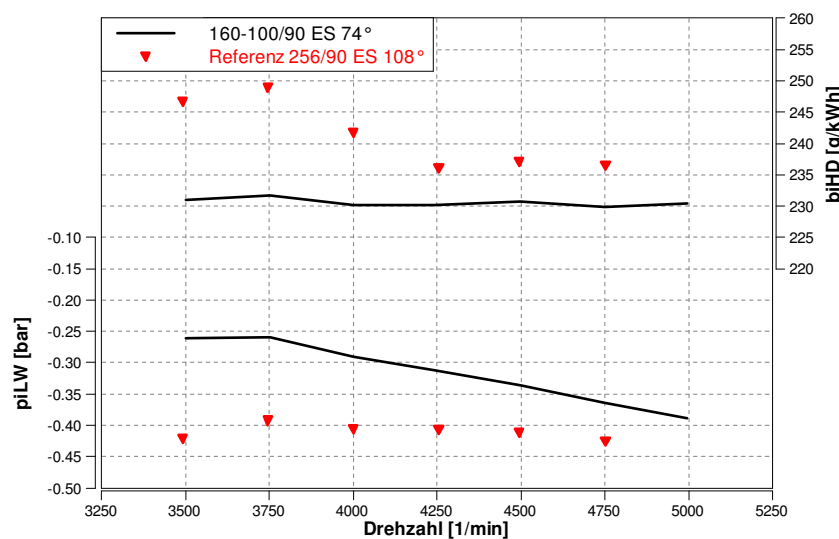


Abbildung 14.2.1.4: Vergleich der ENW 160-100/90 zu dem Referenzkennfeld

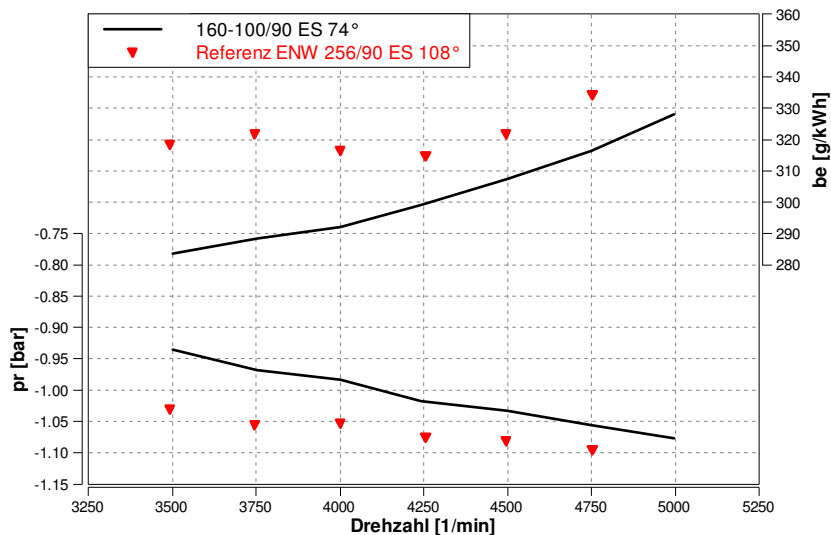


Abbildung 14.2.1.5: Vergleich der ENW 160-100/90 zu dem Referenzkennfeld

14.2.2 ENW 180-120/90

Diese Schaltnocke stellt eine Alternative zum Profil mit 160° Öffnungsdauer dar, für den Fall, dass der Teilhubbetrieb über den WMTC-Bereich erweitert werden soll. Im Vergleich zu der ENW 160-100/90 mit 74° Einlassspreizung nimmt die Last mit einer ES von 64° bei 4250/min um 0.4 bar zu (**Abbildungen 14.2.2.1 und 14.2.2.2**). Die Ladungswechselperluste steigen dabei nicht an (**Abbildung 14.2.2.3**).

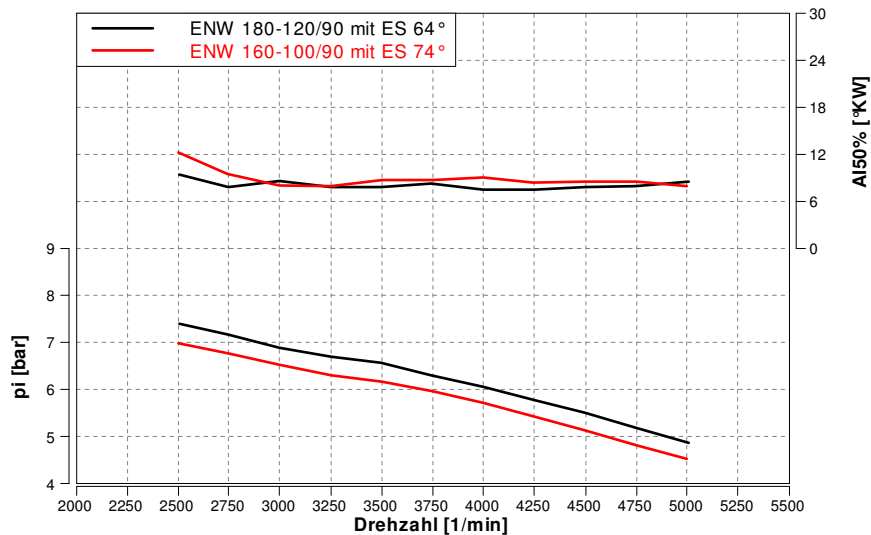


Abbildung 14.2.2.1: Vergleich zwischen ENW 180-120/90 und 160-100/90

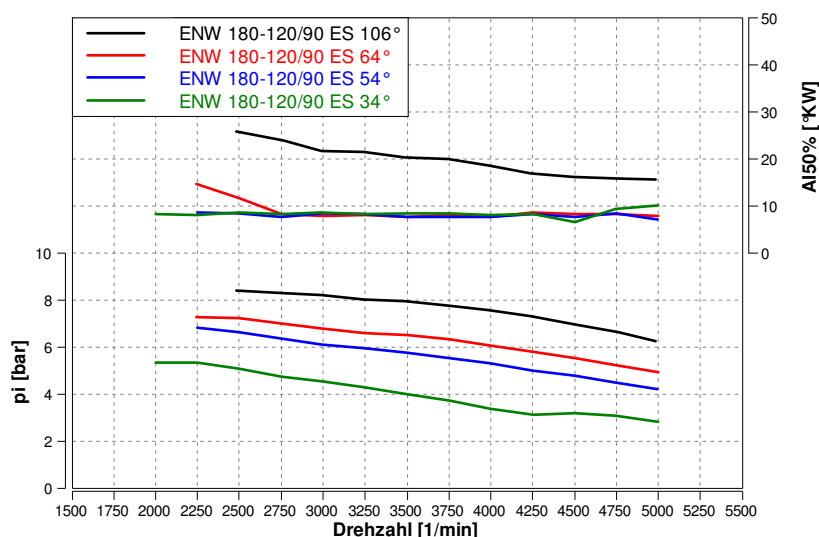


Abbildung 14.2.2.2: Drehzahlschnitte bei verschiedenen ES für die ENW 180-120/90

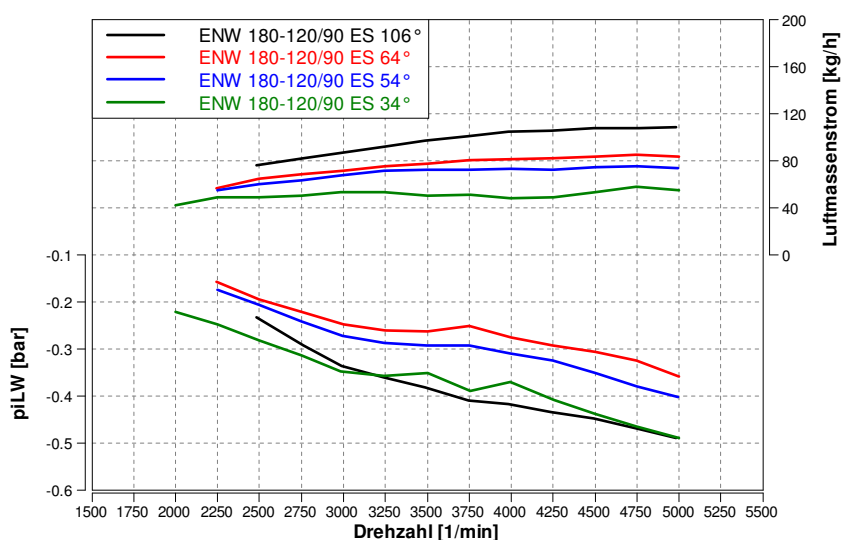


Abbildung 14.2.2.3: Drehzahlschnitte bei verschiedenen ES für die ENW 180-120/90

Auf das Verbrauchspotential beider Nockenvarianten im gesamten WMTC-Bereich soll im weiteren Verlauf dieser Arbeit eingegangen werden.

14.3 Unterer TL-Bereich

Die zu untersuchenden Nockenvarianten wurden mittels Zündhaken verglichen. Gerade in der unteren TL, wo die Bedingungen für die Verbrennung sehr erschwert sind (geringe Ladungsbewegung, hoher Restgasanteil), ermöglichen Zündhaken die Analyse der Zusammenhänge zwischen Brennvorgang, Laufruhe und Kraftstoffverbrauch. Im Unterschied zu den 1D-Simulationen wurden die Messungen nicht bei konstanter Luftmasse, sondern bei konstantem indiziertem Mitteldruck durchgeführt, damit eine endgültige Aussage über das Verbrauchspotential möglich wird. Zusammen mit den Modifikationen der Hubprofile führt diese Vorgehensweise zu einer Abweichung der

gefahrenen Einlassspreizungen im Vergleich mit den Werten der Rechnungen von Kapitel 9.

14.3.1 ENW 120-80/90

Dieses Hubprofil wurde für den vollentdrosselten Betrieb (also für einen VVT) ausgelegt. In **Abbildung 14.3.1.1** sind die Drosselklappenstellung und die Ladungswechselarbeit in Abhängigkeit der Einlassspreizung dargestellt.

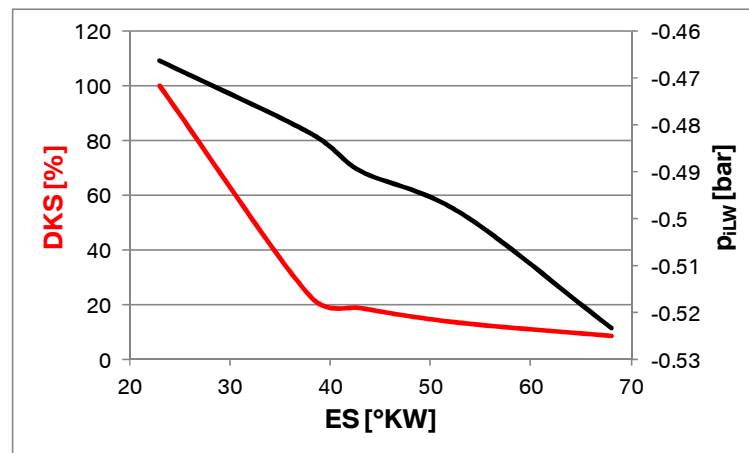


Abbildung 14.3.1.1: Einfluss der Einlassspreizung auf DKS und p_{iLW} bei der ENW 120-80/90

Abbildung 14.3.1.2 zeigt, dass eine Vollentdrosselung mit der betrachteten Nockenvariante aufgrund der instabilen Verbrennung nicht zielführend ist. In **Abbildung 14.3.1.3** sind Brenndauer und indizierter spezifischer Verbrauch vom Hochdruckteil als Funktion des Zündzeitpunkts dargestellt. Es ist eindeutig, dass bei vollentdrosseltem Betrieb sehr kritische Bedingungen für die Verbrennung herrschen. Eine Spreizungseinstellung für moderate Androsselung ist mit dieser Nocke deutlich günstiger.

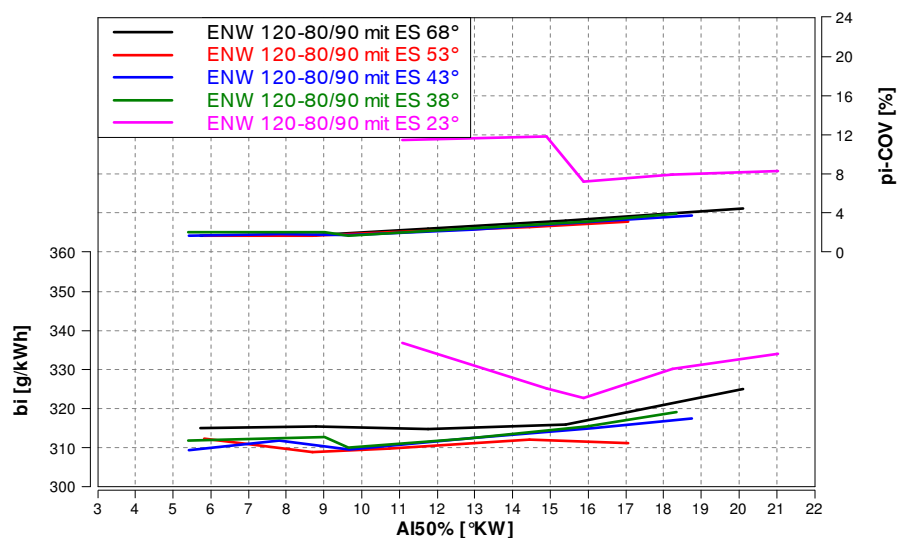


Abbildung 14.3.1.2: Zündhaken mit der ENW 120-80/90 und unterschiedlicher Einlassspreizung

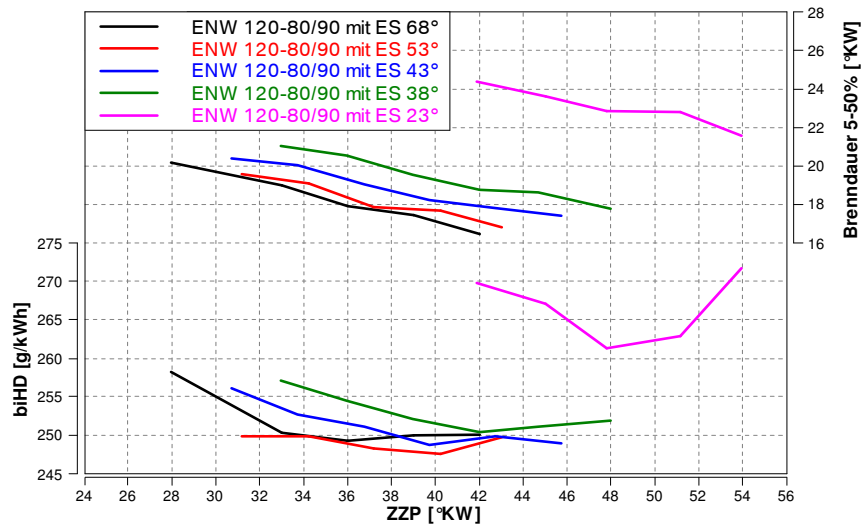
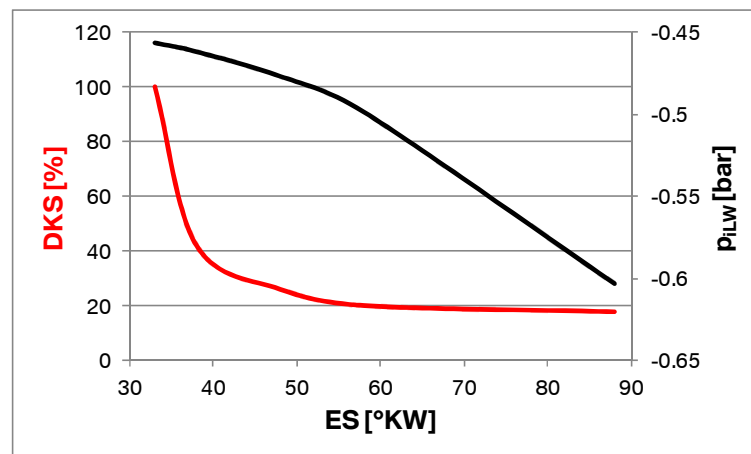


Abbildung 14.3.1.3: Zündhaken mit der ENW 120-80/90 und unterschiedlicher Einlassspreizung

14.3.2 ENW 100-80/90

Die Verkürzung der Öffnungsdauer von 120° auf 100° führt bei gleichem Lastpunkt und Vollentdrosselung zu einer Verschiebung der Einlassspreizung von 23° auf 33° (**Abbildung 14.3.2.1**). In Abschnitt 13.3 wurde der damit verbundene positive Effekt auf das Turbulenzniveau um den ZZP erläutert. Die Problematik der Verbrennungsstabilität bei Vollentdrosselung zeigt sich weniger ausgeprägt und der Kraftstoffverbrauch liegt auf Niveau des teilentdrosselten Betriebs (**Abbildungen 14.3.2.2 und 14.3.2.3**).

Abbildung 14.3.2.1: Einfluss der Einlassspreizung auf DKS und p_{ILW} bei der ENW 100-80/90

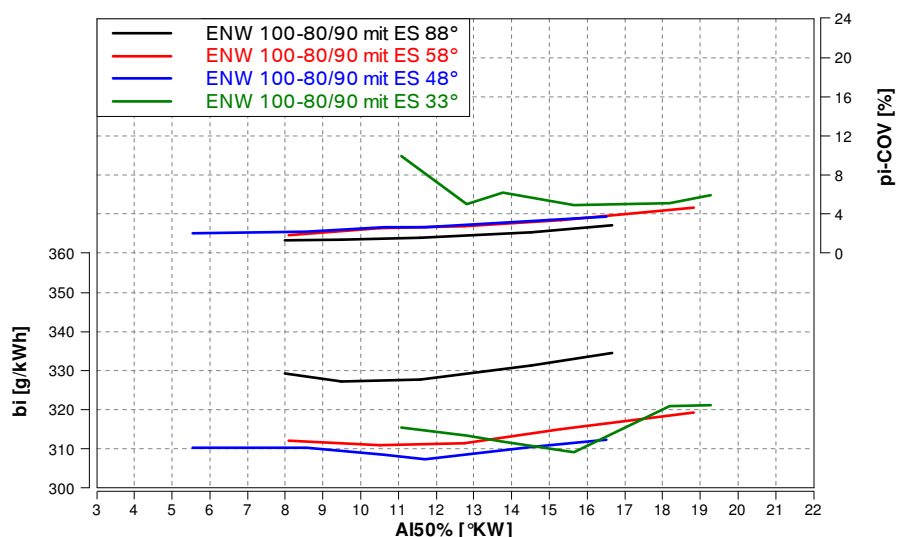


Abbildung 14.3.2.2: Zündhaken mit der ENW 100-80/90 und unterschiedlicher ES

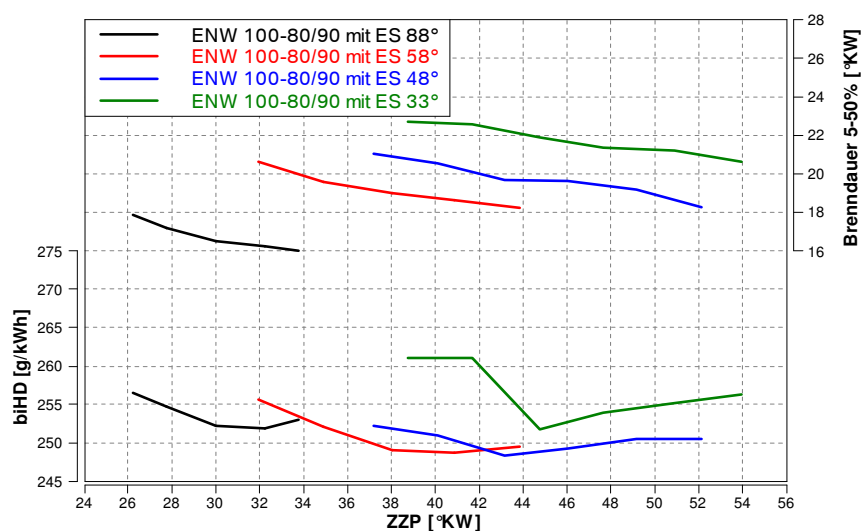


Abbildung 14.3.2.3: Zündhaken mit der ENW 100-80/90 und unterschiedlicher ES

14.3.3 ENW 80/90

Diese Variante mit nur 1.25 mm Hub war eigentlich für VVT-Untersuchungen im leerlaufnahen Bereich entstanden und wurde in einer späteren Phase der Arbeit für den Betriebspunkt 1 angewendet, als der Zusammenhang zwischen Turbulenz und Öffnungsdauer deutlich wurde. Bei dieser Nockenwelle fällt der Phasing-Ansatz aus, da bei einem VVT unterschiedliche Profile, wie in Abbildung 2.3.3 gezeigt, typischerweise erst ab höheren Hüben dargestellt werden.

Das Diagramm in **Abbildung 14.3.3.1** zeigt, dass die Vollentdrosselung mit 48° ES erreicht wird. Einlassspreizungen größer als 60° sind mit einem Wiederöffnen der Drosselklappe verbunden. Dies liegt daran, dass die extrem kurze ÖD zu einer Sättigung des Luftmassenanstiegs mit der Einlassspreizung führt, da die Strömungsgeschwindigkeit am Ventilsitz ständig auf Schallgeschwindigkeitsniveau liegt.

Abbildung 14.3.3.2 zeigt die Abhängigkeit des Luftmassenstroms von der ES bei Vollentdrosselung. Als Folge muss bei Verschiebung der ES nach spät der gleichzeitige Anstieg der Ladungswechselarbeit durch Wiederöffnen der Drosselklappe kompensiert werden.

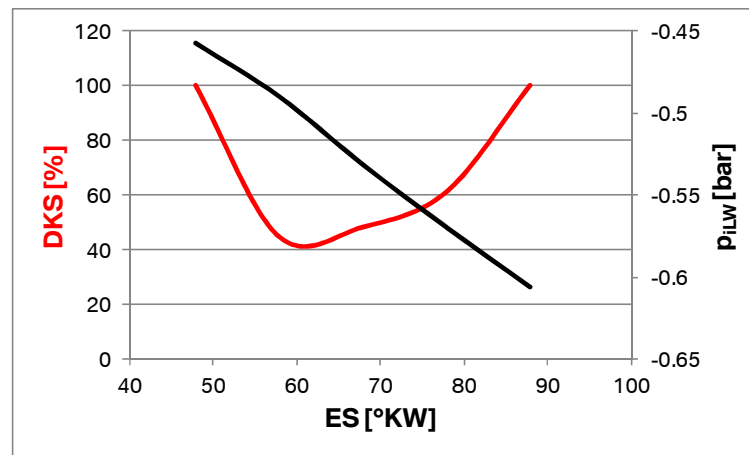


Abbildung 14.3.3.1: Einfluss der Einlasspreizung auf DKS und p_{iLW} bei der ENW 80/90

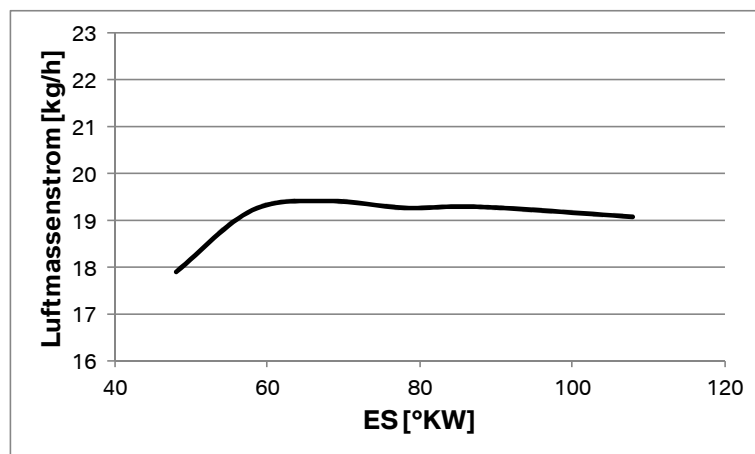


Abbildung 14.3.3.2: Abhängigkeit des Luftmassenstroms von der ES mit der ENW 80/90

Die experimentellen Ergebnisse mit dieser sehr kurzen ÖD zeigen bei Vollentdrosselung eine gute Verbrennungsstabilität (**Abbildungen 14.3.3.3** und **14.3.3.4**), die anhand der Ergebnisse der CFD-Simulation in Verbindung mit einem hohen Turbulenzniveau gestellt werden kann.

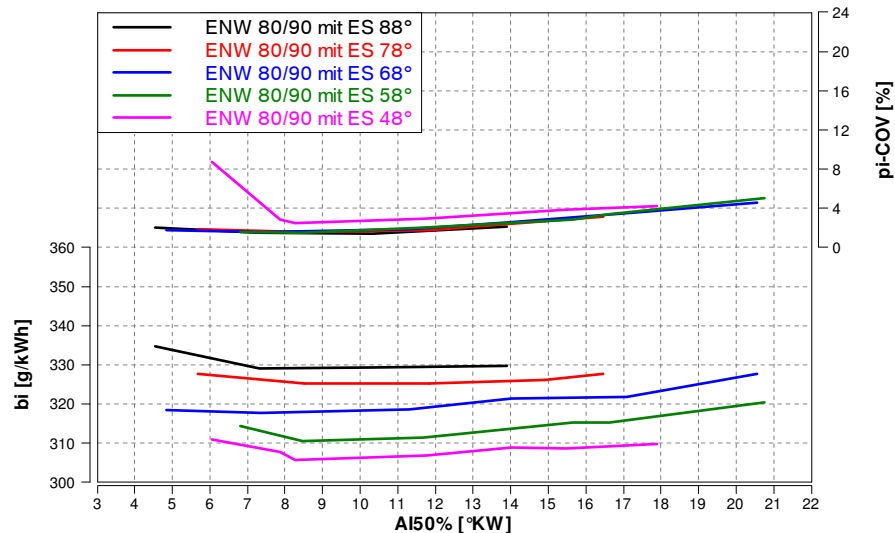


Abbildung 14.3.3.3: Zündhaken mit der ENW 80/90 und unterschiedlicher Einlassspreizung

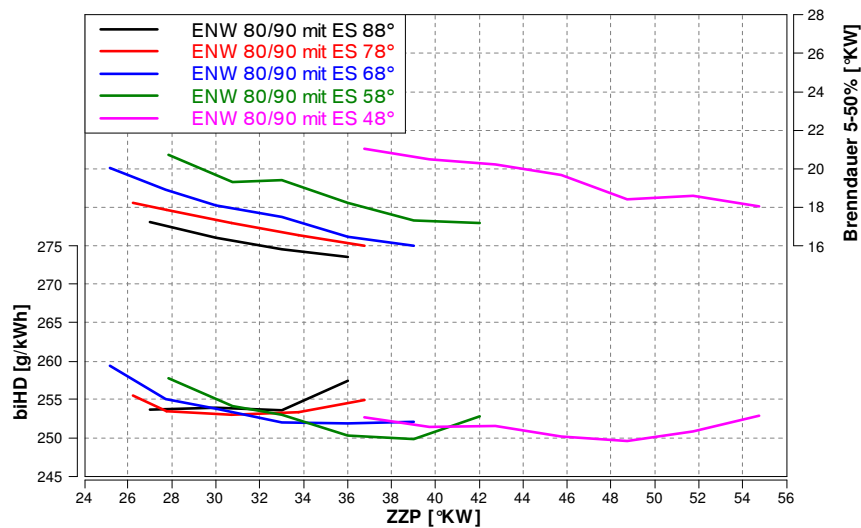


Abbildung 14.3.3.4: Zündhaken mit der ENW 80/90 und unterschiedlicher Einlassspreizung

14.3.4 Gesamtvergleich VVT-Hubprofile

Die ENW mit 140° ÖD ist im Betriebspunkt 1 bei vollentdrosseltem Betrieb aufgrund des niedrigen Turbulenzniveaus kaum fahrbar. Als Folge kommen für einen VVT Hubprofile mit ÖD von 80° bis 120° in Frage. Der direkte Vergleich in den **Abbildungen 14.3.4.1** und **14.3.4.2** zeigt, dass die ENW 80/90 die besten Ergebnisse bzgl. indiziertem Kraftstoffverbrauch und Laufruhe erreicht. **Abbildung 14.3.4.3** zeigt die Abhängigkeit der Ladungswechselarbeit als Funktion des Luftmassenstroms bei dem jeweiligen Zündhaken und vermittelt einen Eindruck über den Wirkungsgrad des Ladungswechselvorgangs (Quantität der zur Verarbeitung einer bestimmten Luftmasse benötigten Arbeit). Die durchschnittliche Reduzierung der Ladungswechselverluste mit den VVT-Hubprofilen beträgt ca. 17%.

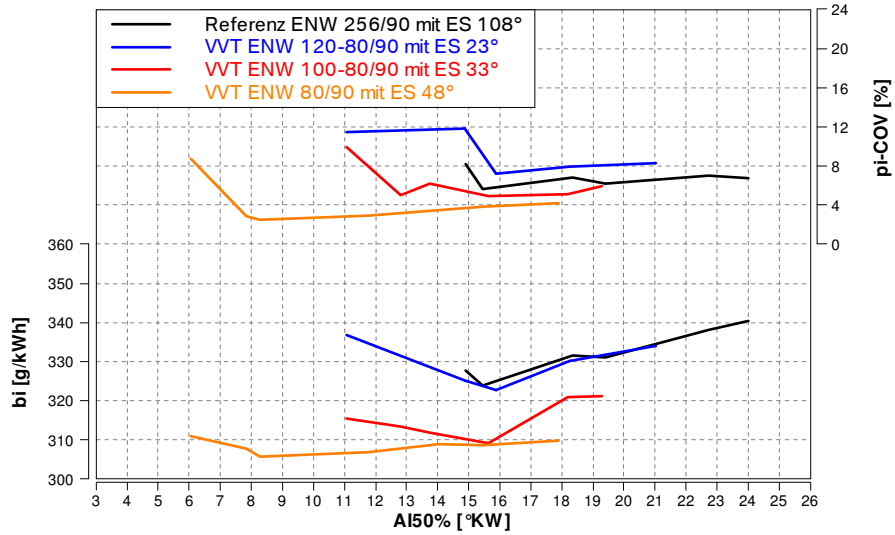


Abbildung 14.3.4.1: Vergleich der Zündhaken mit den VVT-Hubprofilen

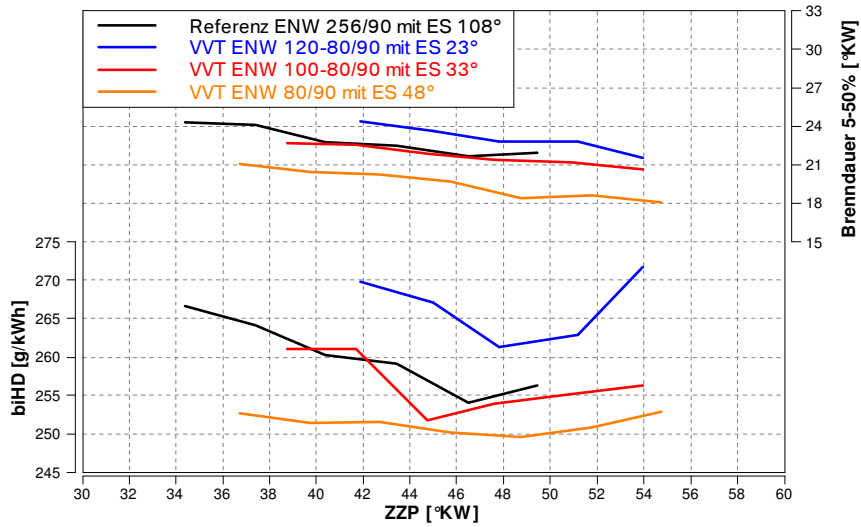


Abbildung 14.3.4.2: Vergleich der Zündhaken mit den VVT-Hubprofilen

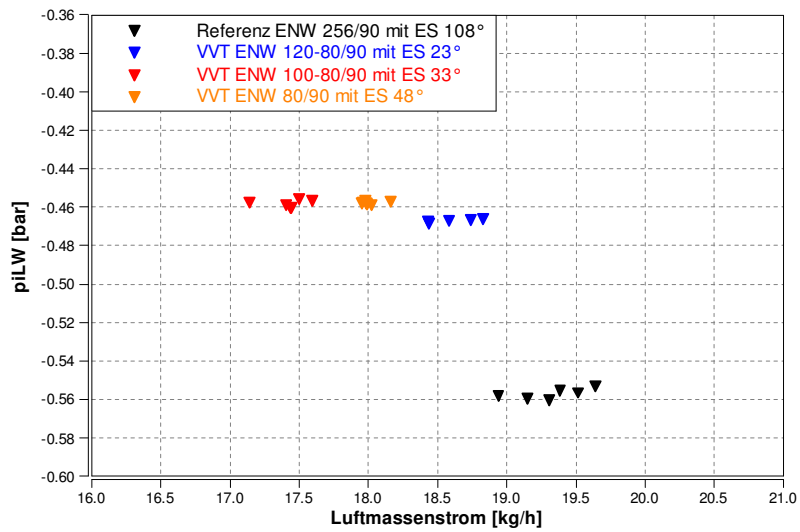


Abbildung 14.3.4.3: Vergleich der Ladungswechsellarbeit mit den VVT-Hubprofilen

Zum Abschluss wird in **Abbildung 14.3.4.4** das pV-Diagramm der untersuchten VVT-Hubprofile bei Vollentdrosselung dargestellt. Eine kürzere ÖD erreicht bei gleicher Luftmasse einen höheren Kompressionsdruck. Aus der Analyse der Niederdruckverläufe ergibt sich ein sehr ähnlicher Restgasanteil und folglich stimmt dieses Ergebnis mit den Schlussfolgerungen in Kapitel 11 über den Effekt der ÖD auf die Verdichtung überein.

In **Abbildung 14.3.4.5** sind Druckverläufe aus der 3D-Simulation für zwei der betrachteten Hubprofile dargestellt. Auch in diesem Fall führt die kürzere ÖD zu einem höheren Kompressionsdruck. Zur Verallgemeinerung dieser Erkenntnis wären zusätzliche Versuche bei anderen Betriebspunkten notwendig, was aus Zeitgründen im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich war.

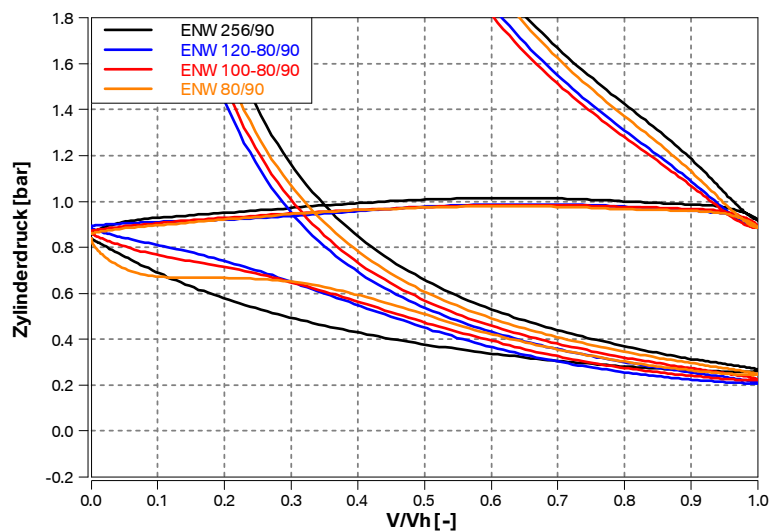


Abbildung 14.3.4.4: pV-Diagramme mit VVT-Hubprofilen (Zylinderladung annähernd konstant)

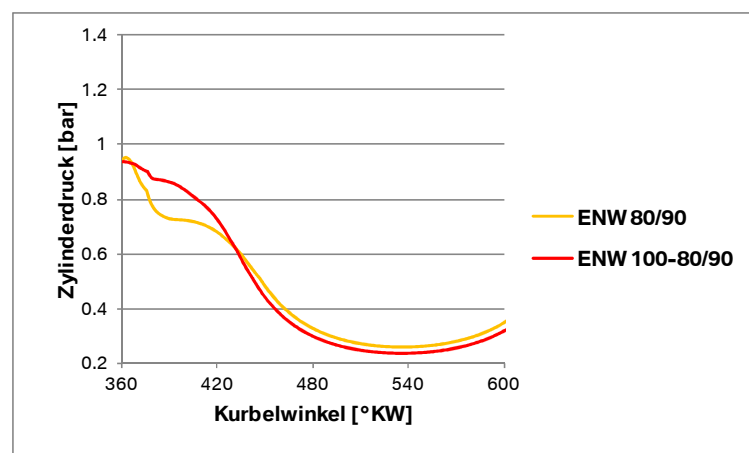


Abbildung 14.3.4.5: CFD-gerechnete Druckverläufe mit VVT-Hubprofilen (Zylinderladung annähernd konstant)

14.3.5 Schaltnockenprofile

Für die Bewertung eines Schaltnockensystems wurden Hubprofile mit \ddot{O} D von 160° und 180° ausgewählt. Eine Vollentdrosselung des Motors wird damit, wie schon erläutert, lediglich im oberen Teilhubbereich erreicht. Welche Einlassspreizung im gedrosselten Betrieb gefahren wird, hängt davon ab, ob die Laststeuerung durch Spreizungsverstellung (wie beim *Valvelift*) oder durch Drosselklappenanstellung (wie bei Motoren ohne Ventiltriebsvariabilitäten) durchgeführt wird. Diese Optionen sollen im weiteren Verlauf der Arbeit verglichen werden, während in diesem Abschnitt lediglich die allgemeine Auswirkung der ES auf das Brennverfahren präsentiert werden soll.

Abbildung 14.3.5.1 zeigt die Drosselklappenstellung und die Ladungswechselarbeit bei einer ES-Variation mit der Nocke 180-120/90. Im untersuchten Einlassspreizungsbereich ist durch die Entdrosselung lediglich ein moderater Ladungswechselvorteil zu erreichen. Aus den **Abbildungen 14.3.5.2, 14.3.5.3, 14.3.5.4** wird ersichtlich, dass kleinere ES nicht zielführend sind. Mit steigendem Restgasanteil wird die Verringerung der Ladungswechselverluste von der Verschlechterung des Hochdruckwirkungsgrades überkompensiert.

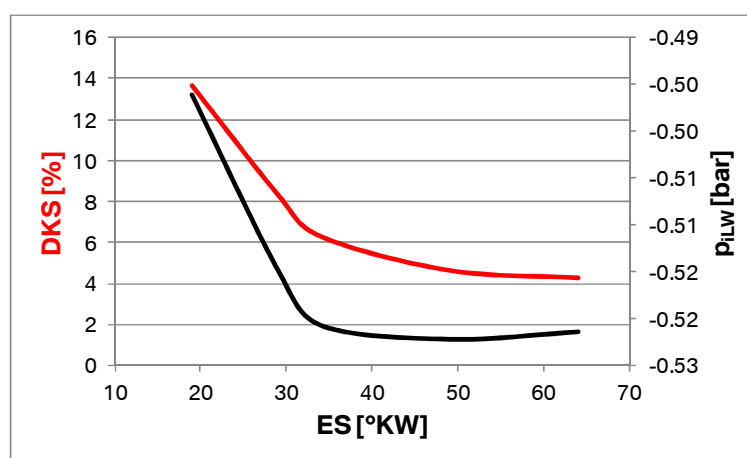


Abbildung 14.3.5.1: Einfluss der Einlassspreizung auf DKS und p_{iLW} bei der ENW 180-120/90

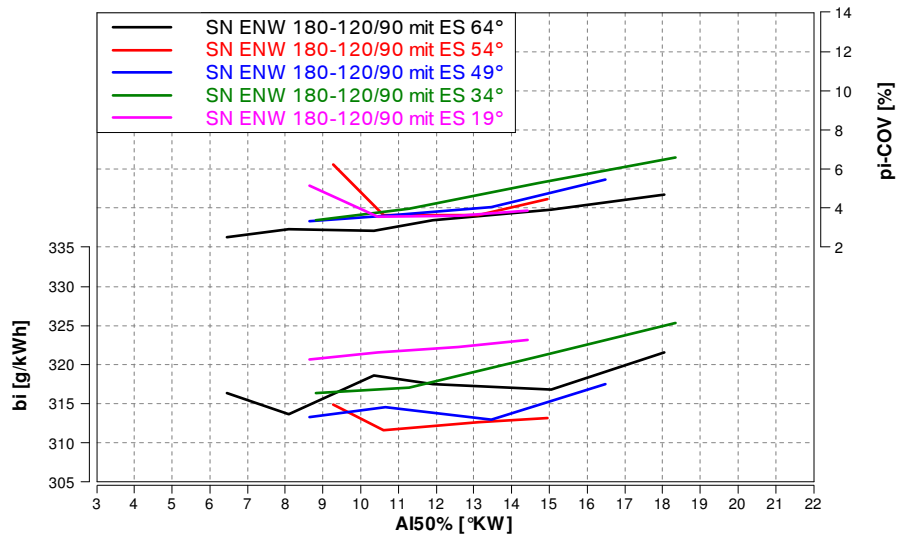


Abbildung 14.3.5.2: Zündhaken mit der ENW 180-120/90 und unterschiedlicher Einlassspritzung

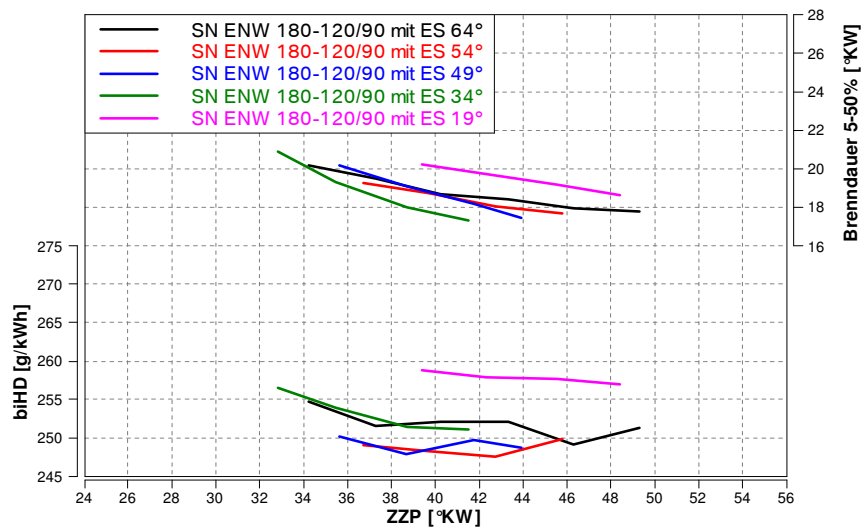


Abbildung 14.3.5.3: Zündhaken mit der ENW 180-120/90 und unterschiedlicher Einlassspritzung

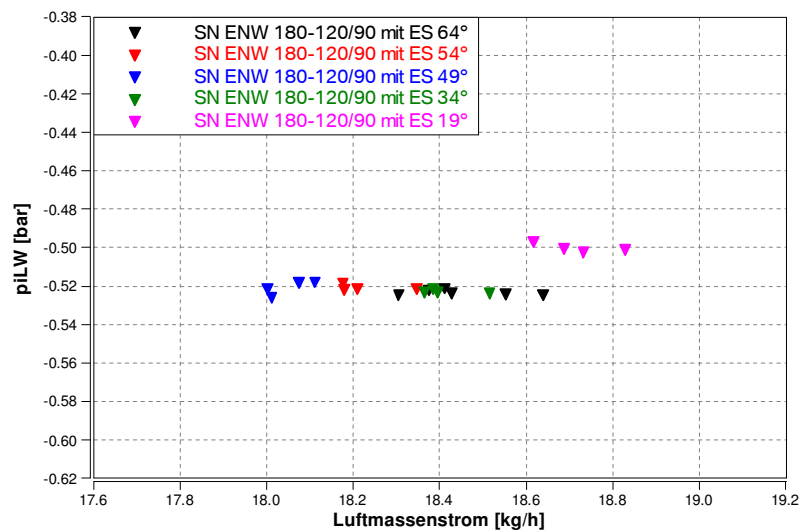


Abbildung 14.3.5.4: Ladungswechselarbeit mit der ENW 180-120/90 und unterschiedlicher Einlassspritzung

14.3.6 Gesamtvergleich

Es ist nun möglich, beide Variabilitätskonzepte im Betriebspunkt 1 zu vergleichen. Für die Schalnockenvarianten wird vorausgesetzt, dass kein Phasensteller eingesetzt wird und die Laststeuerung durch Drosselklappenanstellung erfolgt. Als Folge muss für diese Nockenwellen die Einlassspreizung gewählt werden, die die Abdeckung des ganzen WMTC-Bereiches ermöglicht (ES 64° für die 180° ÖD und ES 74° für die 160° ÖD). Hintergründe und Konsequenzen dieser Annahme sollen im Laufe der Arbeit näher erläutert werden. **Abbildungen 14.3.6.1** und **14.3.6.2** zeigen, dass bei vergleichbarer Laufruhe die VVT-Hubprofile einen Verbrauchsvorteil von 2 bis 3% erreichen. Die Öffnungsdauer dieser Hubprofile muss aber aufgrund ihres Effektes auf die Ladungsbewegung sehr sorgfältig ausgewählt werden, da die Stabilität des Brennverfahrens an seine Grenzen stößt. Beide Schalnockenvarianten sind dabei in Verbindung mit größeren Einlassspreizungen deutlich unkritischer.

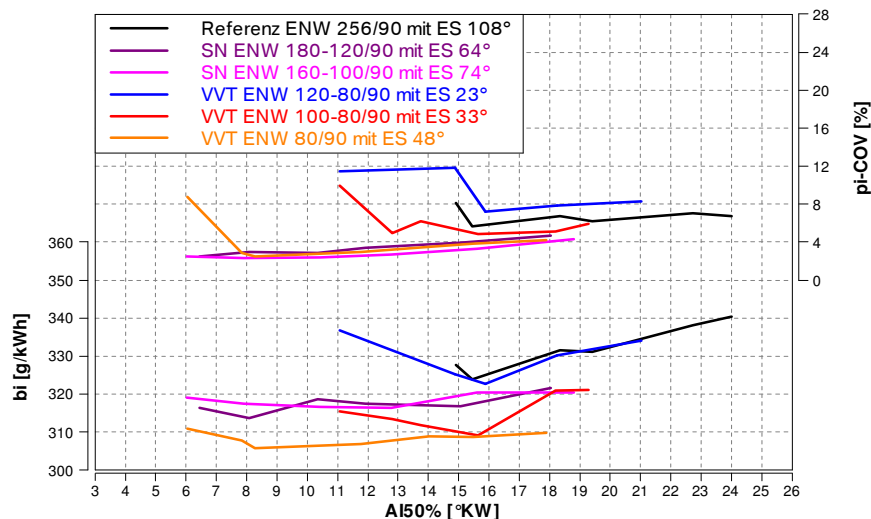


Abbildung 14.3.6.1: Vergleich der Zündhaken mit den VVT- und SN-Hubprofilen

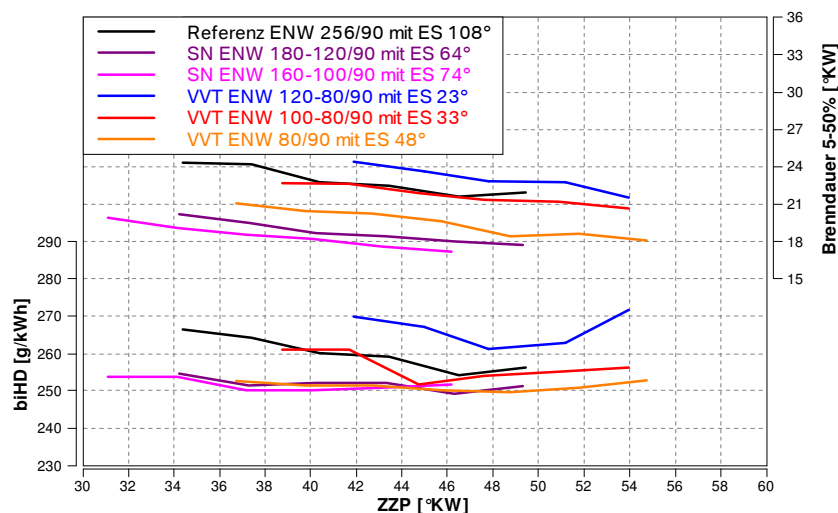


Abbildung 14.3.6.2: Vergleich der Zündhaken mit den VVT- und SN-Hubprofilen

Abbildung 14.3.6.3 ist zu entnehmen, dass nur die VVT-Hubprofile zu einer gravierenden Absenkung der Ladungswechselarbeit führen.

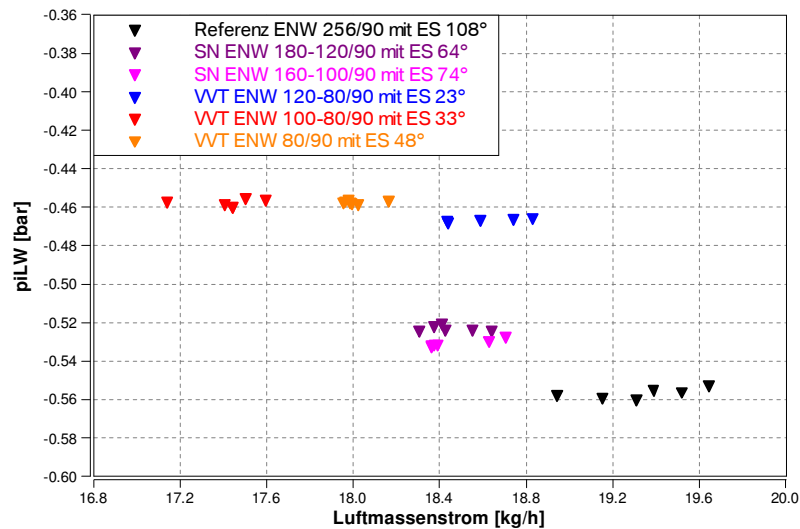


Abbildung 14.3.6.3: Vergleich der Ladungswechselarbeit mit den VVT- und SN-Hubprofilen

14.3.7 Gesamtvergleich nach Lastanpassung

Eine Quantifizierung des tatsächlichen Verbrauchsvorteils basiert bei der Anwendung im Fahrzeug nicht auf dem indizierten, sondern auf dem effektiven spezifischen Verbrauch, da die Reduzierung des maximalen Ventilhubes zu einer Verringerung der Reibleistung führt, die bei niedrigen Lasten eine große Auswirkung hat. In **Abbildung 14.3.7.1** sind Reibmitteldruck und effektiver spezifischer Verbrauch für die verschiedenen Nockenvarianten dargestellt.

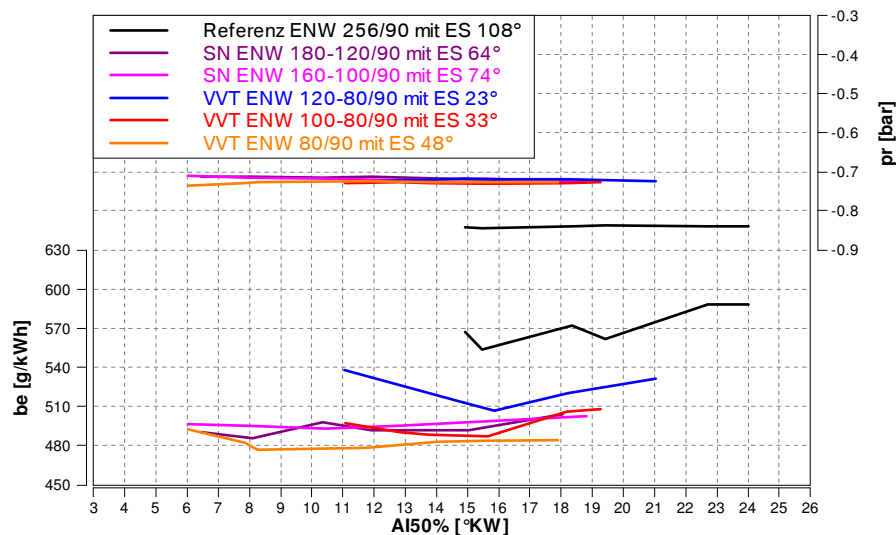


Abbildung 14.3.7.1: Vergleich der Zündhaken mit den VVT- und SN-Hubprofilen vor Lastanpassung

Der Einfluss des Reibmitteldrucks soll bei einer Konzeptauswahl berücksichtigt werden. In **Abbildung 14.3.7.2** ist der an einem Aggregateprüfstand gemessene Schleppmomentenvorteil zu der Basisnockenwelle für zwei der untersuchten Varianten

dargestellt. Bei dieser Prüfeinrichtung wird nur ein Zylinderkopf geschleppt und der Messflansch ist nicht für derartige Vergleiche mit sehr geringen Drehmomentunterschieden (ca. 0.05 Nm) ausgelegt. Daher sind genaue Aussagen für die einzelnen Varianten nicht möglich. Allerdings kann die Größenordnung des Reibungsvorteils im Vergleich zu der Basisnockenwelle bei 2100/min mit ca. 0.1 bar quantifiziert werden und ist mit den Ergebnissen aus der Indizierung vergleichbar. Während dieser Vorteil bei einem realen Schalnockenensystem theoretisch komplett umsetzbar ist, könnte ein Teil des Reibungspotentials bei einem VVT aufgrund der zu erwartenden Zunahme der beweglichen Teile entfallen.

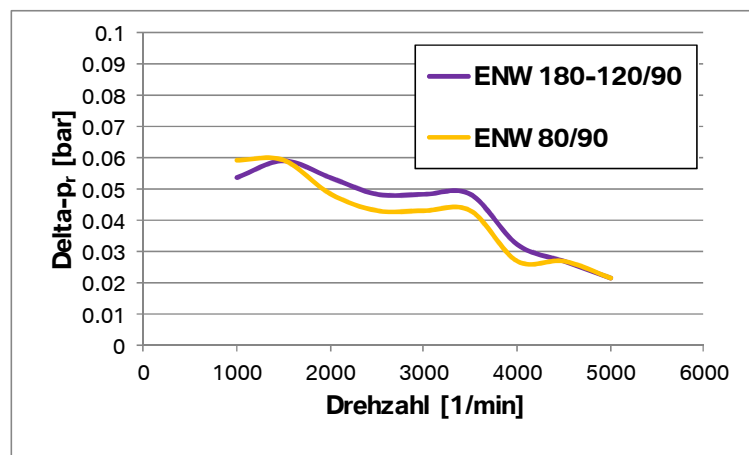


Abbildung 14.3.7.2: Schleppmomentenvorteil der FES-Hubprofile (nur ein ZK)

Durch die Abnahme des Reibmitteldrucks wird eine Anpassung des indizierten Mitteldrucks notwendig, damit die Last am Hinterrad unverändert bleibt. Gerade bei niedrigen Lasten sind die Gradienten des indizierten spezifischen Verbrauchs sehr hoch und ein Teil des erzielten Vorteils wird durch den b_i -Anstieg kompensiert. **Abbildungen 14.3.7.3 und 14.3.7.4** ist dieser Effekt für zwei Nockenvarianten zu entnehmen.

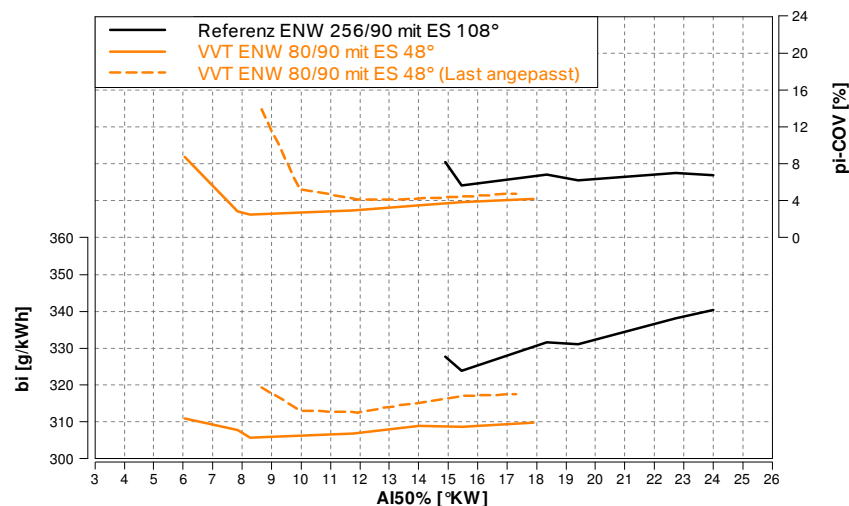


Abbildung 14.3.7.3: Effekt der Lastanpassung bei der ENW 80/90

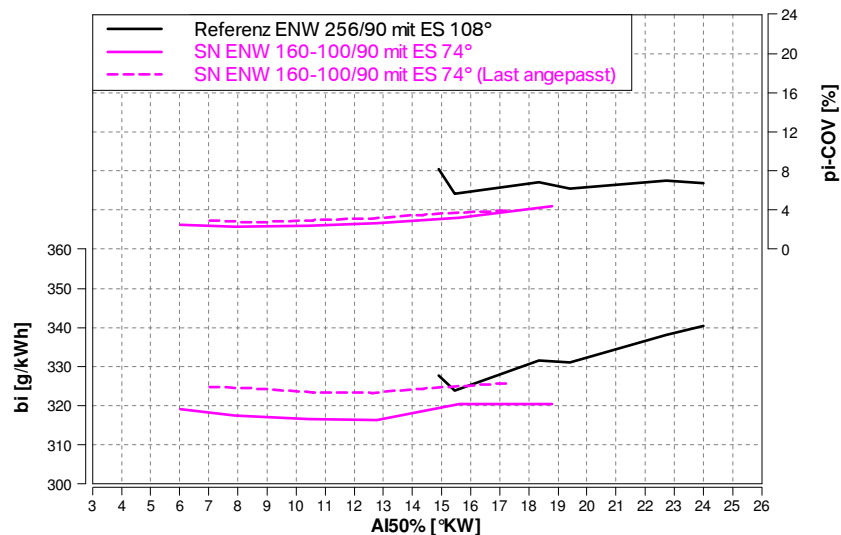


Abbildung 14.3.7.4: Effekt der Lastanpassung bei der ENW 160-100/90

In den **Abbildungen 14.3.7.5** und **14.3.7.6** wird ein Potentialvergleich für ein VVT- und ein SN-Hubprofil ausgehend von einem realistischen Applikationszündwinkel vorgestellt. Bei der VVT-Nocke bleibt nach Anpassung der Last am Hinterrad ein b_i -Vorteil zu der Basisnocke von 3.5% übrig und die b_e -Verbesserung beträgt ca. 10%. Bei der Schaltenocke liegt der indizierte Verbrauch aufgrund der geringen Entdrosselung auf Referenzniveau und der b_e -Vorteil sinkt auf ca. 6%. Brenngeschwindigkeit und Laufruhe sind für beide Systeme deutlich besser als bei der Referenz.

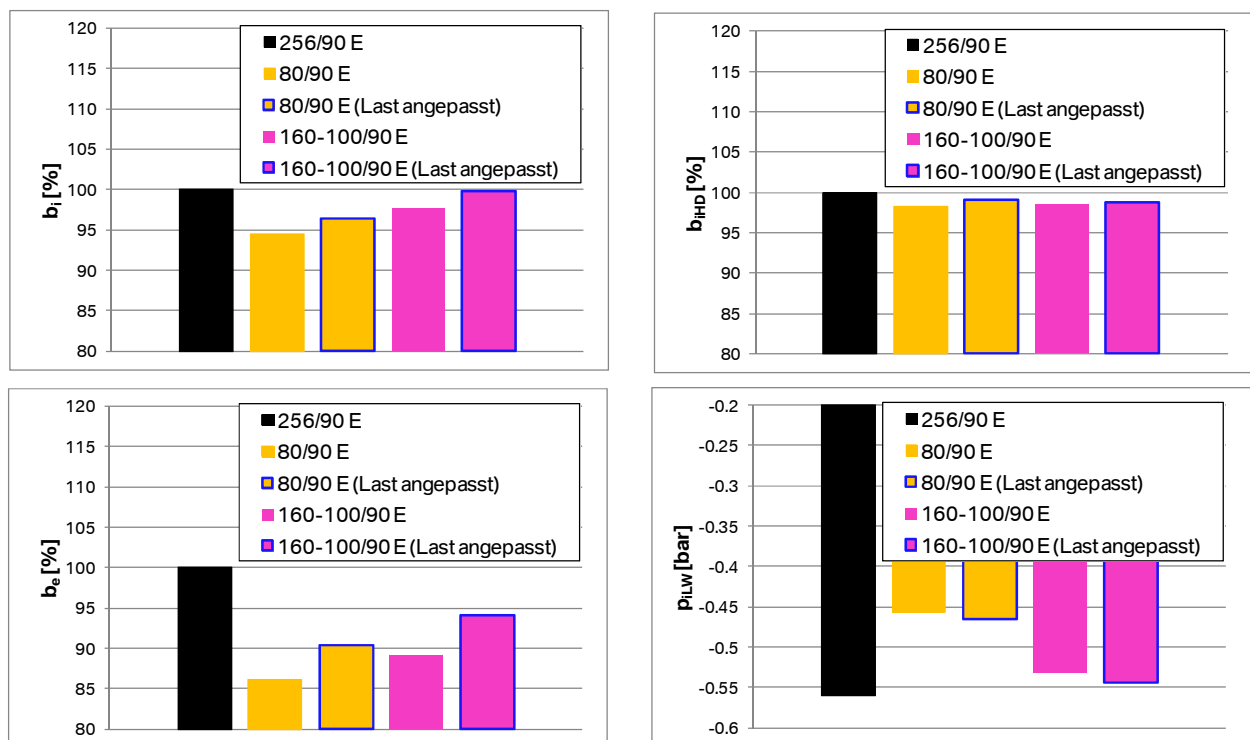


Abbildung 14.3.7.5: Vergleich der Nockenvarianten bei realistischen Zündwinkel

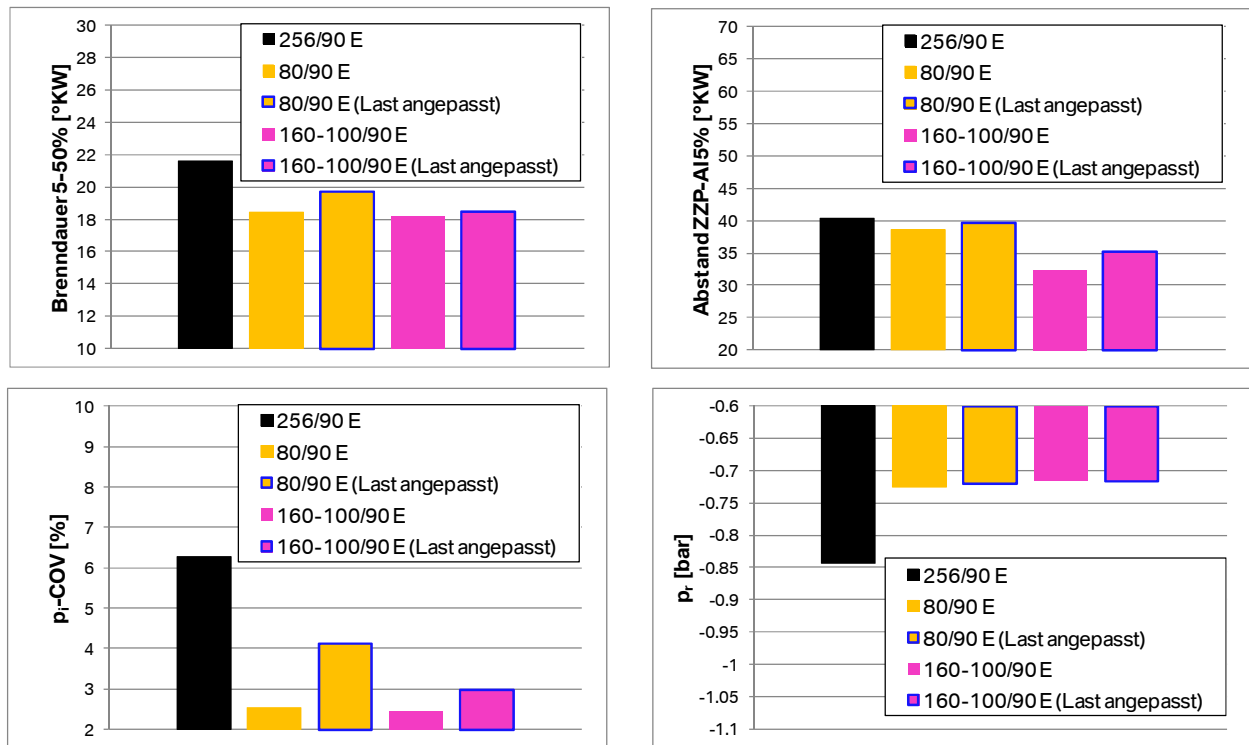


Abbildung 14.3.7.6: Vergleich der Nockenvarianten bei realistischem Zündwinkel

In den **Abbildungen 14.3.7.7** und **14.3.7.8** sind Konzentrationen der Abgasschadstoffe zusammengestellt. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit im Ventilsplatt bei der VVT-Nocke und die Drall-Ladungsbewegung bei der Schallnocke sorgen für eine verbesserte Gemischaufbereitung, die zu einer Absenkung der CO-Emissionen führt. Die kurze Brenndauer führt zu höheren Spitzentemperaturen im Brennraum und damit zu einem Anstieg der NO_x-Emissionen. Gleichzeitig nimmt das Ausbrennen der Kohlenwasserstoffe in der Expansionsphase ab, was in höheren HC-Emissionen resultiert.

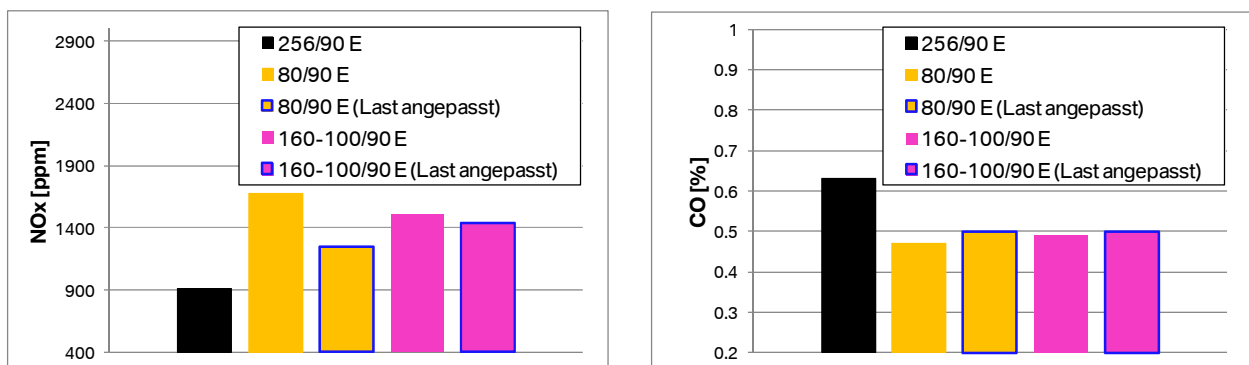


Abbildung 14.3.7.7: Vergleich der Abgasemissionen

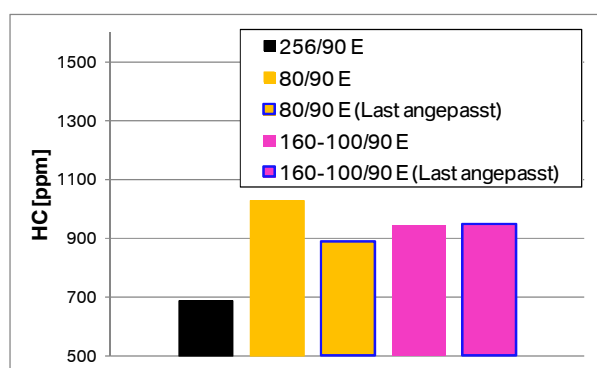


Abbildung 14.3.7.8: Vergleich der Abgasemissionen

14.3.8 Verlustteilung

Die Verlustteilung wurde mit der Software Tiger der Fa. EnginOS durchgeführt. Die Definition der einzelnen zu rechnenden Wirkungsgrade und die dafür verwendeten Algorithmen sind in Anhang 18.2 erläutert. In den **Abbildungen 14.3.8.1** und **14.3.8.2** sind die Brenn- und Temperaturverläufe aus der Druckverlaufsanalyse dargestellt. Es handelt sich hier um dieselben Messpunkte, die in Abschnitt 14.3.7 für die Gesamtbewertung bei gleicher Last berücksichtigt wurden. Es ist ersichtlich, dass die Nockenvarianten mit frühem Einlass Schließen von einer kürzeren Brenndauer charakterisiert sind. Die Temperaturen im Zylinder liegen dementsprechend höher. Aus der Ladungswechselsimulation ergibt sich für die ENW 80/90 der niedrigste Restgasanteil gegenüber den anderen Nockenvarianten. Als Folge liegt die maximale Temperatur im Zylinder auf ähnlichem Niveau wie bei der ENW 160-100/90, auch wenn der Brennverlauf im Bereich des Maximums etwas flacher ist.

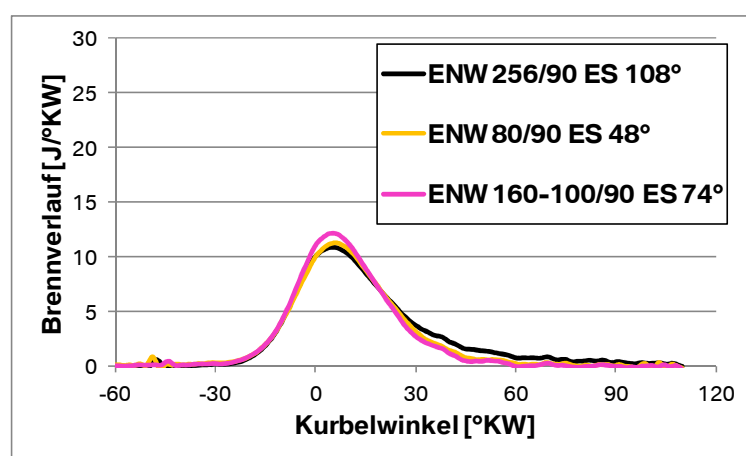


Abbildung 14.3.8.1: Brennverlauf aus der Druckverlaufsanalyse im Betriebspunkt 1

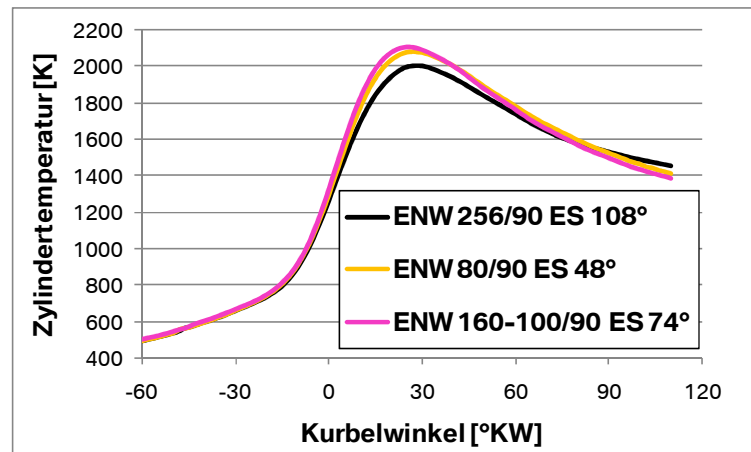


Abbildung 14.3.8.2: Temperaturverlauf aus der Druckverlaufsanalyse im Betriebspunkt 1

Abbildung 14.3.8.3 ist die Verlustteilung zu entnehmen. Für eine bessere Interpretation der Ergebnisse wird in **Abbildung 14.3.8.4** der prozentuale Wirkungsgradverlust jedes einzelnen Schritts dargestellt. Dieser wird beispielsweise für den Schritt von GR KAPA zu GR MFB50 folgendermaßen gerechnet:

$$\Delta\text{ETA} = \frac{\text{GR KAPA} - \text{GR MFB50}}{\text{GR KAPA}} \cdot 100 \quad \text{Gl. 14.3.8.1}$$

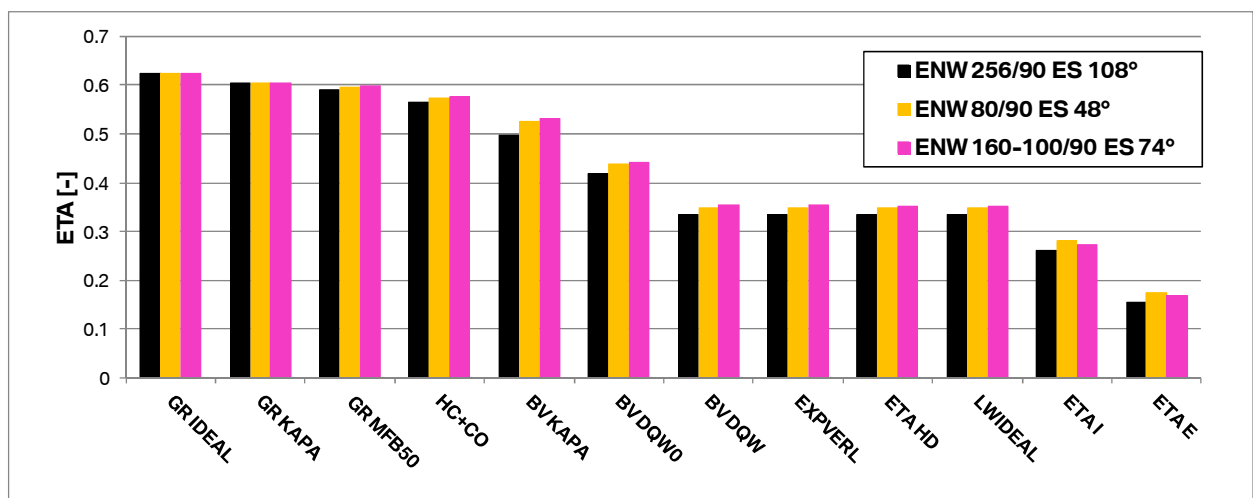


Abbildung 14.3.8.3: Verlustteilung im Betriebspunkt 1

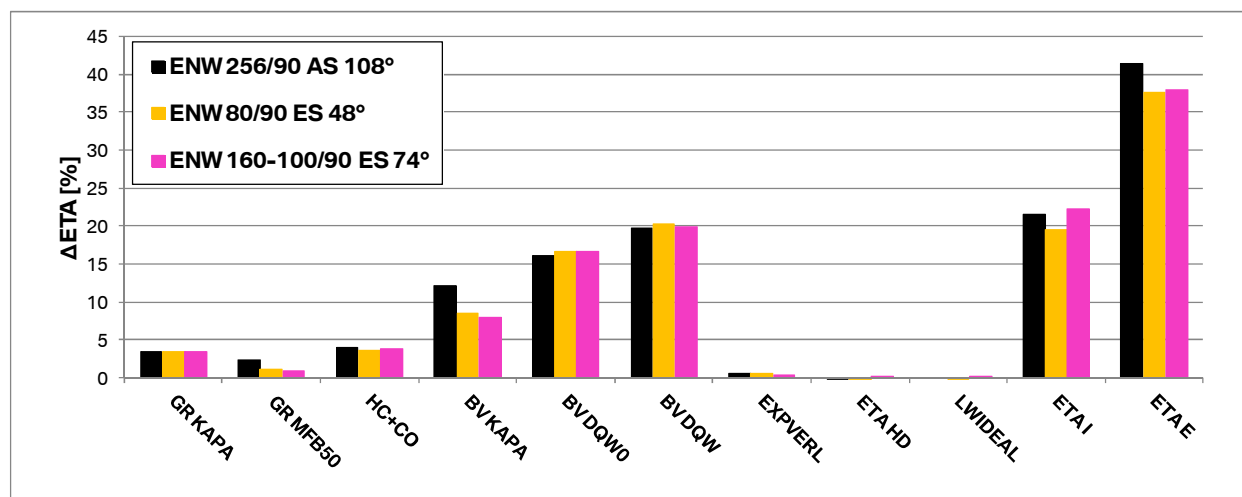


Abbildung 14.3.8.4: Wirkungsgradverlust im Betriebspunkt 1

Vor der Berechnung der Verlustteilung führt die Software eine 100%-Iteration durch. Dadurch können die Ergebnisse der Verlustteilung von den Messwerten in Abhängigkeit der Meßqualität leicht abweichen. **Abbildung 14.3.8.4** ist zu entnehmen, dass die Nockenvarianten sich im Wesentlichen hinsichtlich der folgenden Wirkungsgradverluste unterscheiden:

- GR MBF50 Frühere Schwerpunktlage für die FES-Nockenvarianten.
- BV KAPA Kürzere Brenndauer für die FES-Nockenvarianten.
- ETA I Bei der SN-Variante wirkt sich die reale Ladungswechselschleife am stärksten aus, da keine Entdrosselung vorliegt und gleichzeitig aufgrund der Lastanpassung $p_i < 2$ bar ist. Die VVT-Variante führt dagegen zur Vollendrosselung und ETA I wird davon deutlich begünstigt.
- ETA E Niedriger Reibmitteldruck für die FES-Nockenvarianten.

Die Schlussfolgerungen vom vorherigen Abschnitt konnten somit durch die Verlustteilung bestätigt und im Detail quantifiziert werden.

14.3.9 Phasing-Effekt

Abgesehen vom VVT-Profil mit 80° Öffnungsdauer wurden in den vorherigen Abschnitten ausschließlich Messergebnisse von Hubprofilen mit einem Phasing-Ansatz dargestellt. Wie schon erwähnt ergibt die CFD-Simulation keinen nennenswerten Effekt der Drall-Ladungsbewegung auf das Turbulenzniveau. Die experimentellen Ergebnisse zeigen aber, dass eine deutlich stabilere Verbrennung zu erreichen ist. **Abbildungen 14.3.9.1** und **14.3.9.2** zeigen den Effekt der ungleichen Massenaufteilung zwischen den

Einlasskanälen auf Laufruhe, Verbrauch und Brenngeschwindigkeit für die VVT-Nocke mit 120° ÖD.

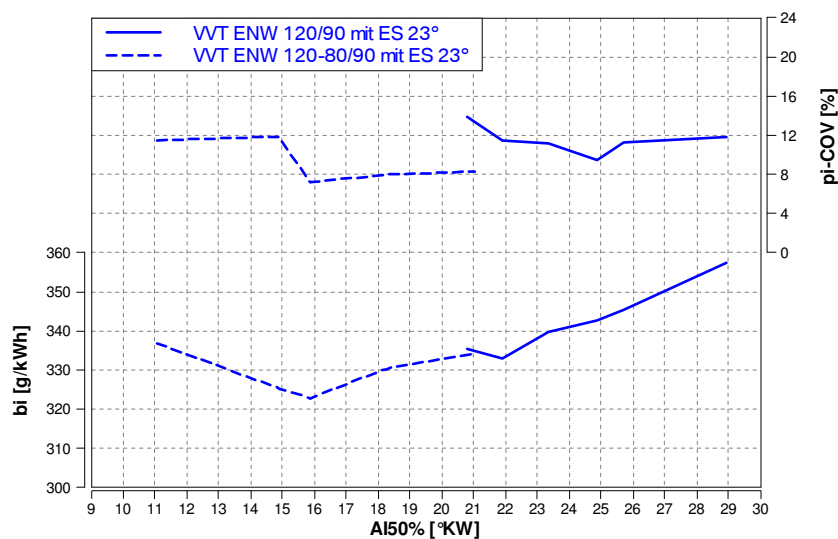


Abbildung 14.3.9.1: Phasing-Effekt mit 120° Öffnungsdauer und gleicher Einlassspreizung

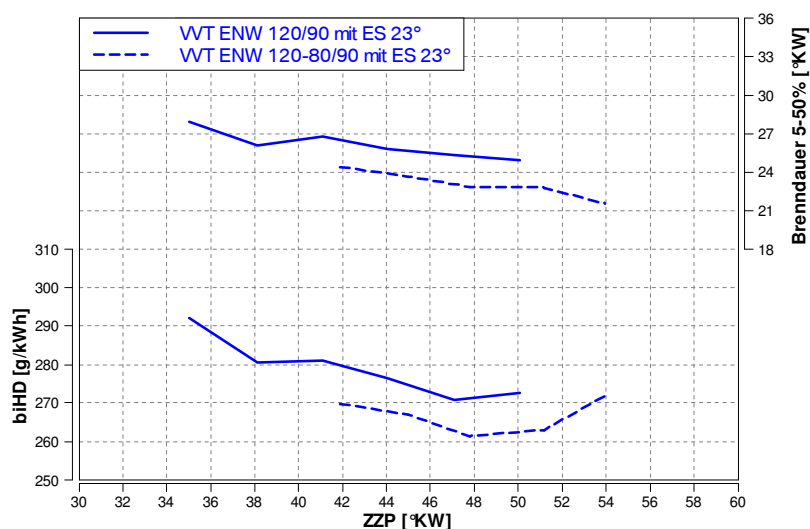


Abbildung 14.3.9.2: Phasing-Effekt mit 120° Öffnungsdauer und gleicher Einlassspreizung

Da der Vergleich bei gleicher Einlassspreizung durchgeführt wurde, musste die Drosselklappe bei der Variante ohne Phasing etwas angestellt werden. Der Restgasanteil ist aber davon kaum beeinflusst, da der Saugrohrdruck für beide Fälle praktisch auf Umgebungsniveau liegt (**Abbildung 14.3.9.3**). Die Verbesserung der Verbrennungsstabilität ist somit auf den positiven Effekt der Ladungsbewegung auf die Gemischaufbereitung zurückzuführen.

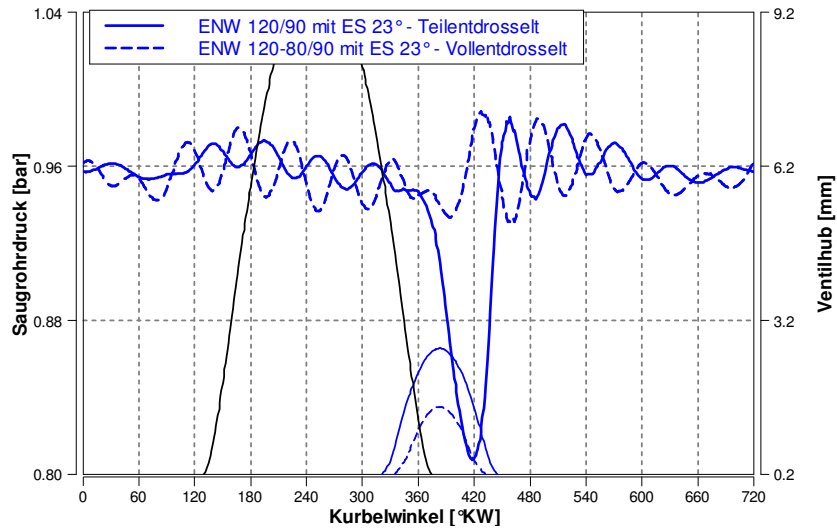


Abbildung 14.3.9.3: Ansaugdruckverlauf mit und ohne Phasing (120° ÖD, ES konstant)

Ein ähnliches Ergebnis ergibt sich bei der Schaltnocke mit 180° ÖD (**Abbildungen 14.3.9.4 und 14.3.9.5**).

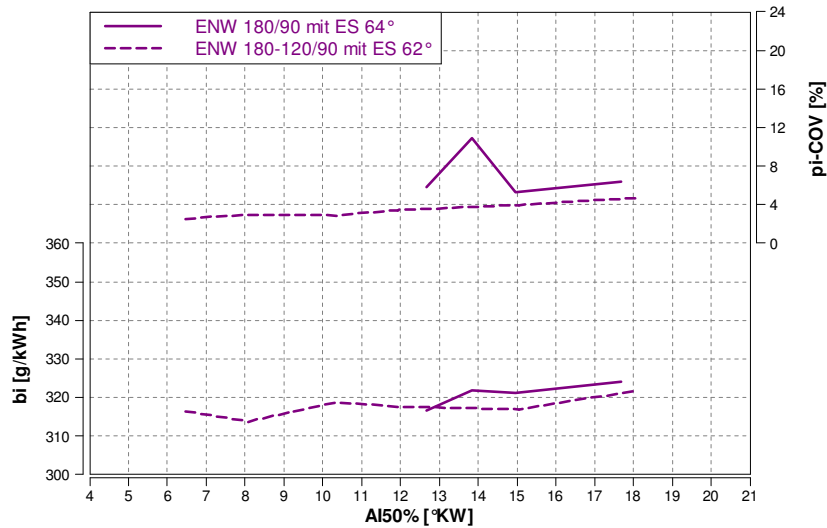


Abbildung 14.3.9.4: Phasing-Effekt mit 180° Öffnungsdauer und gleicher Einlassspreizung

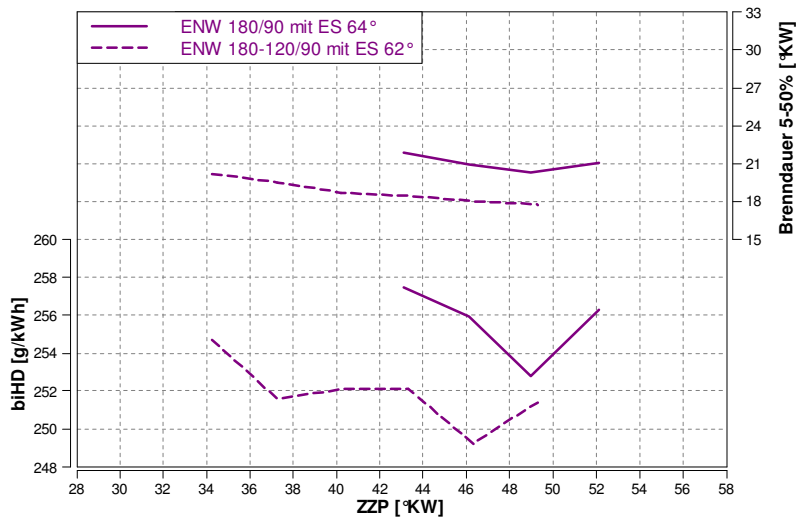


Abbildung 14.3.9.5: Phasing-Effekt mit 180° Öffnungsdauer und gleicher Einlassspreizung

Die Abgasemissionen zeigen die Tendenzen, die schon aus dem vorherigen Abschnitt bekannt sind. Die HC- und NO_x-Konzentrationen steigen mit der schnelleren Verbrennung, während die CO-Werte aufgrund der besseren Gemischaufbereitung auf einem niedrigeren Niveau liegen (**Abbildung 14.3.9.6**).

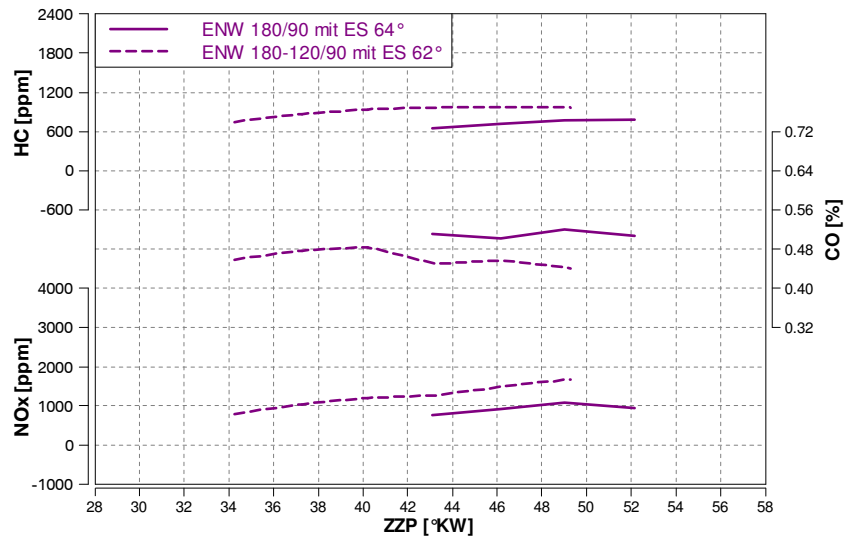


Abbildung 14.3.9.6: Phasing-Effekt mit 180° Öffnungsdauer und gleicher Einlassspreizung

Basierend auf der Schaltnocke 160/90 wurden zwei unterschiedlich starke Phasing-Ansätze im ganzen WMTC-Bereich untersucht. Es handelte sich um die Varianten 160-100/90 und 160-120/90. Die Einlassspreizung wurde konstant gehalten und so gewählt, dass die erreichbare Last bei Vollentdrosselung nahezu identisch ist (**Abbildung 14.3.9.7**). Das bedeutet, dass sich die Profile zur Abdeckung eines identischen Lastbereichs eignen. Die Variante mit mehr Phasing zeigt bei gleicher Last aufgrund der späteren ES etwas höhere Ladungswechselverluste (**Abbildung 14.3.9.8**).

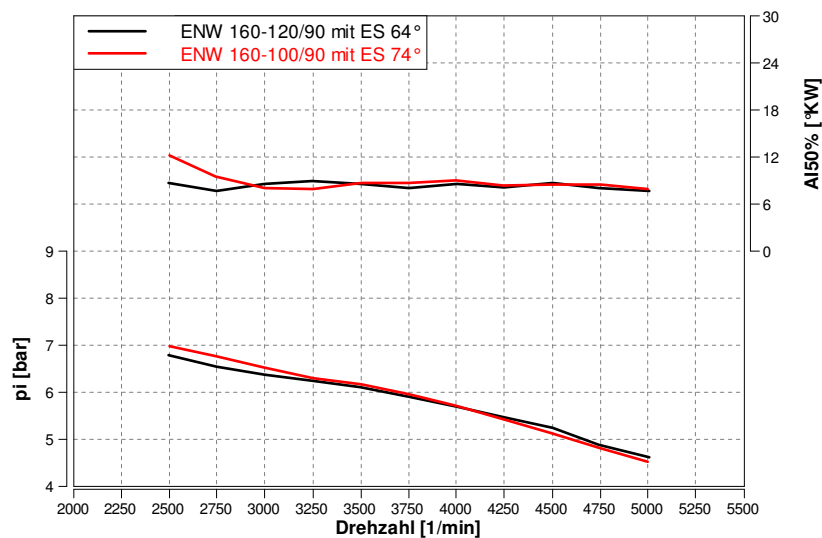


Abbildung 14.3.9.7: Drehzahlschnitte mit unterschiedlich starken Phasing-Ansätzen

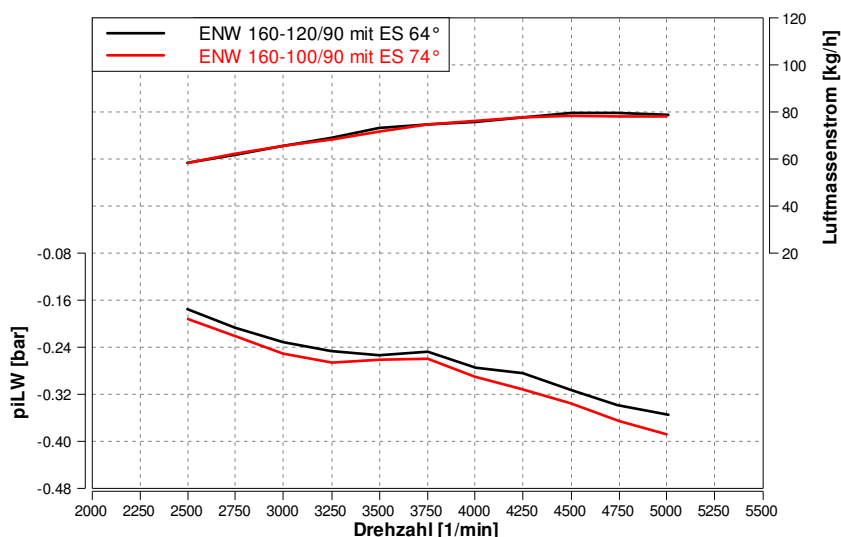


Abbildung 14.3.9.8: Drehzahlschnitte mit unterschiedlich starken Phasing-Ansätzen

In **Abbildung 14.3.9.9** ist ein Verbrauchsdifferenzkennfeld dargestellt. Als Referenz wurden die Ergebnisse mit der Nockenwelle 160-100/90 genommen. Der reduzierte Phasing-Ansatz der Nockenwelle 160-120/90 weist im ganzen Kennfeld keine Vorteile auf. Die Schlussfolgerung davon ist, dass die Reduzierung der Ladungswechselerarbeit zu dem Zweck der Verbrennungsstabilität in einem bestimmten Maß geopfert werden kann.

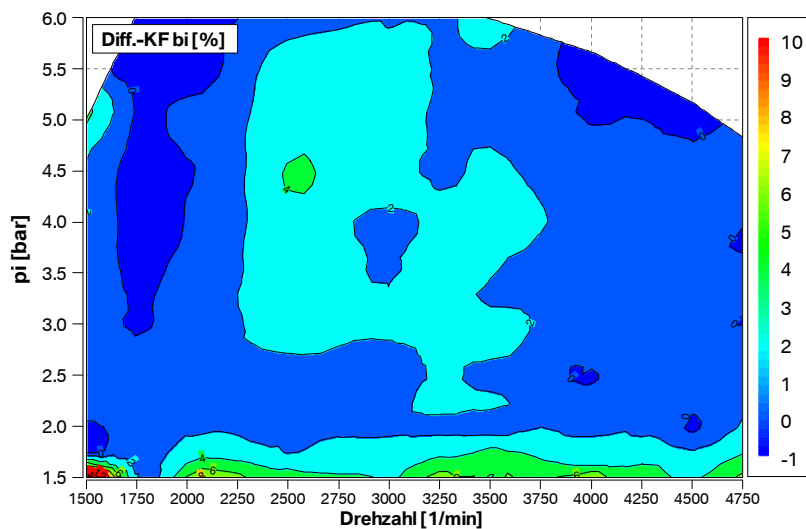


Abbildung 14.3.9.9: Effekt der Phasing-Stärke auf b_i im ganzen WMTC-Bereich
(Referenz: ENW 160-100/90)

14.4 Oberer TL-Bereich

14.4.1 Zündhaken

Der Betriebspunkt 2 stellt aufgrund der hohen Verbrennungsstabilität eine deutlich günstigere Ausgangssituation als der Betriebspunkt 1 dar. In den **Abbildungen 14.4.1.1, 14.4.1.2, 14.4.1.3, 14.4.1.4** sind Ergebnisse der Zündhakenvermessung mit der ENW 160-120/90 bei verschiedenen Einlassspreizungen dargestellt. Die Einstellung der optimalen Schwerpunktlage der Verbrennung ist bis auf die ES 109° (Erläuterung siehe Abschnitt 14.6) uneingeschränkt mit sehr niedrigen Zyklenschwankungen möglich. Der nahezu vollentdrosselte Betrieb ist nur mit minimalen Nachteilen für die Verbrennung verbunden, wobei in diesem Betriebspunkt die Reduzierung der Ladungswechselarbeit aufgrund der Aufteilung des indizierten Mitteldrucks unter p_{iL} und p_{iH} für den Kraftstoffverbrauch nicht mehr entscheidend ist. Die für die Vollentdrosselung notwendige Einlassspreizung wurde beim Versuch nicht genau getroffen, aber aus den Ergebnissen kann abgeleitet werden, dass der weitere p_{iLW} -Vorteil lediglich zu einer minimalen Veränderung des Kraftstoffverbrauchs führen würde.

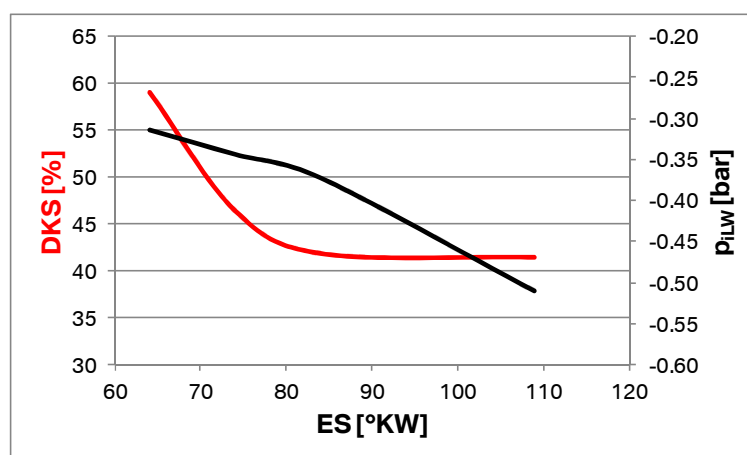


Abbildung 14.4.1.1: Einfluss der Einlassspreizung auf DKS und p_{iLW} bei der ENW 160-120/90

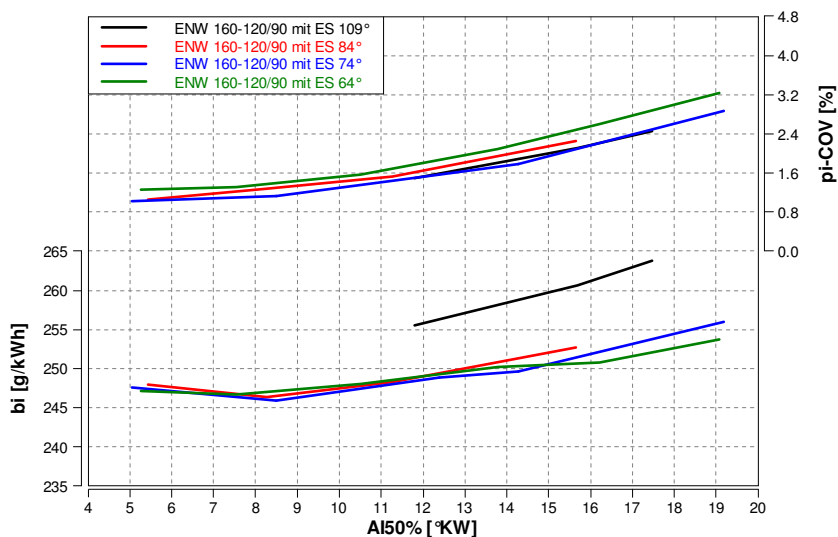


Abbildung 14.4.1.2: Zündwinkel­effekt bei der ENW 160-120/90 und unterschiedlicher Einlass­sprei­zung

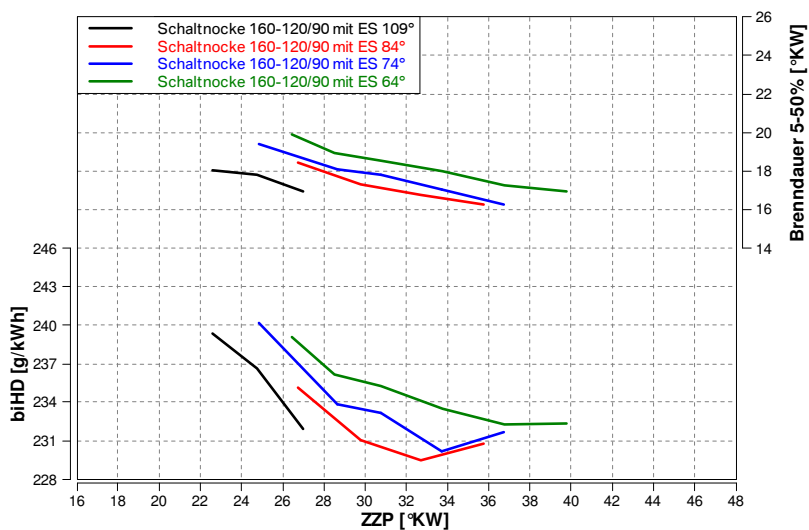


Abbildung 14.4.1.3: Zündwinkel­effekt bei der ENW 160-120/90 und unterschiedlicher Einlass­sprei­zung

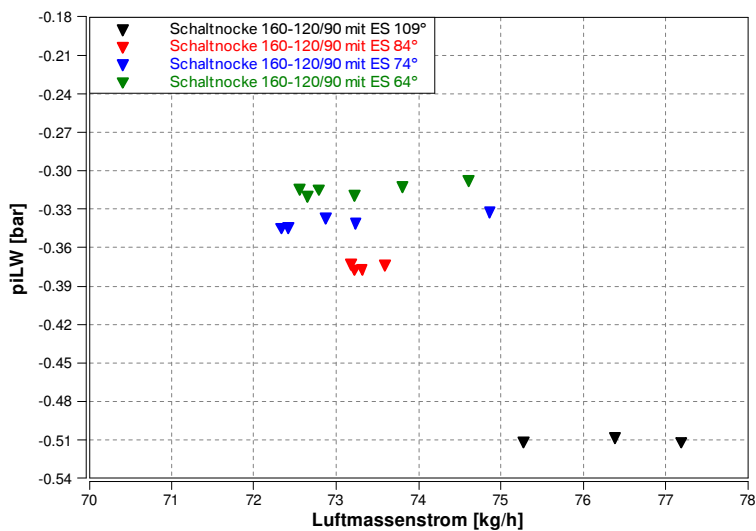


Abbildung 14.4.1.4: Effekt der Einlass­sprei­zung auf die Ladungs­wech­sel­ar­beit mit der ENW 160-120/90

Für den Gesamtvergleich im Betriebspunkt 2 wird als SN-Variante die ENW 160-120/90 mit 64° ES betrachtet. Wie schon erwähnt reicht diese Kombination von ÖD und ES für die Abdeckung des WMTC-Bereiches aus. Als VVT-Variante gilt hier die ENW180-120/90 mit ES 54° . Sie entstand ursprünglich ebenfalls als SN-Variante zur Erweiterung des Teilhubbetriebs über den WMTC-Bereich (in Verbindung mit ES 64°). Allerdings erreicht diese Nocke mit ES 54° die Vollentdrosselung und kann als VVT-Variante betrachtet werden. Die einzige Unschärfe dabei betrifft den für ein SN-System dargestellten Phasing-Ansatz (bei gleichem EÖ, siehe Abschnitt 13.1). Diese Unschärfe führt im Betriebspunkt 2 laut Ladungswechselsimulation lediglich zu sehr geringen Restgasunterschieden.

Abbildungen 14.4.1.5 und **14.4.1.6** zeigen für beide Hubprofile eine Absenkung des indizierten spezifischen Verbrauchs aufgrund der verbesserten Ladungsbewegung und der niedrigeren Ladungswechsellarbeit um ca. 4%. Bei dem effektiven Verbrauch wirkt sich der geringere Reibmitteldruck positiv aus und der erzielbare Vorteil steigt auf ca. 5.5%.

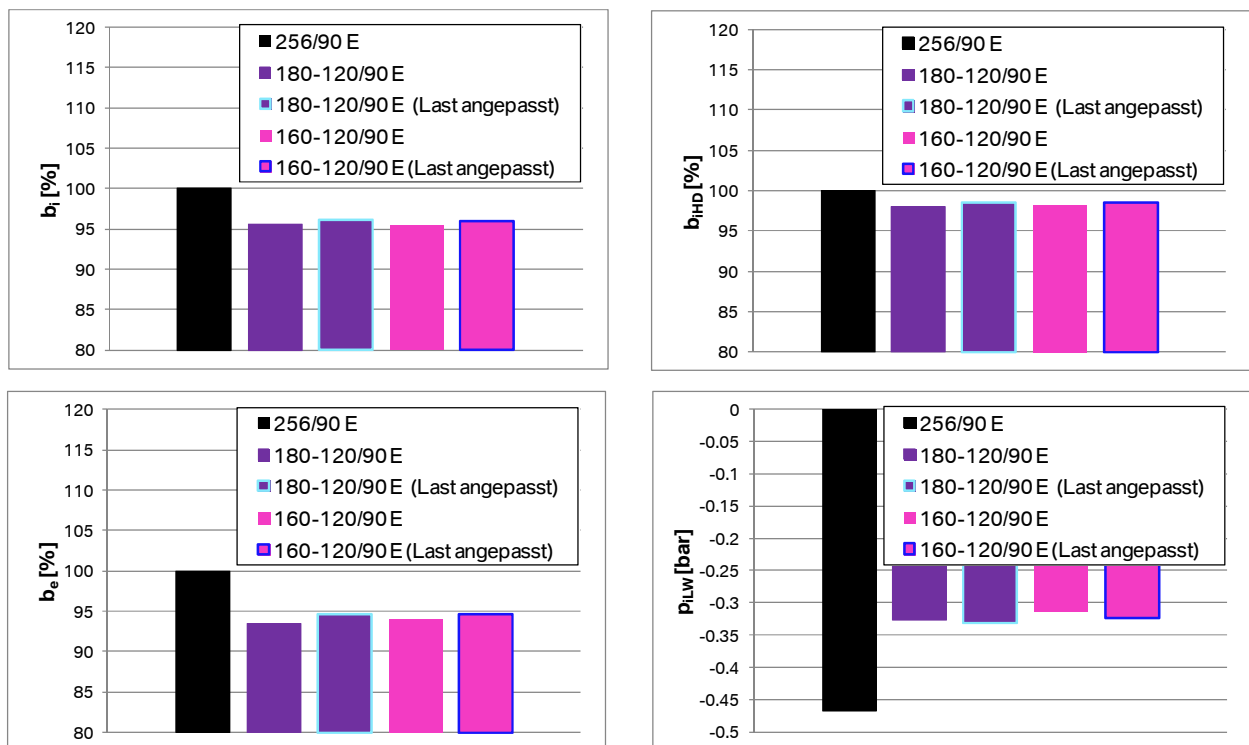


Abbildung 14.4.1.5: Vergleich der Nockenvarianten bei realistischem Zündwinkel

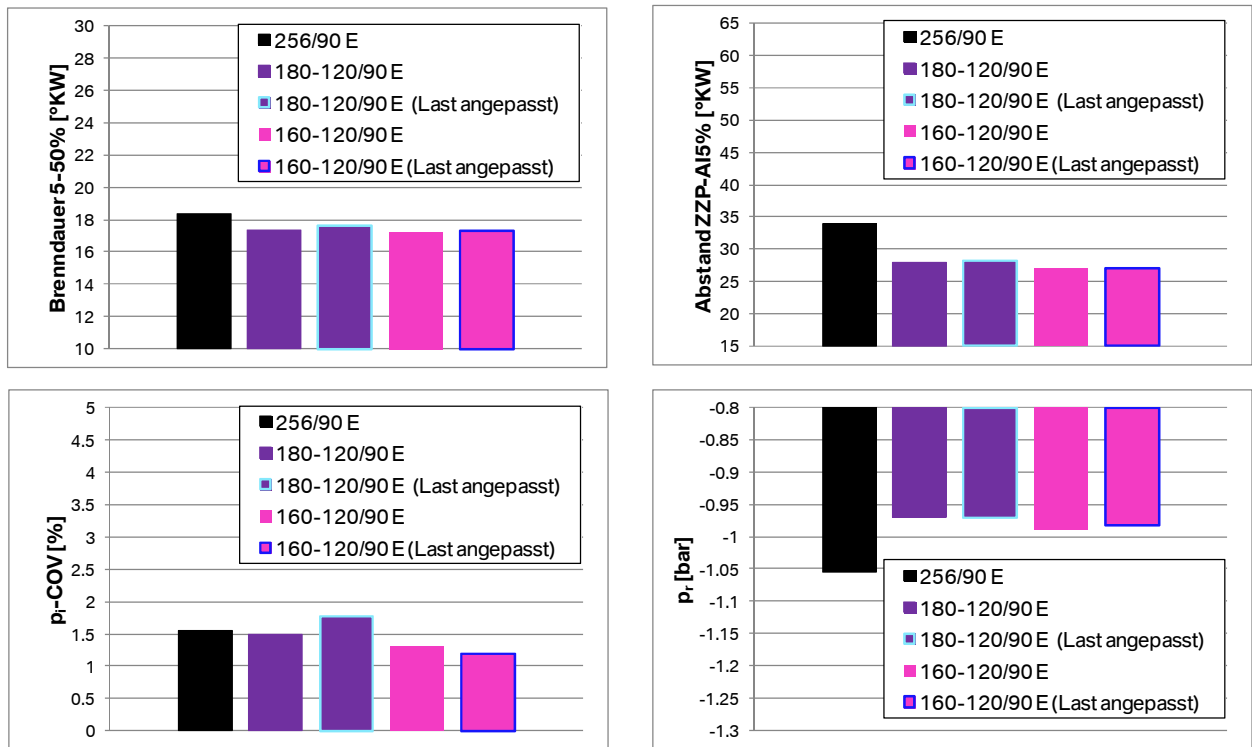


Abbildung 14.4.1.6: Vergleich der Nockenvarianten bei realistischem Zündwinkel

In **Abbildung 14.4.1.7** sind die Abgasemissionen dargestellt. Die HC-Konzentration steigt mit beiden FES-Nockenvarianten eindeutig. In den vorherigen Abschnitten wurde bereits gezeigt, dass ein Zusammenhang zwischen Brenngeschwindigkeit und NOx- sowie HC-Emissionen besteht.

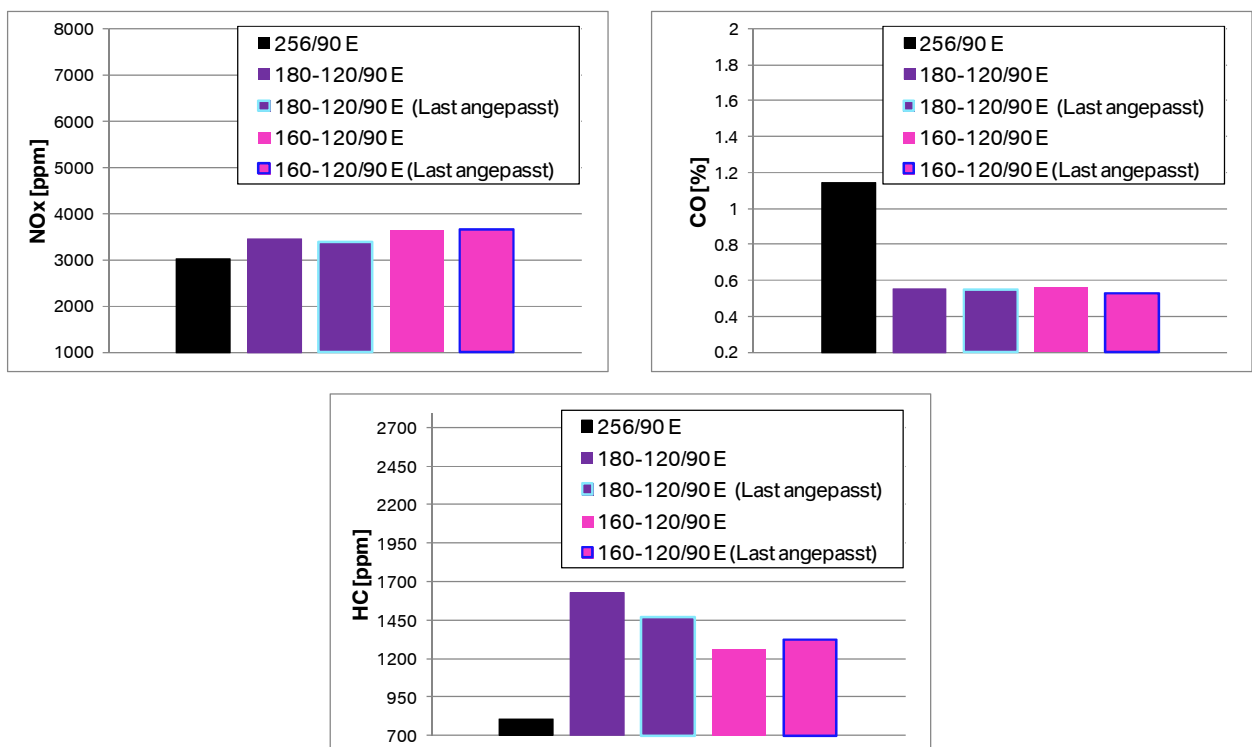


Abbildung 14.4.1.7: Vergleich der Abgasemissionen

Darüber hinaus zeigt die Niederdruckindizierung dargestellt in **Abbildung 14.4.1.8**, dass die Druckpulsationen im Saugrohr mit der ENW 180-120/90 zu einem positiven Druckgefälle in der zweiten Überschneidungshälfte führen. Als Folge fließt Frischladung vom Saugrohr in den Abgaskrümmter.

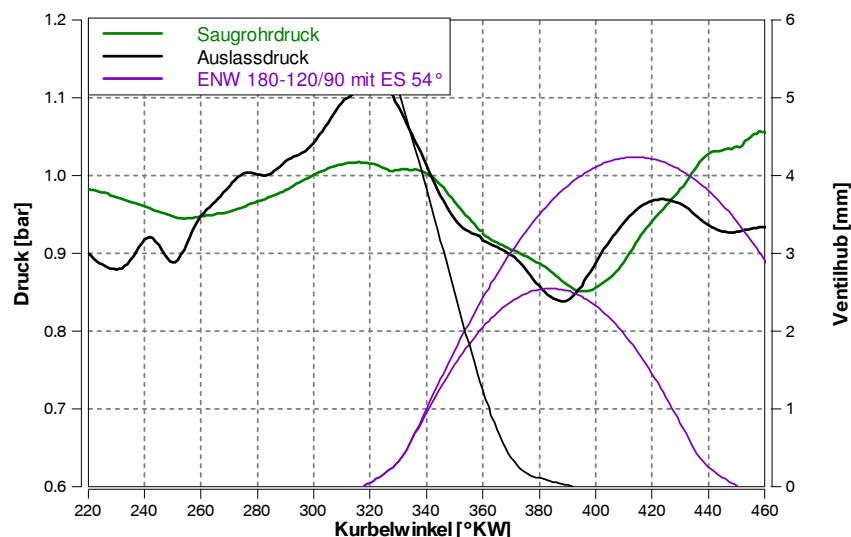


Abbildung 14.4.1.8: Druckverlauf im Ansaug- und Abgastrakt mit der ENW 180-120/90

14.4.2 Verlustteilung

In den **Abbildungen 14.4.2.1** und **14.4.2.2** sind die gerechneten Brenn- und Temperaturverläufe für die verschiedenen Nockenvarianten dargestellt. Diese unterscheiden sich wenig, da die Verbrennungsstabilität bei der Basisnocke bereits auf hohem Niveau liegt.

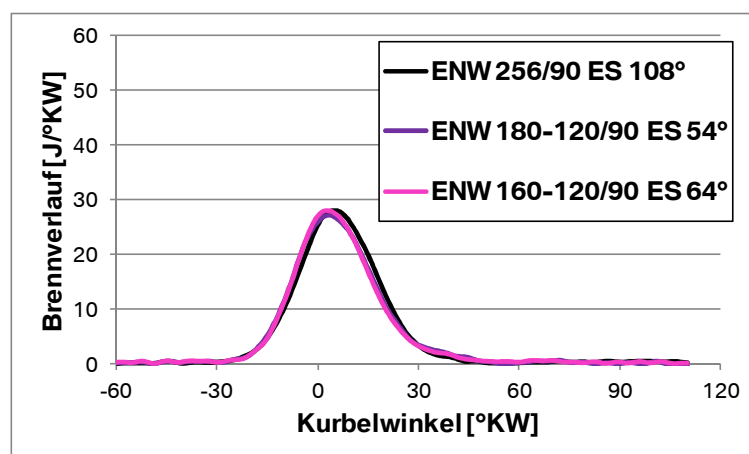


Abbildung 14.4.2.1: Brennverlauf aus der Druckverlaufsanalyse im Betriebspunkt 2

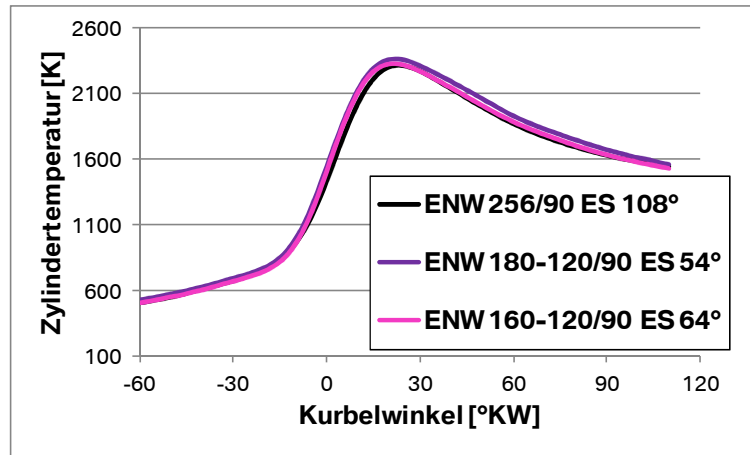


Abbildung 14.4.2.2: Temperaturverlauf aus der Druckverlaufsanalyse im Betriebspunkt 2

In den **Abbildungen 14.4.2.3** und **14.4.2.4** sind die Verlustteilung und der prozentuale Wirkungsgradverlust jedes einzelnen Schritts dargestellt.

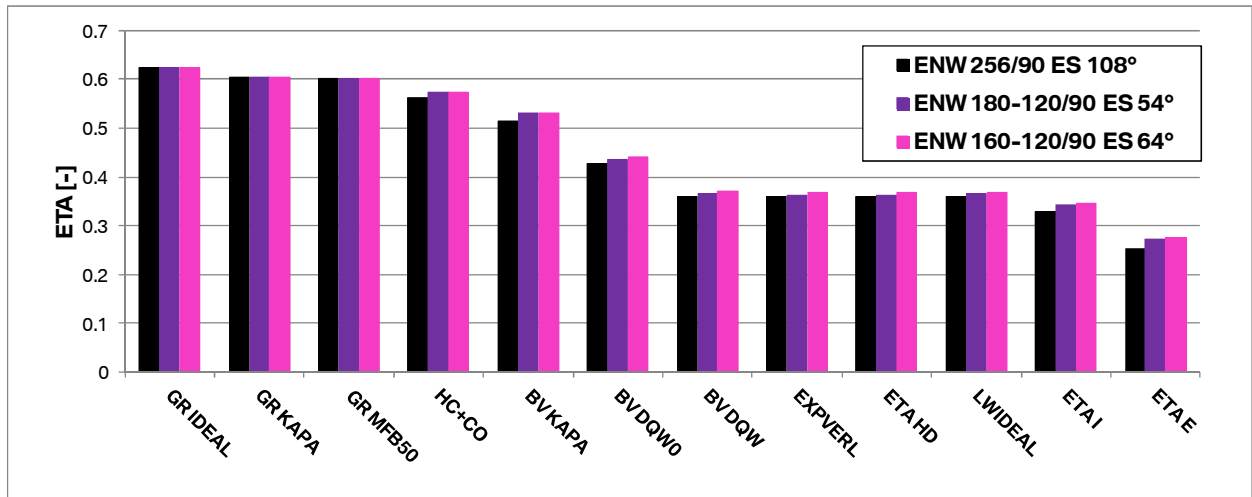


Abbildung 14.4.2.3: Verlustteilung im Betriebspunkt 2

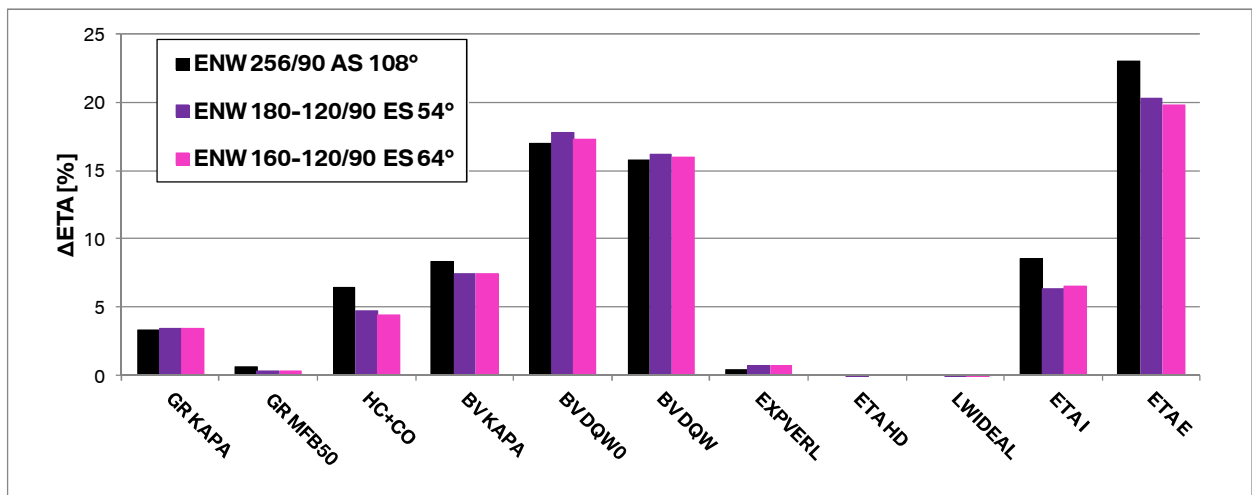


Abbildung 14.4.2.4: Wirkungsgradverlust im Betriebspunkt 2

Die Nockenvarianten unterscheiden sich im Wesentlichen hinsichtlich der folgenden Wirkungsgradverluste:

HC+CO	Deutlich höhere CO-Emissionen für die Basis-Nocke.
BV KAPA	Kürzere Brenndauer für die FES-Varianten.
ETA I	Beide FES-Varianten sind mit einer Entdrosselung verbunden, die sich positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt.
ETA E	Niedriger Reibmitteldruck für die FES-Nockenvarianten.

Die Wirkungsgradverluste BV DQW0 und BV DQW liegen für die FES-Nockenvarianten etwas höher als bei der Basisnocke. Dies wird in Verbindung mit der höheren Temperatur im Brennraum gesetzt. Im Betriebspunkt 1 war dieser Effekt weniger ausgeprägt, da das gesamte Temperaturniveau niedriger lag (maximale T_{Zyl} 2350 K gegenüber 2100 K für Betriebspunkt 1). In der Kalorik nach Zacharias entstehen Dissoziationseffekte beim stöchiometrischen Luftverhältnis ($\lambda=1.0$) gerade um 2000 K, darüber hinaus wird die Abhängigkeit der kalorischen Daten von der Temperatur immer steiler.

Auch für Betriebspunkt 2 bestätigt die Verlustteilung die Schlussfolgerungen aus der Analyse der Prüfstanddaten.

14.5 Potential der Schaltnocke im WMTC-Bereich

Voraussetzung für diese Bewertung ist die Definition der Strategie für die Laststeuerung. Das maximale Verbrauchspotential wird erreicht, wenn der obere WMTC-Bereich, wie beim *Valvelift*, mit vollgeöffneter Drosselklappe gefahren wird (**Abbildung 14.5.1**). In diesem Fall würde die Laststeuerung durch einen Einlassphasensteller erfolgen. Die Schaltnocke wird hier aber als eine einfachere und kostengünstigere Alternative zu einem VVT betrachtet. Darüber hinaus ist der Einbau eines Phasenstellers aufgrund der Platzproblematik nicht unkritisch. Als Folge wurde das Verbrauchspotential der Schaltnockenvarianten hauptsächlich bei konstanter Einlassspreizung und unter Beibehaltung der Laststeuerung durch die Drosselklappe untersucht.

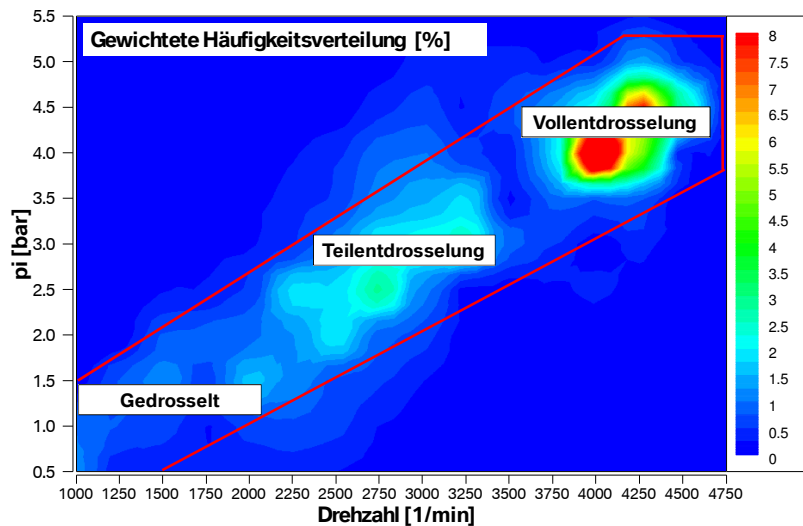


Abbildung 14.5.1: Betrieb eines Schlnockensystems mit Einlassphasensteller

14.5.1 Potential ohne Einlassphasensteller

In **Abbildung 14.5.1.1** ist ein Drosselklappenkennfeld für die ENW 160-100/90 mit Einlassspreizung 74° dargestellt. Der Motor ist im Betriebspunkt mit maximaler Last und Drehzahl vollentdrosselt.

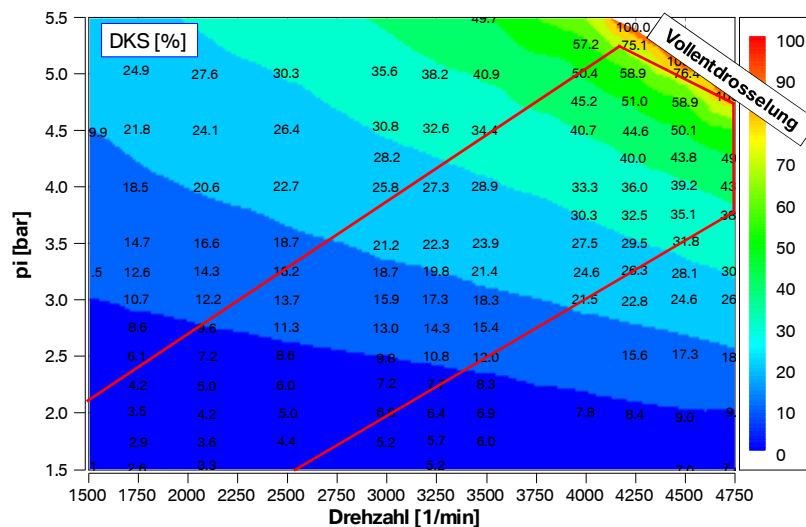


Abbildung 14.5.1.1: DKS-Kennfeld bei einem Schlnockensystem ohne Einlassphasensteller

In den **Abbildungen 14.5.1.2** und **14.5.1.3** sind Differenzkennfelder zu der Basisnockenwelle hinsichtlich indizierten spezifischen Verbrauchs und Laufruhe dargestellt. Im oberen WMTC-Bereich bringt die Kombination der (Teil-)Entdrosselung und der schnelleren Verbrennung b_1 -Vorteile um 4 bis 6.5%. Sehr ausgeprägt ist der Effekt im Drehzahlbereich um 3500/min mit $p_e > 2.5$ bar. Hier entsteht abgasseitig in der Überschneidungsphase eine tiefe Unterdruckwelle, die zu einem Durchströmen des frischen Gemisches in den Abgaskrümmer führt. Die Folge davon sind erhöhte HC-Emissionen. Die relativ späte Spreizung der SN-Variante reduziert die Überschneidung

erheblich und führt dadurch im Unterschied zu dem Betriebspunkt 2 zu niedrigeren HC-Emissionen als mit der Basisnockenwelle. Bei den niedrigeren Lasten und Drehzahlen sind lediglich sehr geringe Verbrauchsvorteile zu erzielen, aber die deutliche Absenkung der Zyklenschwankungen ist ein Indiz für eine verbesserte Verbrennungsstabilität. Im b_e -Differenzkennfeld von **Abbildung 14.5.1.4** kommt der Effekt der reduzierten Reibleistung hinzu und der Verbrauchsvorteil steigt bei den höheren Drehzahlen und Lasten auf 5% bis über 8%. Da der Anteil des Reibmitteldrucks bei niedriger werdenden Lasten immer größer wird, sind nun im unteren Drehzahl- und Lastbereich Verbrauchsvorteile bis über 10% zu erzielen. Im mittleren WMTC-Bereich liegt der Verbrauchsvorteil bei ca. 7%.

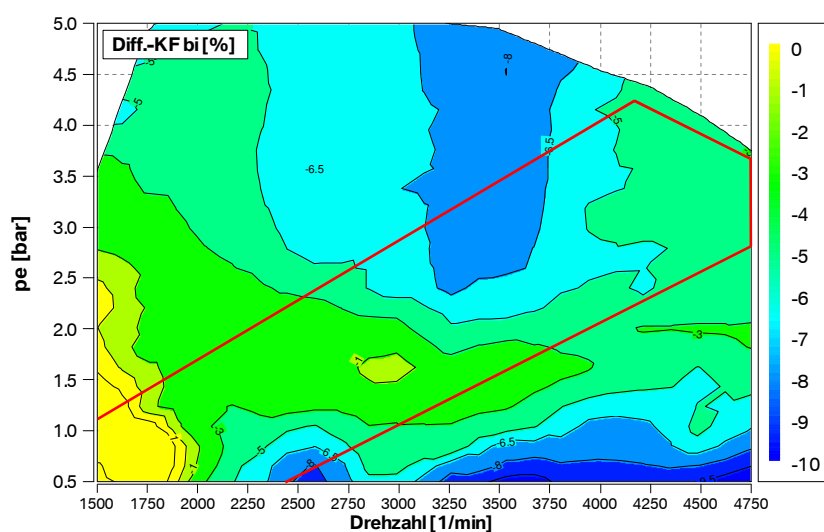


Abbildung 14.5.1.2: b_i -Differenzkennfeld für die ENW 160-100/90 (Referenz: Basisnockenwelle)

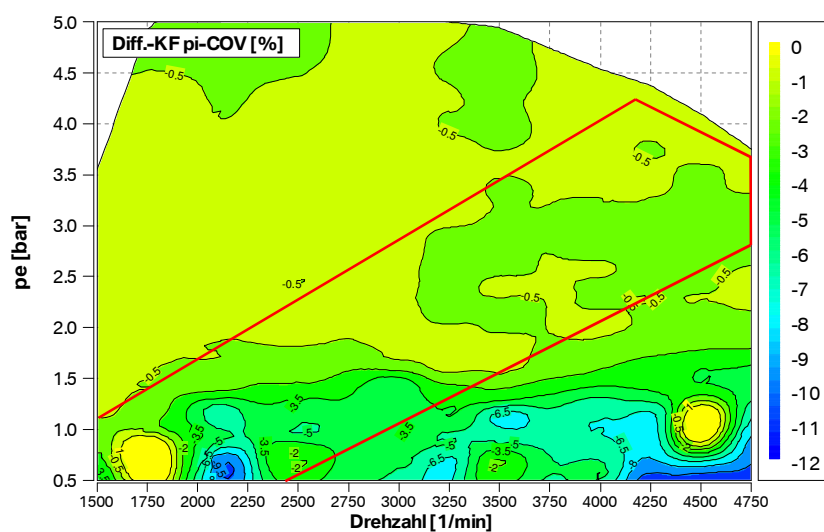


Abbildung 14.5.1.3: p_i -COV-Differenzkennfeld für die ENW 160-100/90 (Referenz: Basisnockenwelle)

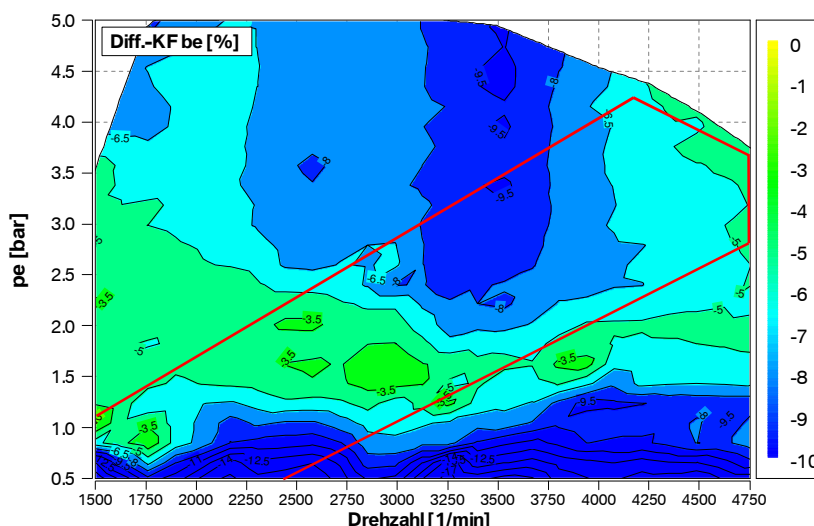


Abbildung 14.5.1.4: b_e -Differenzkennfeld für die ENW 160-100/90 (Referenz: Basisnockenwelle)

Eine Verbrauchsberechnung im WMTC-Zyklus mit der Software Cruise der Fa. AVL basierend auf dem Verbrauchskennfeld der Referenznocke und der Schalnockenvariante 160-100/90 zeigt ein gleichmäßig über die drei Testphasen verteiltes Verbrauchspotential von 6.8% (**Abbildung 14.5.1.5**).

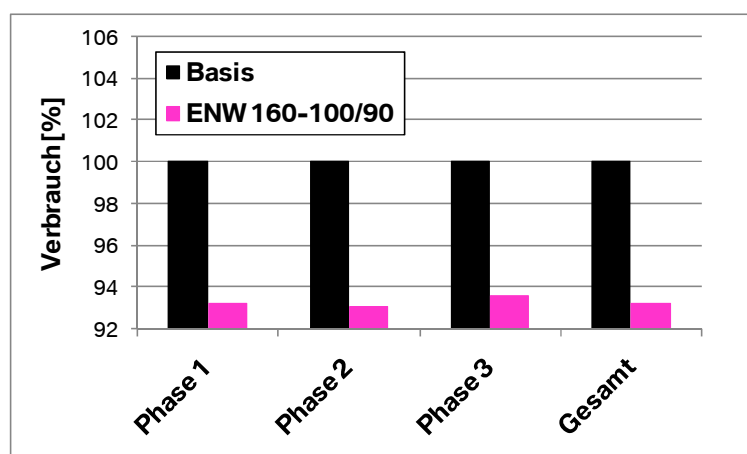


Abbildung 14.5.1.5: Prognose der Verbrauchseinsparung im WMTC mit der ENW 160-100/90

14.5.2 Potential mit Einlassphasensteller

Es wurde zusätzlich untersucht, wie viel Verbrauchspotential aufgrund des Verzichtes auf die Laststeuerung durch den Phasensteller ungenutzt bleibt. Da es sich um eine sehr aufwendige Untersuchung mit einer Vielzahl an Drehzahlschnitten bei unterschiedlichen Einlassspreizungen handelt, wurde lediglich die ENW 180-120/90 betrachtet. In **Abbildung 14.5.2.1** ist das Ergebnis beispielhaft für drei verschiedene Drehzahlen dargestellt. Das Verbrauchspotential des Phasenstellers steigt wie erwartet mit kleiner werdenden Lasten, da sich die Ladungswechselarbeit immer stärker auswirkt. Interessanterweise sinkt das Verbrauchspotential mit der Drehzahl.

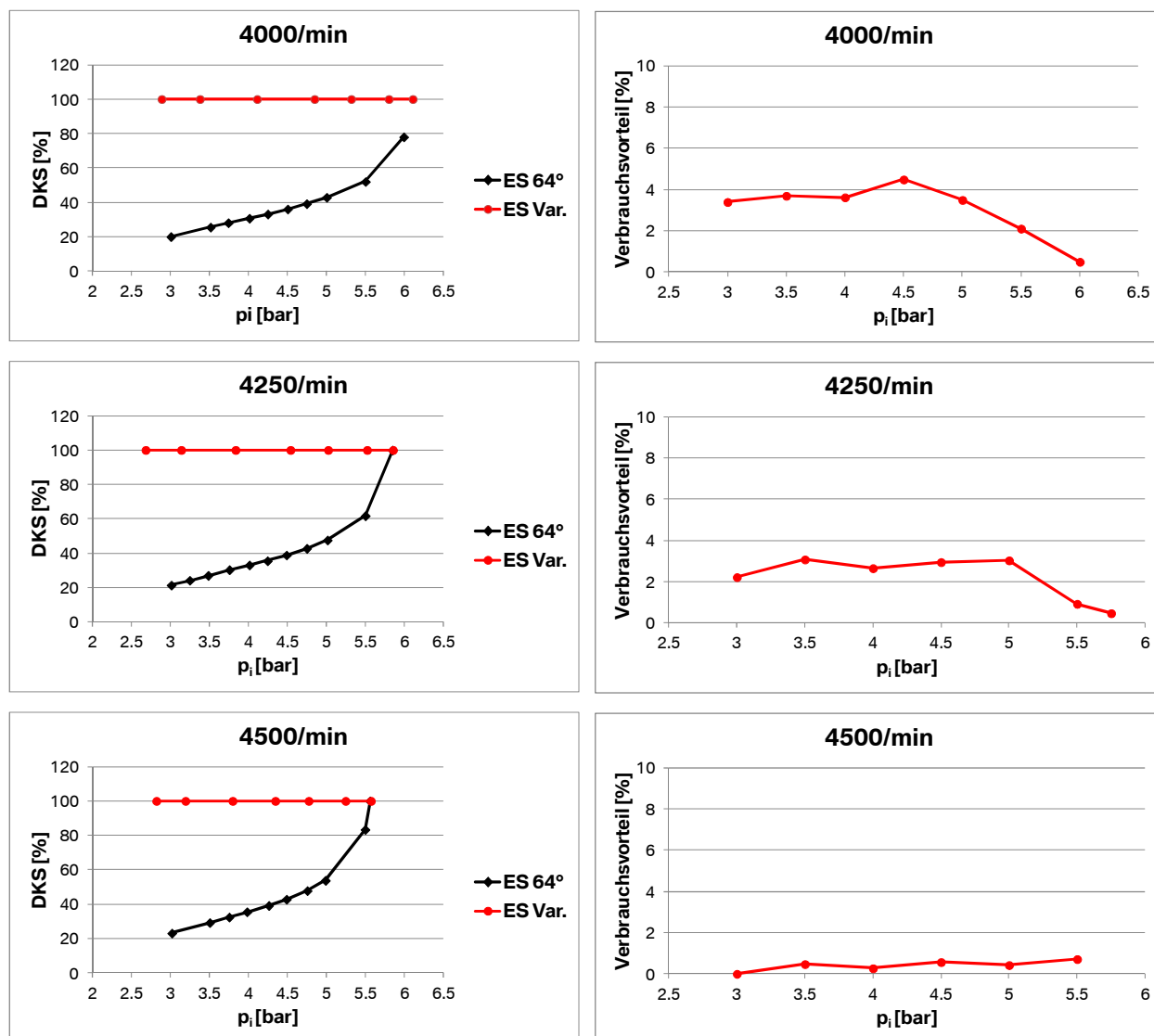


Abbildung 14.5.2.1: Verbrauchspotential eines Einlassphasenstellers bei der ENW 180-120/90

Die Erklärung für den Drehzahleffekt soll anhand eines Vergleichs zwischen 4000 und 4500/min bei ca. 4 bar p_i erläutert werden. Die Hubprofile und die Niederdruckverläufe sind in **Abbildung 14.5.2.2** dargestellt. Die 25° kleinere Spreizung führt bei 4000/min zu einem hohen negativen Druckgefälle nach EÖ, was eine Rückströmung von Abgas in das Saugrohr zur Folge hat (die Zylinderladung steigt). Bei 4500/min reduziert sich der Spreizungsunterschied auf 15° und dieser Effekt ist weniger ausgeprägt.

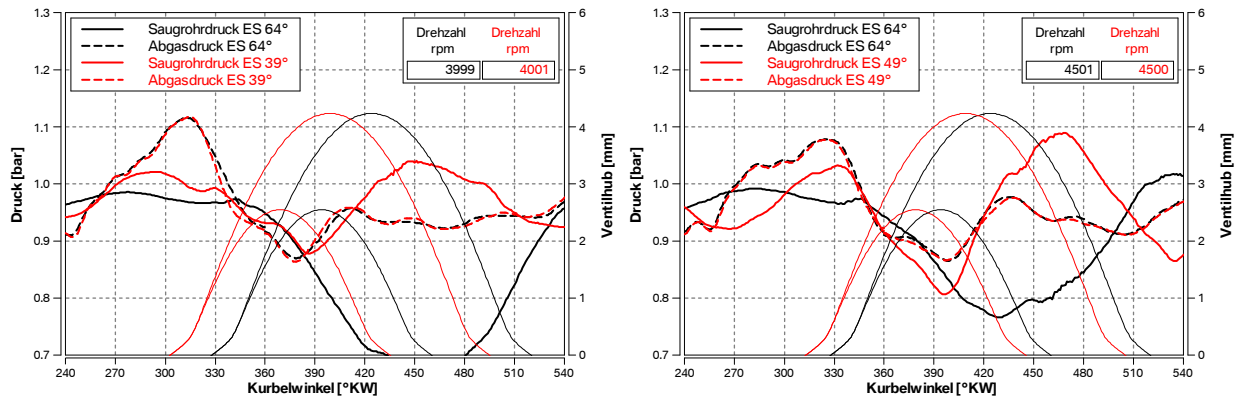


Abbildung 14.5.2.2: Druckverläufe im Ansaug- und Abgastrakt bei Laststeuerung ohne und mit Phasensteller (ENW 180-120/90)

Darüber hinaus zeigen die pV -Diagramme in **Abbildung 14.5.2.3**, dass die Entdrosselung am Anfang der Ansaugphase keinen nennenswerten Einfluss auf den Verlauf des Zylinderdrucks hat. Erst später unterscheidet sich der Druckverlauf vom gedrosselten Fall eindeutig. Dieses Phänomen wird von GT-Power abgebildet und wurde in Abschnitt 10.2 schon erwähnt. Da die Machzahl am Ventil Sitz in der ersten Ansaugphase noch niedrig liegt, kann ein Drosselungseffekt ausgeschlossen werden. Vielmehr scheint das Phänomen in Verbindung mit einer bestimmten Trägheit der Luftsäule im Einlasskanal verbunden zu sein. Dies erklärt auch den Drehzahleffekt.

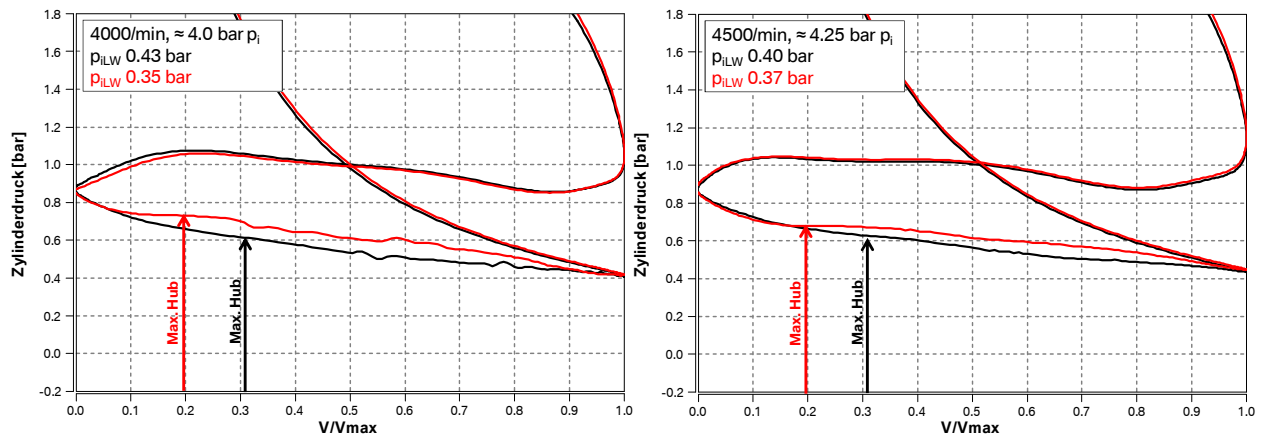


Abbildung 14.5.2.3: pV -Diagramme bei Laststeuerung ohne und mit Phasensteller (ENW 180-120/90)

In **Abbildung 14.5.2.4** ist ein möglicher vollentdrosselter Bereich in Verbindung mit einer Verstellung der ES zwischen 39° und 64° dargestellt. Gemäß **Abbildung 14.5.2.1** wäre hier ein Verbrauchspotential von ca. 3% zu erreichen. Unter Berücksichtigung der Gewichtung der WMT-Phasen würde dies zu einer Gesamtverbesserung von knapp 1% führen. Zur Abdeckung der niedrigeren Lasten und Drehzahlen gefährden noch kleinere Einlassspreizungen die Verbrennungsstabilität stark, wie in Abschnitt 14.3 erläutert. Darüber hinaus wird für die Laststeuerung durch den Phasensteller eine nahezu lineare Abhängigkeit der Luftmasse von der ES und von der Drehzahl

vorausgesetzt [47]. Dadurch ist der ES aufgrund des immer gravierenderen Effektes der Druckpulsationen in der Ventilüberschneidung eine untere Grenze gesetzt (**Abbildung 14.5.2.5**). Eine kürzere Öffnungsdauer, z.B. von 160° , würde den Bereich der Vollentdrosselung aufgrund der kleineren Überschneidung erweitern, wodurch aber die Erreichung höherer Geschwindigkeiten als v_{\max} im WMTC ausgeschlossen wird. Daher ist fraglich, ob die Lösung mit Phasensteller für Motorradmotoren sinnvoll anwendbar ist.

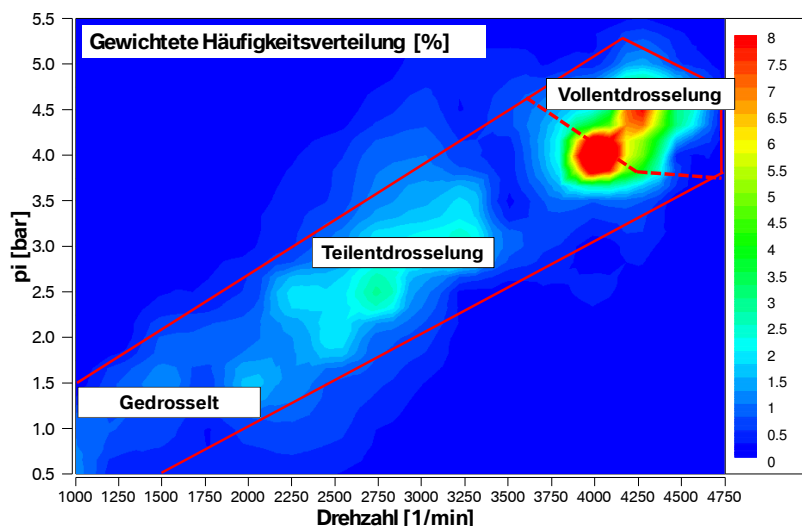


Abbildung 14.5.2.4: Bereiche der Voll- und Teilentdrosselung mit der ENW 180-120/90 und Phasensteller

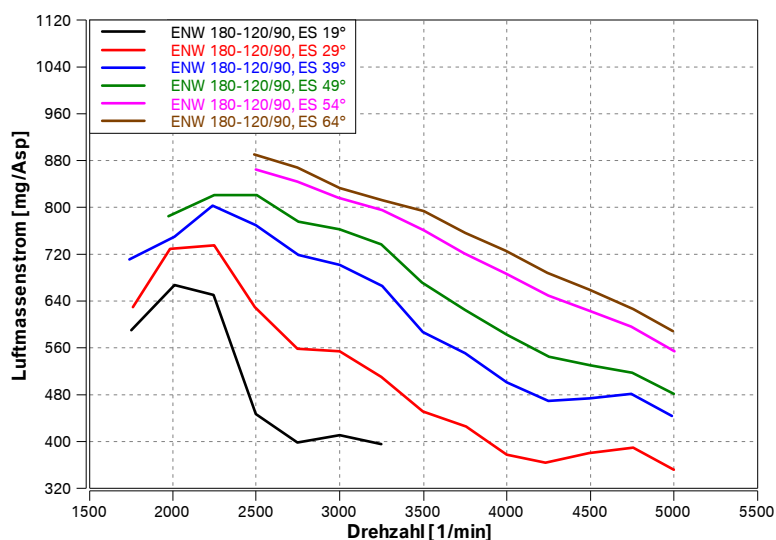


Abbildung 14.5.2.5: Abhängigkeit der Luftmasse von der Drehzahl bei verschiedenen Einlassspreizungen

14.5.3 Erste Ergebnisse im transienten Betrieb

Die Basisnockenwelle und die SN-Variante 160-100/90 mit 74° konstanter ES wurden am Motorprüfstand für die ersten WMTC-Versuche (bei warmem Motor) eingesetzt. Für die SN-Variante wurde ein spezifischer Datenstand mit angepasstem Zündwinkel und Luftmassenkennfeld erzeugt. Ausgehend vom vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil stellt die Prüfstandsteuerung abhängig von den Eigenschaften des zu simulierenden Fahrzeugs die Last an der Bremse hochdynamisch ein. Diese Messprozedur wurde bei BMW Motorrad zuerst in Rahmen der vorliegenden Arbeit angewendet und die Messergebnisse zeigen eine sehr hohe Reproduzierbarkeit. Die Vergleichbarkeit der Messwerte mit dem realen Betrieb am Rollenprüfstand hängt hingegen von den Versuchsbedingungen ab. Bei den gefahrenen Versuchen blieb beispielsweise der Gang unverändert und der Schaltvorgang wurde durch Veränderung der Bremsendrehzahl simuliert. Darüber hinaus wurde im Leerlauf nicht ausgekuppelt, sondern Last und Drehzahl wurden auf 1 bar p_i und 1150/min eingestellt. Dieses Vorgehen führt zu Abweichungen im Vergleich zum Rollenprüfstand. Das Ziel der ersten Untersuchungen war aber lediglich, die zwei Nockenvarianten miteinander zu vergleichen.

In **Abbildung 14.5.3.1** ist der Verlauf der CO-Emissionen im Bereich der Phase 3, in dem v_{\max} erreicht wird, dargestellt. Die Tendenzen der stationären Versuche werden unter transienten Bedingungen bestätigt.

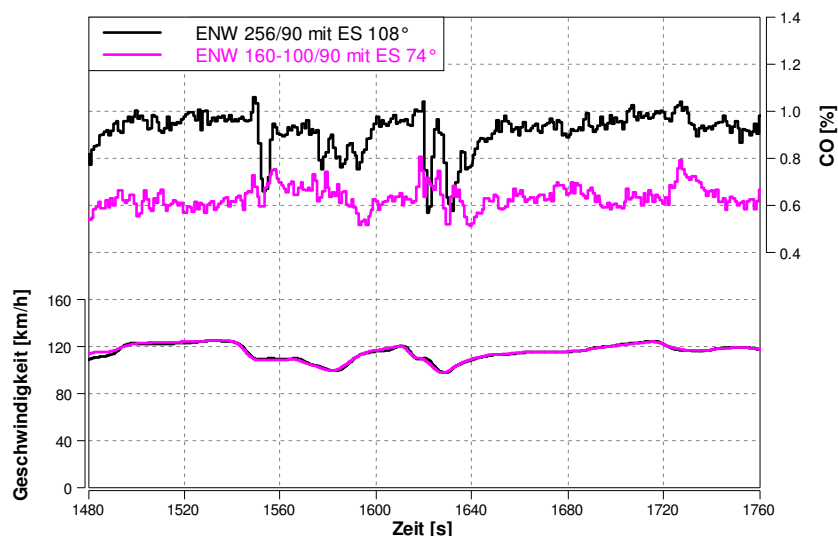


Abbildung 14.5.3.1: Vergleich der CO-Emissionen im WMTC-Betrieb

In **Abbildung 14.5.3.2** ist der Verlauf der HC-Emissionen in einem Bereich der Phase 3 dargestellt, in dem mehrere Last- und Gangwechsel stattfinden. Die HC-Konzentration mit der Basisnockenwelle weist bei dem entsprechenden Schließen und Wiederöffnen

der Drosselklappe ausgeprägte „Peaks“ auf. Die Schalnockenvariante ist bei diesen Vorgängen aufgrund der höheren Verbrennungsstabilität deutlich unauffälliger. Dieses Ergebnis tritt unter stationären Bedingungen nicht auf und konnte erst bei den WMTC-Versuchen erfasst werden.

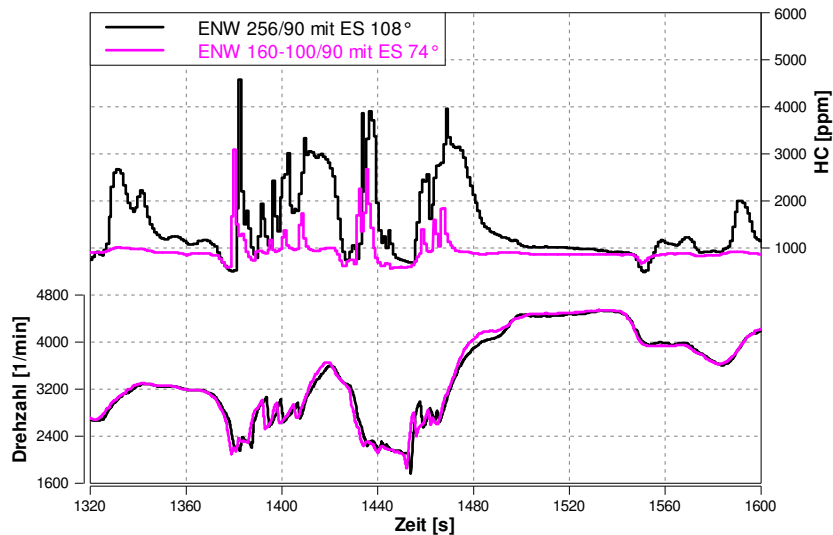


Abbildung 14.5.3.2: Vergleich der HC-Emissionen im WMTC-Betrieb

Das Diagramm in **Abbildung 14.5.3.3** zeigt eine Verbrauchseinsparung mit der Schalnocke von ca. 6%. Dieses Ergebnis bestätigt insgesamt die Prognose von Abschnitt 14.5.1. Die Verteilung über die drei Phasen fällt dagegen deutlich weniger gleichmäßig aus. Wie gerade erläutert treten bei transienten Versuchen zusätzliche Phänomene auf, welche die Messergebnisse stark beeinflussen können. Zukünftig stellt sich die Aufgabe, diese Phänomene im Detail zu untersuchen.

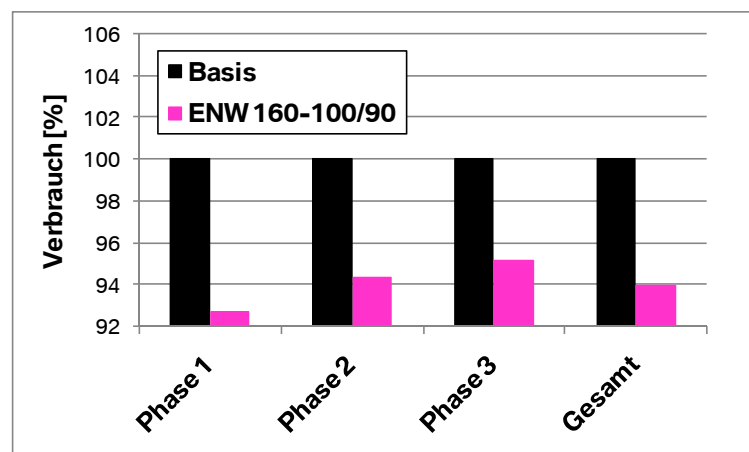


Abbildung 14.5.3.3: Verbrauchseinsparung im WMTC mit der ENW 160-100/90

Abschließend muss erwähnt werden, dass die Reife des Applikationsstandes im transienten Betrieb eine sehr wichtige Rolle spielt. Die Tatsache, dass die SN-Variante

bei den ersten Versuchen im Vergleich mit einem serienreifen Applikationsstand bereits ein Großteil der erwarteten Verbrauchsersparung erreicht hat, stimmt zuversichtlich, dass durch weitere Optimierung bessere Ergebnisse zu erzielen sind.

14.6 Möglichkeit der Anwendung eines VVT ohne Phasensteller

In den vorherigen Abschnitten wurde gezeigt, dass ein Großteil des Potentials eines Schaltnockensystems ohne den Einsatz eines Phasenstellers genutzt werden kann. Es stellt sich die Frage, ob diese Erkenntnis auch für einen VVT gilt. Bei Entfall des Phasenstellers muss die konstante Einlassspreizung mit Rücksicht auf den Vollastbetrieb ausgewählt werden, denn anders als bei SN-Systemen stehen keine unterschiedlichen Einlassspreizungen für TL und VL zur Verfügung. Bei variabler ÖD liegt die optimale ES in der VL für den betrachteten Motor drehzahlabhängig zwischen 100° und 120° . Als Folge kann in erster Annäherung angenommen werden, dass ein Kompromisswert ohne Phasensteller bei ca. 110° liegt. Damit ist zu klären, was die Folgen für den TL-Betrieb sind. In Abschnitt 9.1 wurde gezeigt, dass späte Einlassspreizungen in Verbindung mit sehr kurzen ÖD zu einer hohen Ladungswechselarbeit führen. In den **Abbildungen 14.6.1** und **14.6.2** sind Beispiele im Betriebspunkt 1 für verschiedene ÖD und 108° ES dargestellt. Wie erwartet führt die sehr späte Einlassspreizung zu einem ungünstigen Ladungswechselvorgang. Trotz Weiteröffnen der Drosselklappe (bis 100% mit 80° ÖD) sind die Ladungswechselperluste deutlich höher als bei der Referenz.

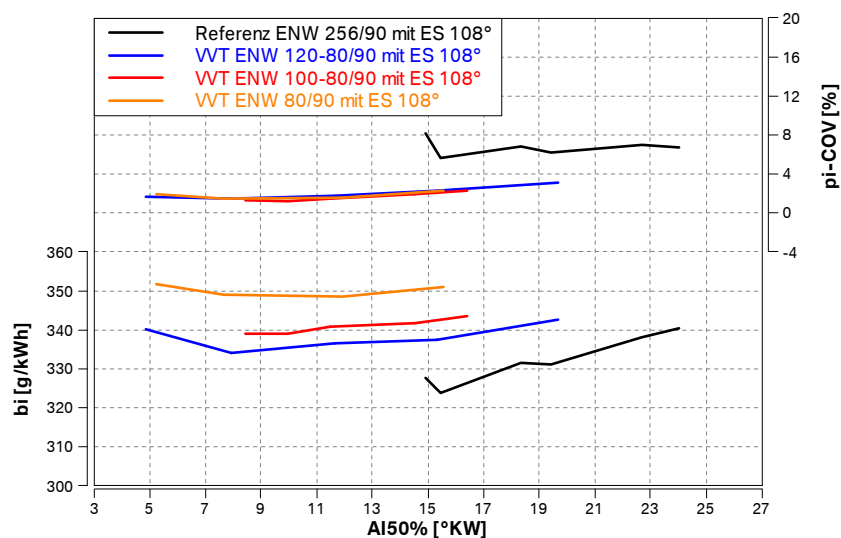


Abbildung 14.6.1: Vergleich von VVT-Hubprofilen bei später Einlassspreizung (Betriebspunkt 1)

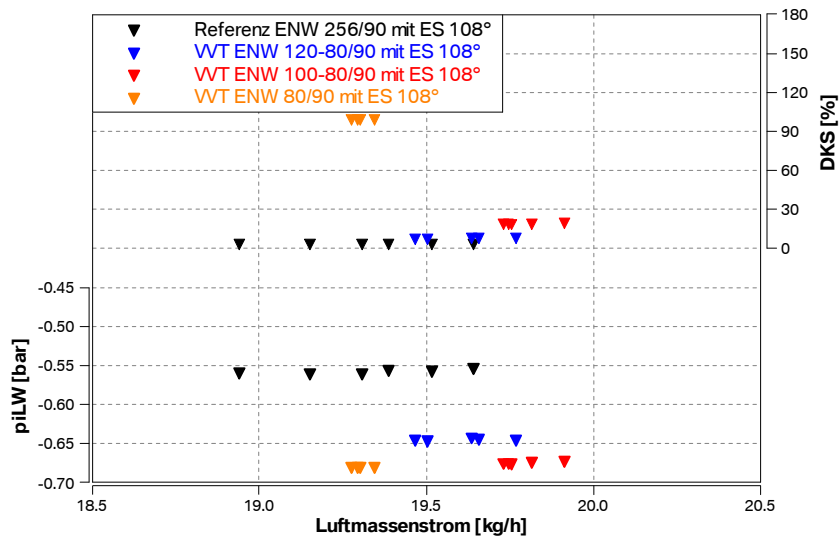


Abbildung 14.6.2: Ladungswchselarbeit von VVT-Hubprofilen bei später ES (Betriebspunkt 1)

Abbildung 14.6.3 zeigt eine Erweiterung der vereinfachten Ladungswchelsimulation von Abschnitt 9.1 für die späte Einlassspreizung (110°). In diesem Fall wirkt sich ein breiterer Massenstrom positiv auf die Ladungswchselverluste aus, da der Unterdruck im Zylinder bis EÖ reduziert wird (**Abbildung 14.6.4**). Die Konsequenz davon ist in der Praxis, dass es bei einem VVT ohne Phasensteller im unteren TL-Bereich zum Einsatz von mittellangen ÖD (z.B. 160°) mit angestellter Drosselklappe käme. Diese ÖD sind im Vergleich mit der Referenz mit keinen Ladungswchselvorteilen verbunden aber zumindest auch mit keinen Nachteilen (**Abbildungen 14.6.5** und **14.6.6**).

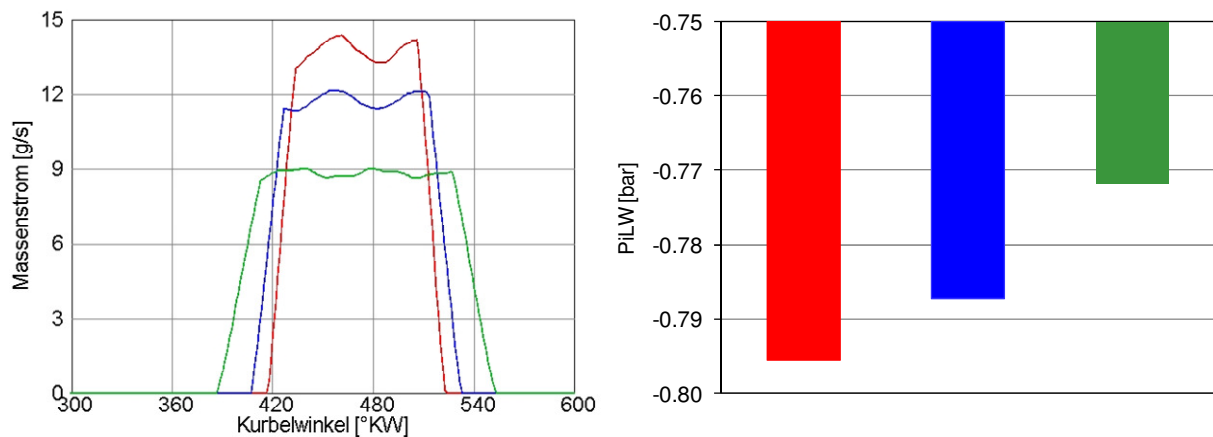


Abbildung 14.6.3: Vorgegebene Luftmassenströme am EV und aufgewendete Ladungswchselarbeit

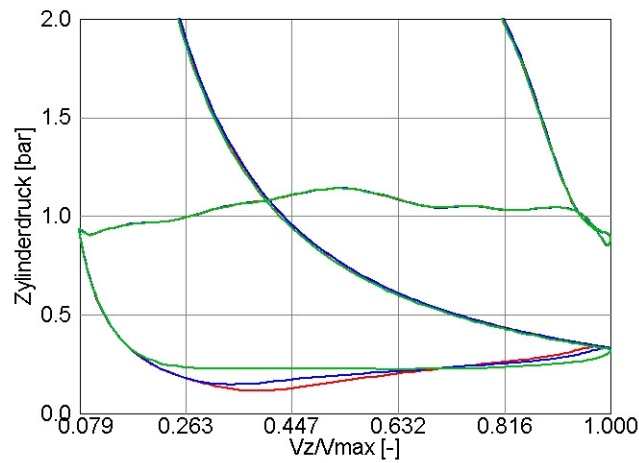


Abbildung 14.6.4: pV-Diagramme mit den vorgegebenen Massenströmen am EV

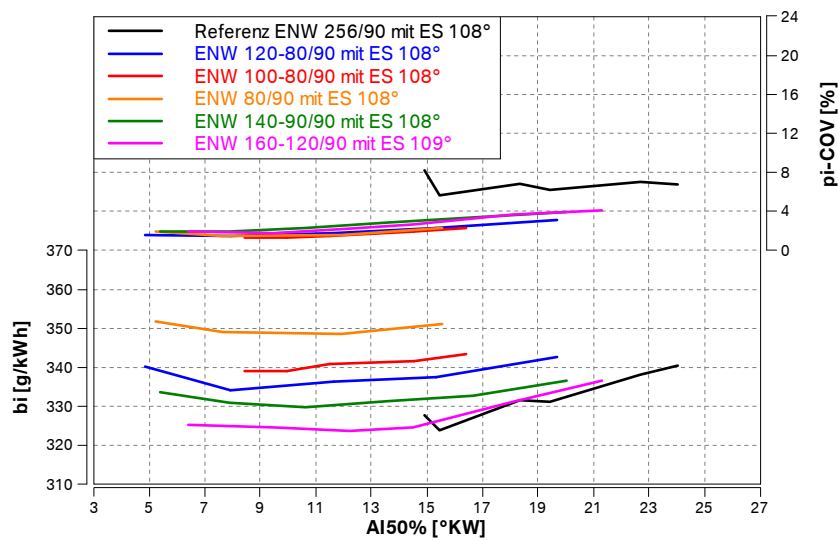


Abbildung 14.6.5: Vergleich unterschiedlicher FES-Varianten bei später ES (Betriebspunkt 1)

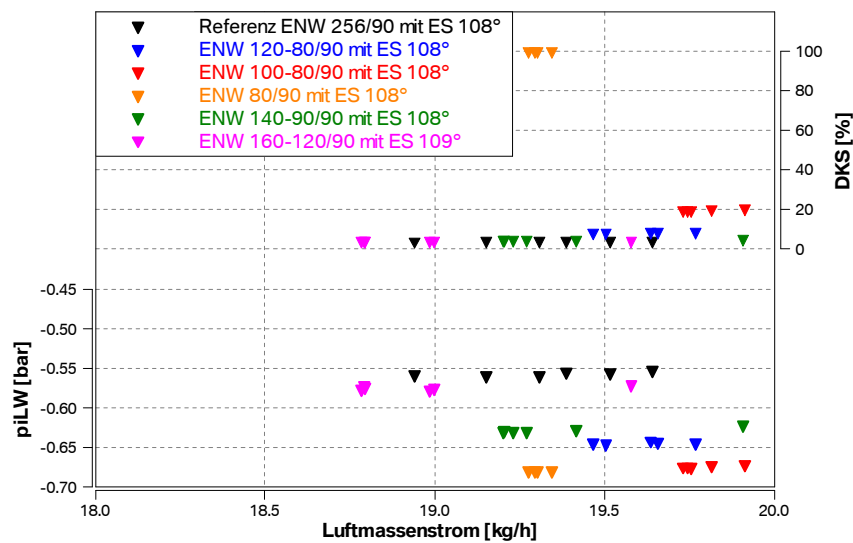


Abbildung 14.6.6: Ladungswechselarbeit von unterschiedlichen FES-Varianten bei später ES (Betriebspunkt 1)

Im oberen TL-Bereich hat der Entfall des Phasenstellers gravierendere Folgen. In der Einlassspreizungsvariation mit der SN-Variante 160-120/90 in Abbildung 14.4.1.3 war ersichtlich, dass die Brenndauer 5-50% mit der Vergrößerung der ES deutlich kürzer wird. Darüber hinaus zeigt **Abbildung 14.6.7**, dass mit 109° ES die optimale Lage der Verbrennung aufgrund auftretender Klopfereignisse nicht eingestellt werden kann.

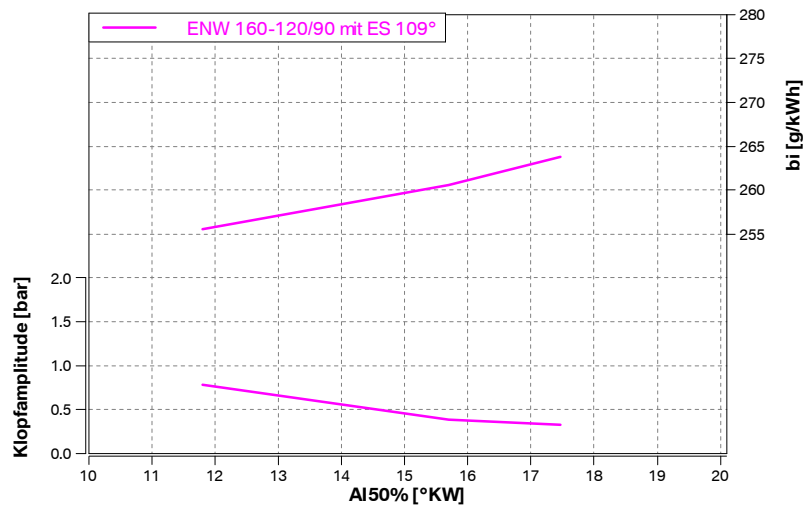


Abbildung 14.6.7: Effekt der AI50%-Lage auf Klopfamplitude und b_1 bei später ES (Betriebspunkt 2)

Zur Erklärung der Ursache für die erhöhte Klopfneigung ist in den **Abbildungen 14.6.8** und **14.6.9** ein Vergleich von Hubprofilen mit 140° und 180° ÖD im Betriebspunkt 2 bei einer Spreizung von ca. 110° dargestellt. Hier wurde auf den Phasing-Ansatz verzichtet, um lediglich den Effekt der ÖD analysieren zu können. Die kürzere ÖD führt bei etwas niedrigerer Luftmasse und gleichem ZZP zu einer deutlichen Erhöhung der Klopfamplitude. Der Restgasanteil ist anhand der Ladungswechselsimulation aufgrund der fehlenden Überschneidung sowie der gleichen Auslassspreizung sehr gering und vergleichbar.

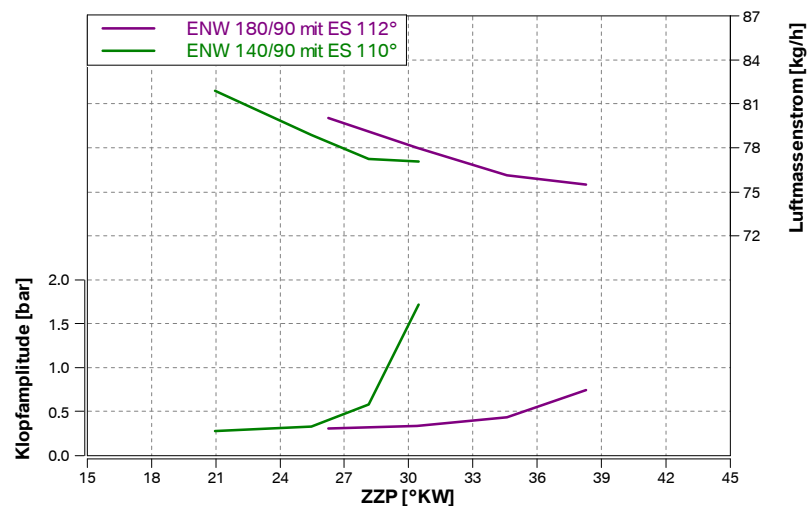


Abbildung 14.6.8: Vergleich von FES-Hubprofilen ohne Phasing bei später ES (Betriebspunkt 2)

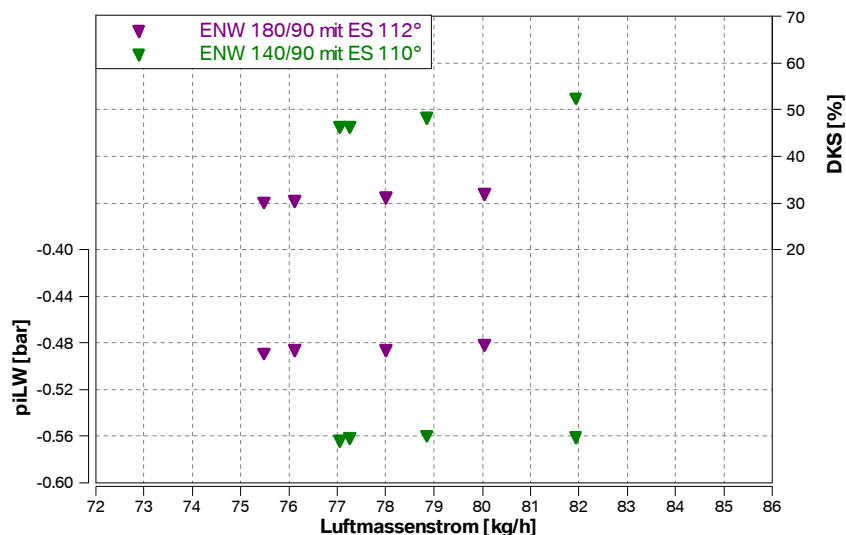


Abbildung 14.6.9: Vergleich von FES-Hubprofilen ohne Phasing bei später ES (Betriebspunkt 2)

Abbildung 14.6.10 ist zu entnehmen, dass die Brenndauer 5-50% bei dem Hubprofil 140/90 deutlich kürzer ist. Das ist in Verbindung mit der Abhängigkeit der TKE von der ÖD zu setzen. Der Vergleich der TKE-Verläufe in **Abbildung 14.6.11** zeigt die gravierende Turbulenzerhöhung während der Ansaugphase bei Verkürzung der ÖD mit gleichbleibender ES.

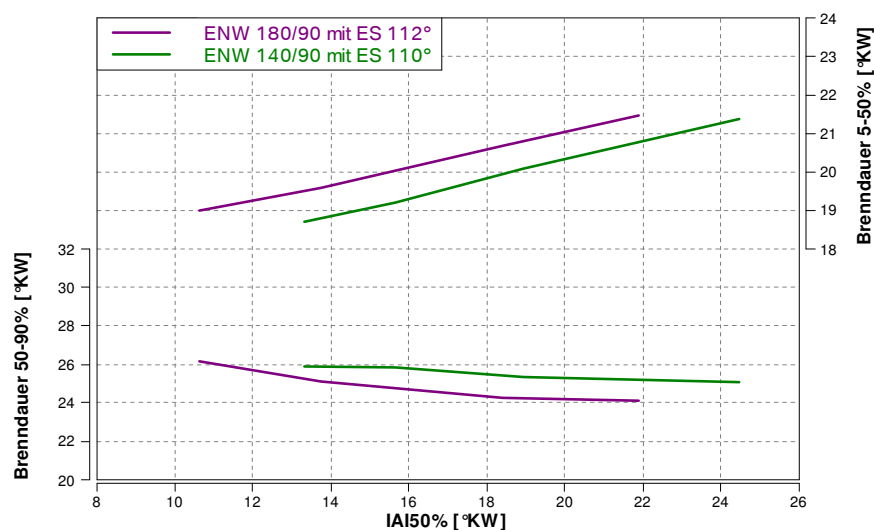


Abbildung 14.6.10: Vergleich von FES-Hubprofilen ohne Phasing bei später ES (Betriebspunkt 2)

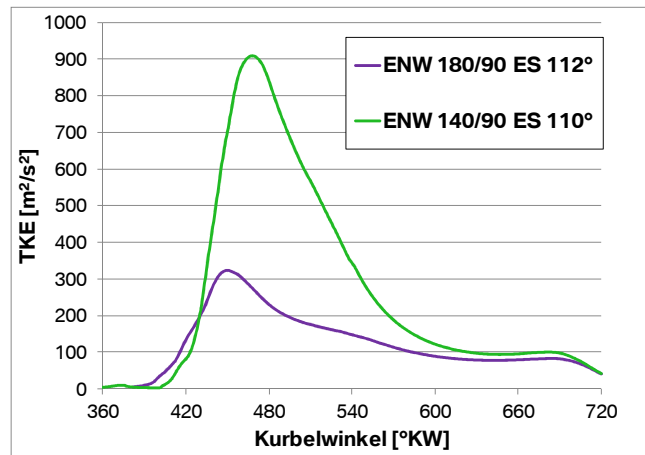


Abbildung 14.6.11: Effekt der Öffnungsdauer auf TKE (Betriebspunkt 2)

In **Abbildung 14.6.12** sind gemittelte Zylinderdruckverläufe bei gleichem ZZP mit jeweils einem Einzelzyklus verglichen. Der Einzelzyklus ist so gewählt, dass die 50%-Umsatzlage früher liegt als bei dem gemittelten Zyklus. Mit dem Hubprofil 140/90 werden höhere Drücke (und Temperaturen) im Zylinder erreicht. Darüber hinaus ist der spätere Ablauf der Verbrennung (50-90%-Umsatz) tendenziell langsamer (**Abbildung 14.6.10**). Das Zusammenspiel der zwei Effekte (Zustand der Ladung, Zeit) sorgt bei Zyklen mit früherem 50%-Umsatz für erhöhte Klopfneigung.

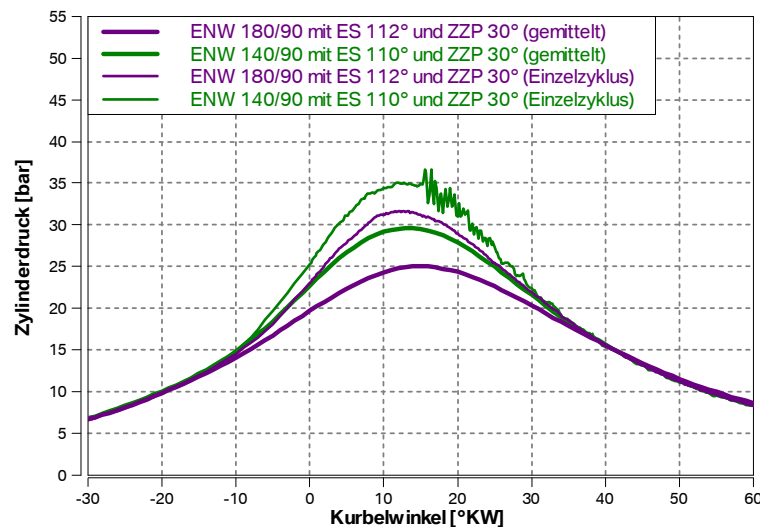


Abbildung 14.6.12: Zylinderdruckverläufe mit unterschiedlicher ÖD und später ES (Betriebspunkt 2)

Eine Vergrößerung der Einlassspreizung bei gleichbleibender Öffnungsdauer und Luftmasse, wie beim Beispiel der Nocke 160-120/90, führt ebenfalls zu einer Erhöhung des Turbulenzniveaus (**Abbildung 14.6.13**). Die daraus entstehende kürzere Brenndauer 5-50% hat nach ähnlichem Mechanismus eine Verstärkung der Klopfneigung zur Folge.

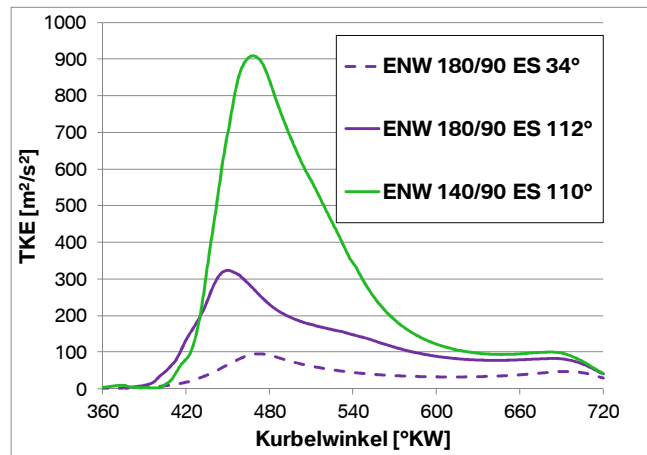


Abbildung 14.6.13: Effekt der Öffnungsdauer und der ES auf TKE (Betriebspunkt 2)

Analog zu dem Betriebspunkt 1 führen auch im oberen TL-Bereich kurze ÖD bei sehr später ES trotz Weiteröffnen der Drosselklappe zu einer hohen Ladungswechselarbeit und sind daher auch unter diesem Aspekt ungünstig. Die 140° ÖD weist im Vergleich zu der Referenznocke aufgrund der späten Lage der Verbrennung (Klopfeigung) und der erhöhten Ladungswechselarbeit sogar einen b_i -Nachteil (**Abbildungen 14.6.14** und **14.6.15**) auf. Lediglich die niedrigere Reibleistung würde zu einem Verbrauchsvorteil führen (**Abbildung 14.6.16**). Als Folge würde in der Praxis genauso wie im Betriebspunkt 1 auch im Betriebspunkt 2 auf den vollentdrosselten Betrieb verzichtet und mit längeren ÖD und angestellter Drosselklappe gefahren werden. Dabei würde sich im Vergleich zu der Referenz kein Verbrauchsvorteil ergeben.

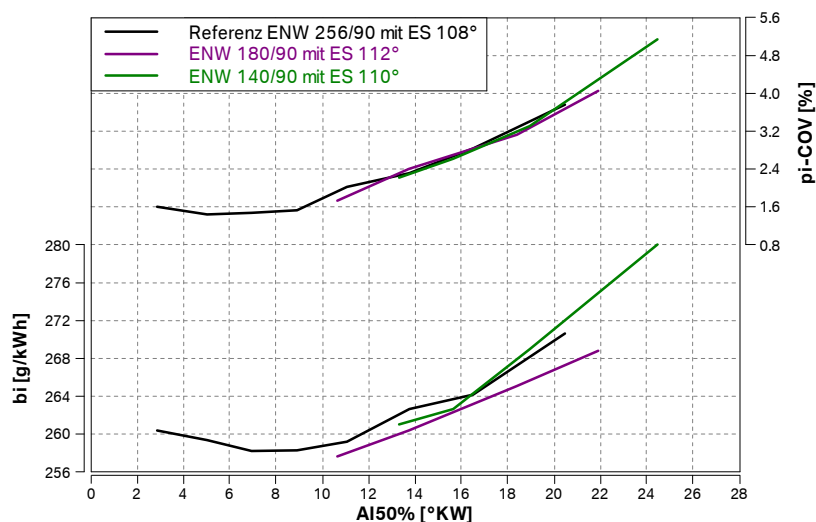


Abbildung 14.6.14: b_i -Potential von FES-Hubprofilen bei später ES (Betriebspunkt 2)

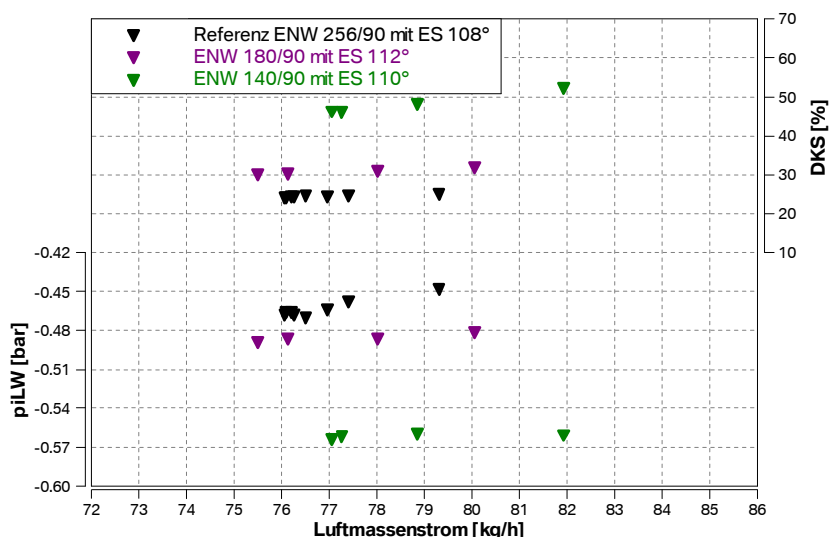


Abbildung 14.6.15: Ladungswechselarbeit von FES-Hubprofilen bei später ES im Vergleich zur Referenz (Betriebspunkt 2)

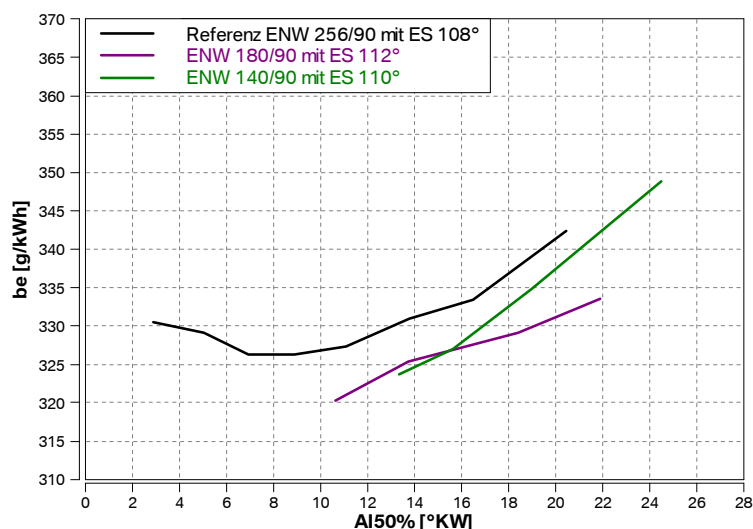


Abbildung 14.6.16: Verbrauchspotential von FES-Hubprofilen bei später ES (Betriebspunkt 2)

Zusammenfassend ist der Einsatz eines VVT-Ventiltriebs ohne Einlassphasensteller nicht sinnvoll, da der vollentdrosselte TL-Betrieb mit deutlichen Nachteilen hinsichtlich der Ladungswechselarbeit verbunden ist. Darüber hinaus sind große Einschränkungen bei der Einstellung der optimalen Schwerpunktlage der Verbrennung im oberen TL-Betrieb in Kauf zu nehmen.

14.7 Potentialabschätzung eines Auslassphasenstellers

Diese Untersuchung war laut Aufgabenstellung nicht vorgesehen. Das liegt daran, dass bei BMW Motorrad ein Auslassphasensteller für einen variablen Ventiltrieb eher als Weiterentwicklungsmaßnahme betrachtet wird. Die rechnerischen Ergebnisse in Kapitel 9 zeigen aber ein deutliches Potential zur Reduzierung der Ladungswechselverluste und als Folge wurde eine Verkleinerung der Auslassspreizung von 108° auf 95° am Motorprüfstand untersucht. Eine noch kleinere Auslassspreizung war bei der ANW 256/90 in Verbindung mit der verwendeten Verstellvorrichtung wegen der Kollisionsgefahr mit dem Kolben nicht möglich. Untersucht wurden die Basisnockenwelle und die Schalnocke 160-100/90 in mehreren für den WMTC relevanten Betriebspunkten. **Abbildung 14.7.1** zeigt den Vergleich zu der jeweiligen Referenz mit AS 108° . In beiden Fällen ist eine Verbrauchsreduzierung zu erzielen. Die Zyklenschwankungen steigen trotz der Restgaserhöhung nur geringfügig an. **Abbildung 14.7.2** zeigt, dass sich der spezifische Verbrauch des Hochdruckteils mit der Basisnockenwelle bei niedrigen Lasten (aufgrund einer erhöhten Brenndauer) verschlechtert. Die Schalnocke zeigt dagegen ein sehr robustes Brennverfahren.

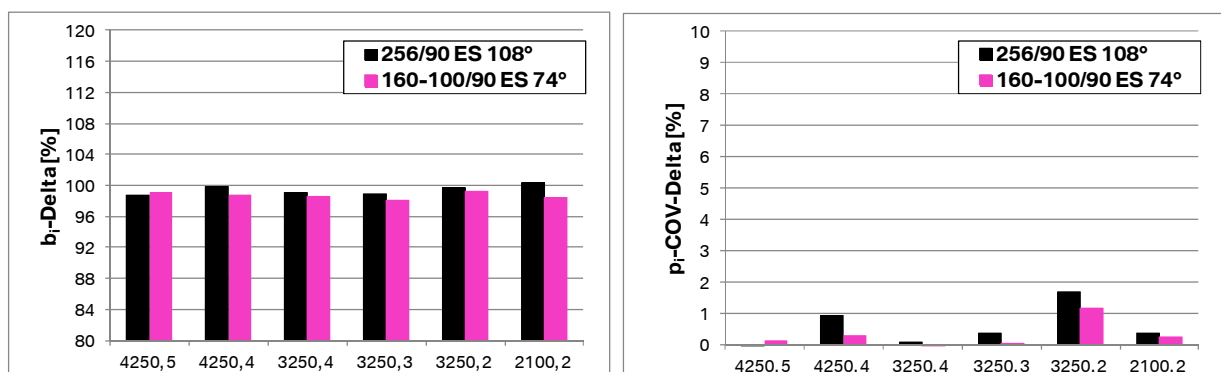


Abbildung 14.7.1: Effekt einer AS-Verkleinerung von 108° auf 95° auf Verbrauch und Laufruhe

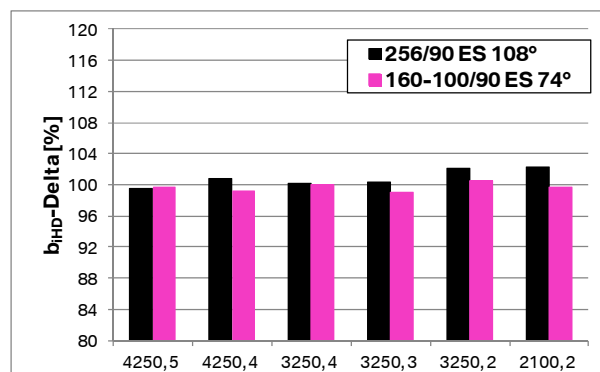


Abbildung 14.7.2: Effekt einer AS-Verkleinerung von 108° auf 95° auf b_{HD}

Der zu erwartende Verbrauchsvorteil im WMTC beträgt 1.5% für die SN und lediglich 0.7% für die Basisnockenwelle. Für die SN ist zu erwarten, dass eine weitere

Verkleinerung der AS den Verbrauchsvorteil vergrößern würde, da das Brennverfahren noch nicht an seine Grenzen stößt. Die Basisnocke benötigt dagegen schon bei der AS 95° Maßnahmen zur Unterstützung des Brennvorgangs. Eine Vergrößerung der Lufteinspeisung von 1.7 auf 4 mm sorgt z.B. für die notwendige Restgasverträglichkeit.

Abbildung 14.7.3 zeigt den Vergleich für die zwei Rohrdurchmesser in den Betriebspunkten mit niedrigerer Last. Aufgrund der deutlichen Verbesserung des Hochdruckwirkungsgrades liegt der Verbrauch mit dem 4 mm Rohr auf sehr gutem Niveau. Nachteil dabei ist aber die Komplexität des zur Darstellung kleinerer Lasten erforderlichen Regelventils.

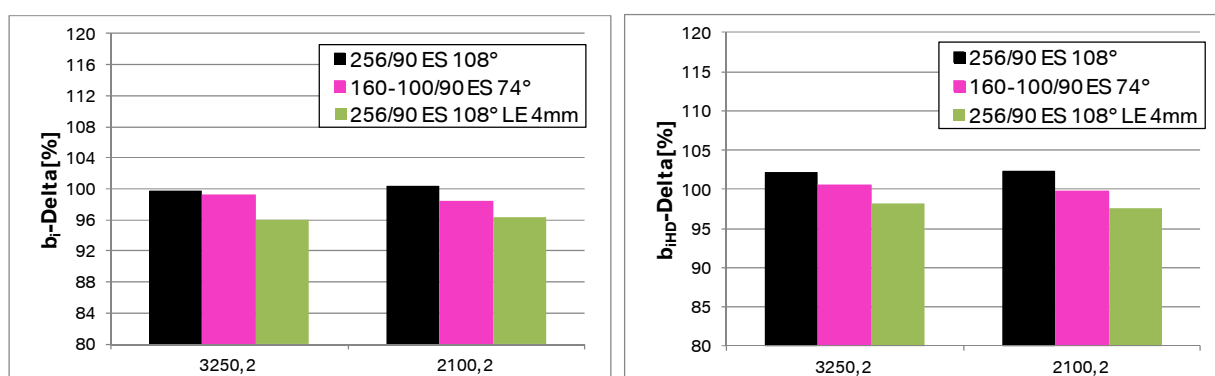


Abbildung 14.7.3: Effekt einer 4 mm Lufteinspeisung bei reduzierter Auslassspritzung

15 Ansatz zur Drehmomentsteigerung

Variabilitäten im Ventiltrieb können auch zur Steigerung des Drehmoments eingesetzt werden. Durch entsprechende Verlängerung der Getriebeübersetzung kann der Drehmomentvorteil in einen Verbrauchsvorteil umgesetzt werden, indem TL-Betriebspunkte mit höherer Last und niedrigerer Drehzahl gefahren werden (Downspeeding). In Abbildung 14.1.3 ist ersichtlich, wie steil die Abhängigkeit des effektiven spezifischen Verbrauchs von der Last im unteren Teillastbereich ist.

Ein VVT ermöglicht eine stufenlose Verstellung der Öffnungsdauer. Spätes Schließen des Einlassventils generiert eine zunehmende Füllung im Bereich der Nennleistung, eine Verschiebung nach früh verhindert das Wiederausschieben des schon angesaugten Gemischs im unteren Drehzahlbereich und sorgt somit für eine Drehmomentsteigerung [33]. Ein SN-System bietet nicht die Möglichkeit einer kontinuierlich variablen Öffnungsdauer, kann aber eine Drehmoment- mit einer Leistungsnocke kombinieren. In **Abbildung 15.1** sind entsprechende Hubprofile dargestellt. Als Referenz für diesen Vergleich wird die NW 252/90 (ein- und auslassseitig) betrachtet, welche die NW 256/90 im Laufe der Entwicklung ersetzt hat. **Abbildung 15.2** sind die gemessenen Drehmomentverläufe zu entnehmen. Trotz fehlender stufenloser Verstellung der ÖD und ohne Einsatz eines Phasenstellers ist eine deutliche Anhebung des Drehmomentverlaufs möglich.

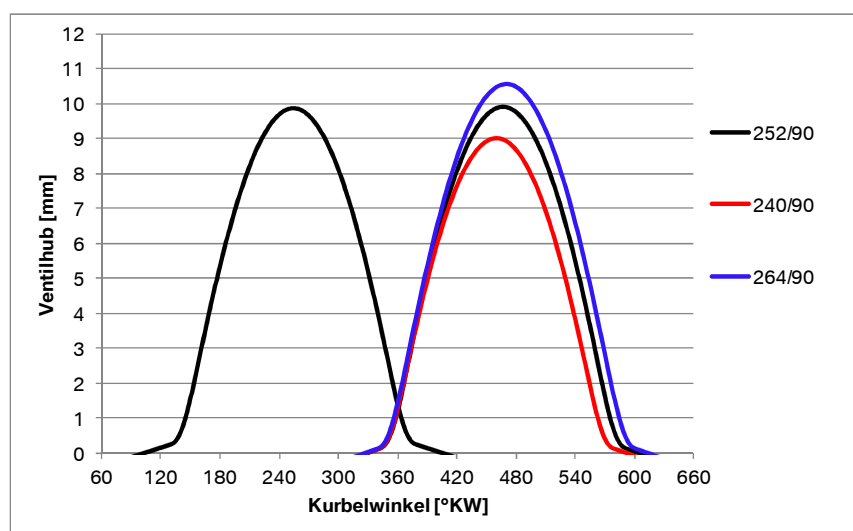


Abbildung 15.1: Drehmoment- und Leistungshubprofile im Vergleich zu der Basisnocke

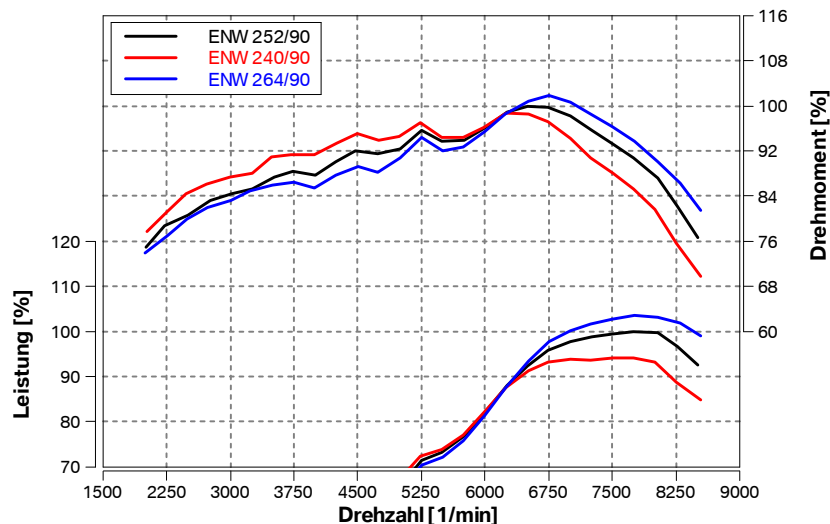


Abbildung 15.2: Drehmoment und Leistung der Schaltnockenkombination im Vergleich zu der Referenz

Die Verkürzung der Öffnungsdauer auf 240° bringt in der Teillast keine Vorteile hinsichtlich Ladungswechselerbeit. Weniger Luftmasse wird nach LWUT aus dem Zylinder ausgeschoben. Als Folge nimmt der SES-Charakter der Basisnocke etwas ab, während die Verkürzung der Öffnungsdauer nicht groß genug ist, um einen FES-Ansatz darzustellen. Die Drosselklappe muss etwas geschlossen werden, um die Luftmasse konstant zu halten. Dies hat einen leichten Anstieg des Restgasanteils zur Folge. In Summe zeigt **Abbildung 15.3**, dass die 1D-gerechnete Veränderung der Ladungswechselerbeit im Betriebspunkt 1 sehr gering ausfällt.

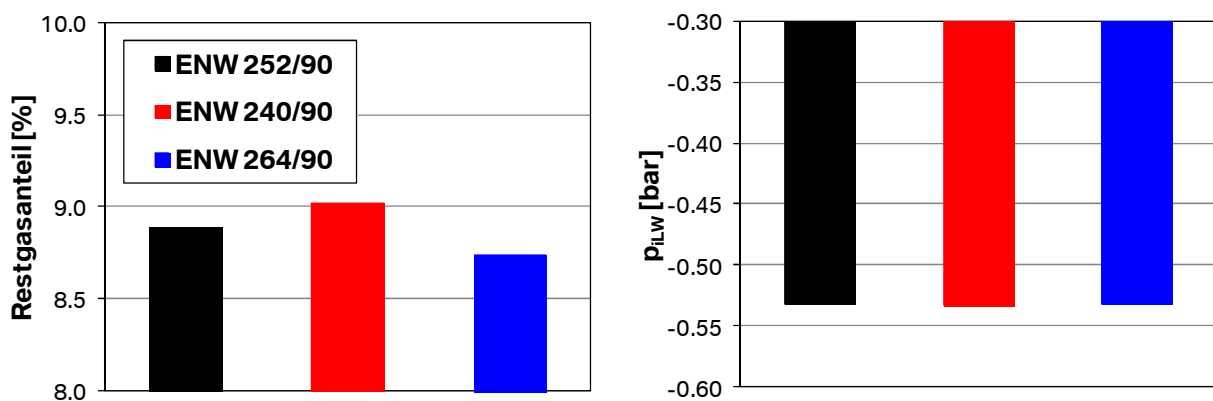


Abbildung 15.3: Effekt der Drehmomentnocke auf Restgas und Ladungswechselerbeit (Betriebspunkt 1)

Aufgrund des reduzierten Ventilhubes sind leichte Vorteile bezüglich des Reibmitteldrucks zu erwarten. In der Praxis wurden am Motorprüfstand in der Teillast keine nennenswerten Verbrauchsunterschiede, weder bzgl. b_i noch bzgl. b_{eff} , festgestellt. Lediglich die Verschiebung der Betriebspunkte in Richtung höheren Lasten und niedrigeren Drehzahlen würde bei diesem Ansatz zu einer Verbrauchseinsparung führen. Eine auf das experimentelle Verbrauchskennfeld basierte Simulation mit der

Software Cruise der Fa. AVL ergab ein Verbrauchspotential im WMTC von ca. 2%. Bei dieser Rechnung wurde der Drehmomentvorteil durch die Verlängerung der Getriebeübersetzung so umgesetzt, dass für das Fahrzeug relevante Durchzugswerte nahezu unverändert blieben. In **Abbildung 15.4** ist die Aufteilung der Verbrauchsreduzierung auf die drei Testphasen dargestellt.

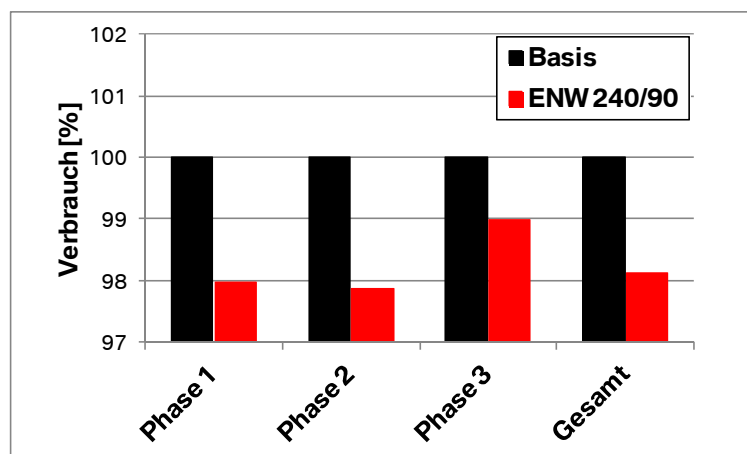


Abbildung 15.4: Verbrauchsprognose im WMTC für den Downspecting-Ansatz

Die Nockenwellenumschaltung lässt sich bei einer drehmomentsteigernden Anwendung des Schalnockensystems deutlich unproblematischer als bei dem FES-Ansatz darstellen, da der Übergang momentenneutraler ist. Bei der Auswahl der Hubprofile muss lediglich darauf geachtet werden, dass die Anforderungen hinsichtlich Drehmomentniveau und maximaler Leistung nicht zu hoch sind. Anderenfalls ist die Entstehung eines tiefen Einbruchs bei der Umschaltdrehzahl nicht zu vermeiden (die zwei VL-Kurven gehen auseinander).

Wie am Anfang erwähnt lässt sich die Drehmomentsteigerung theoretisch durch einen vollvariablen Ventiltrieb am besten darstellen. Die Verkürzung der Öffnungsdauer kann in Verbindung mit der Anpassung der Einlassspreizung für jede Drehzahl optimal realisiert werden. In der Praxis stellt aber die mechanische Auslegung eines derartigen Systems für Motorradmotoren eine große Herausforderung dar. Die typische Kombination von steilen Hubprofilen und hohen Drehzahlen stellt hohe Anforderungen an die Festigkeit des Ventiltriebs. Darüber hinaus wird die Gewährleistung des ständigen Kontakts unter den Gliedern aufgrund des Einsatzes eines mechanischen Ventilspielausgleiches kritisch. In **Abbildung 15.5** ist ein VVT-Hubprofil dargestellt, das für den Einsatz bis 9000/min ausgelegt wurde. Der Vergleich zu der Leistungsnocke 264/90 lässt für das VVT-Profil eine geringere Leistung erwarten, wobei dieser Nachteil durch Verstellung der Einlassspreizung nach spät kompensiert werden kann.

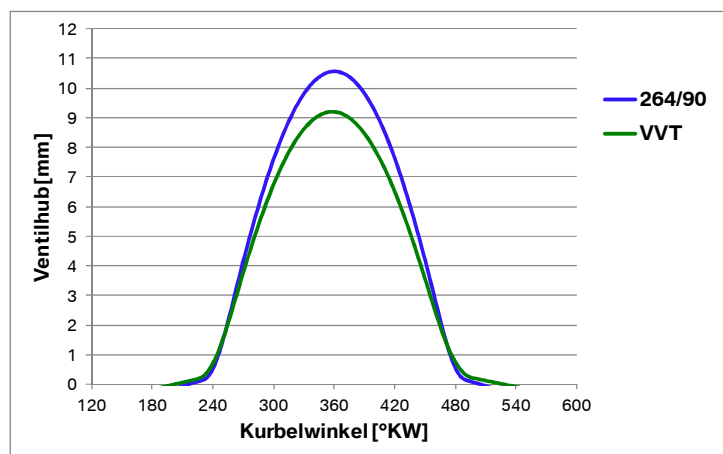


Abbildung 15.5: Vergleich zwischen einem VVT-Leistungshubprofil und einer Leistungsschaltnocke

Problematisch wird der VL-Betrieb bei den mittleren Drehzahlen. Die Verkürzung der ÖD ist mit einer Verkleinerung des maximalen Hubs kombiniert, was zu einer Drosselung am Ventil Sitz führen kann. In **Abbildung 15.6** ist eine VVT-Hubkurvenschar im Vergleich zu der Drehmomentschaltnocke dargestellt.

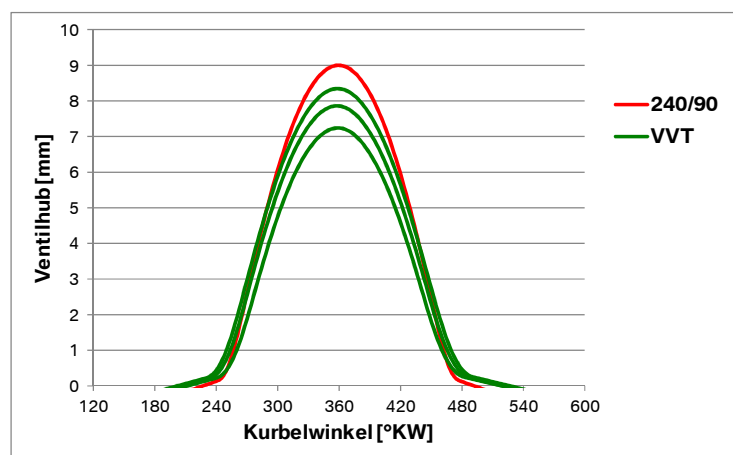


Abbildung 15.6: Vergleich zwischen einer VVT-Hubkurvenschar für mittlere Drehzahlen und einer Drehmomentschaltnocke

Die Motorprüfstandversuche zeigen für die betrachteten VVT-Profile dank dem Einlassphasensteller ein ähnliches Leistungspotential wie für die Schaltnocken (**Abbildung 15.7**), wobei die Nenndrehzahl um ca. 500/min ansteigt. Im jeweiligen Auslegungspunkt (um 4500 bzw. 7500/min) erreichen die Schaltnocken das höchste Drehmomentniveau. Bei sehr niedrigen Drehzahlen, in denen das Wiederausschieben der frischen Luftmasse dominiert, schneidet der VVT wieder gut ab. Es ist daraus abzuleiten, dass der aktuelle VVT-Entwicklungsstand den aus dem PKW-Bereich bekannten Volllastvorteil bei Motorradanwendungen noch nicht darstellen kann.

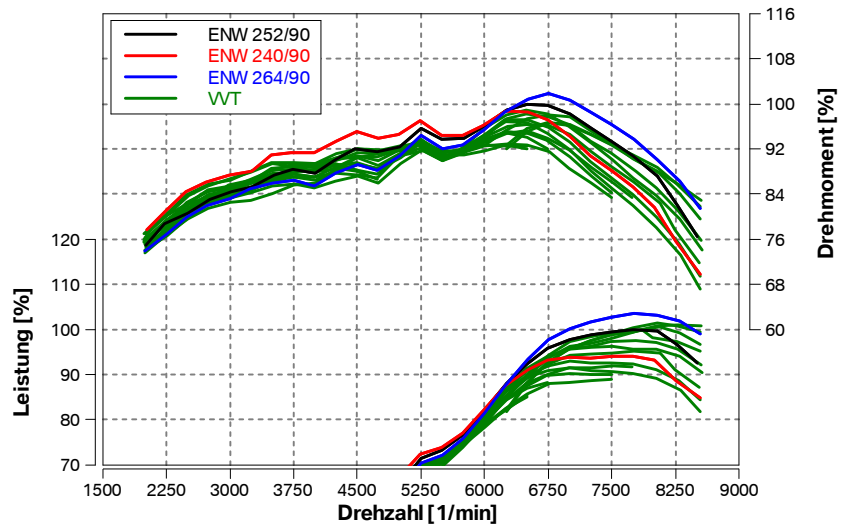


Abbildung 15.7: Gemessene Drehmomentverläufe mit den SN- und den VVT-Hubkurven

16 Schlussfolgerungen und Ausblick

Ausgehend von den Ergebnissen der vorherigen Abschnitte ist es nun möglich, eine Gesamtbewertung der zwei betrachteten Ventiltriebvariabilitäten für eine Motorradanwendung zu erarbeiten.

In dem unteren TL-Bereich besitzt ein VVT das größte Potential für die Reduzierung der Ladungswechselarbeit, auch wenn die Auswahl der Kombination von Hubprofil und Einlassspreizung aufgrund des Einflusses auf die Verbrennungsstabilität eingeschränkt ist. Es sind dabei kurze ÖD in Verbindung mit späteren Spreizungen einzustellen, was aber wegen der sehr niedrigen Ventilhubhöhe mit dem Risiko einer erhöhten Empfindlichkeit des Motors gegenüber Fertigungstoleranzen verbunden ist. Ein Schalnockenmechanismus würde durch Erhöhung des Restgasanteils theoretisch genau so effektiv wie ein VVT den Ladungswechselprozess entdrosseln, aber die Eigenschaften der Motorradmotoren machen die dafür notwendige Verstärkung der Verbrennungsstabilität zu einer großen Herausforderung. Darüber hinaus wird hier ein Schalnockenmechanismus als eine einfachere Alternative zum komplexeren VVT betrachtet, unter anderem weil der Einsatz eines Phasenstellers entfallen kann. Im Endeffekt fällt bei einer Schalnocke die Reduzierung der Ladungswechselarbeit nach Lastanpassung nur geringfügig aus und der Hauptvorteil besteht in der verbesserten Verbrennungsstabilität, die durch den Phasing-Ansatz erreicht wird. Entscheidend für das endgültige Verbrauchspotential ist bei beiden Systemen die Verringerung der Reibleistung, wobei die für das VVT angenommenen Werte eher als „Best Case“ betrachtet werden sollen.

Im oberen TL-Bereich unterscheiden sich die Konzepte kaum, da das Teilhubprofil des Schalnockenmechanismus für den nahezu entdrosselten Betrieb bei maximaler Last und Drehzahl im WMTC ausgelegt wird. Die Reduzierung der Ladungswechselverluste spielt allein für den Verbrauch keine entscheidende Rolle mehr und die Verbrauchsabsenkung ergibt sich aus der Kombination dieses Effektes mit einer niedrigeren Reibleistung und einem schnelleren und CO-ärmeren Brennvorgang.

In dem mittleren TL-Bereich ist ein VVT weiterhin mit dem vollentdrosselten Betrieb verbunden, während bei einem Schalnockenmechanismus (mit oder ohne Phasensteller) die Anstellung der Drosselklappe notwendig ist. Beide Untersuchungen in den Betriebspunkten 1 und 2 haben gezeigt, dass der b_T -Vorteil der Vollentdrosselung mit

ca. 3% quantifiziert werden kann. Dieser Wert soll für die Verbrauchsprognose im WMTC in **Abbildung 16.1** ebenfalls für den mittleren TL-Bereich übernommen werden. Ausgehend von der Verbrauchsprognose für die Schaltnocke 160-100/90 ohne Phasensteller von Abschnitt 14.5.1 wird der Vorteil des Phasenstellers im oberen WMTC-Bereich (aufgrund der Gewichtung der drei Testphasen) mit knapp 1% quantifiziert. Der vollentdrosselte Betrieb im ganzen Testbereich würde dann das Verbrauchsniveau noch um weitere 2 % absenken.

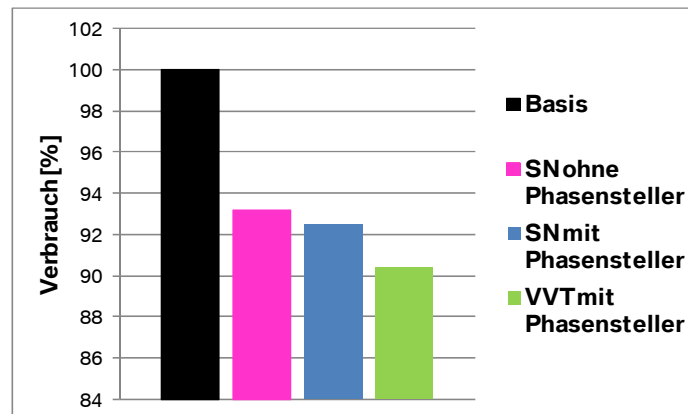


Abbildung 16.1: Verbrauchsprognose im WMTC für die untersuchten Ventiltriebkonzepte

Bei der Entscheidung für das eine oder das andere System müssen zusätzliche Merkmale berücksichtigt werden:

- Der Betrieb eines VVT-Systems ohne Einlassphasensteller ist, wie in Abschnitt 14.6 erwähnt, nicht sinnvoll. Ein Phasensteller ist mit Mehrkosten verbunden, andererseits bietet er in Verbindung mit sehr kurzen Öffnungsdauern Vorteile in Betriebspunkten im Leerlaufbereich, in dem die Laufruhe absolute Priorität hat. In **Abbildung 16.2** sind Zyklenschwankungen im Leerlaufpunkt mit der ENW 80/90 und sehr später Spreizung im Vergleich zu der Basis- und zu der Schaltnocke verglichen. Es ist ersichtlich, welchen zusätzlichen Vorteil der Phasensteller anbietet.

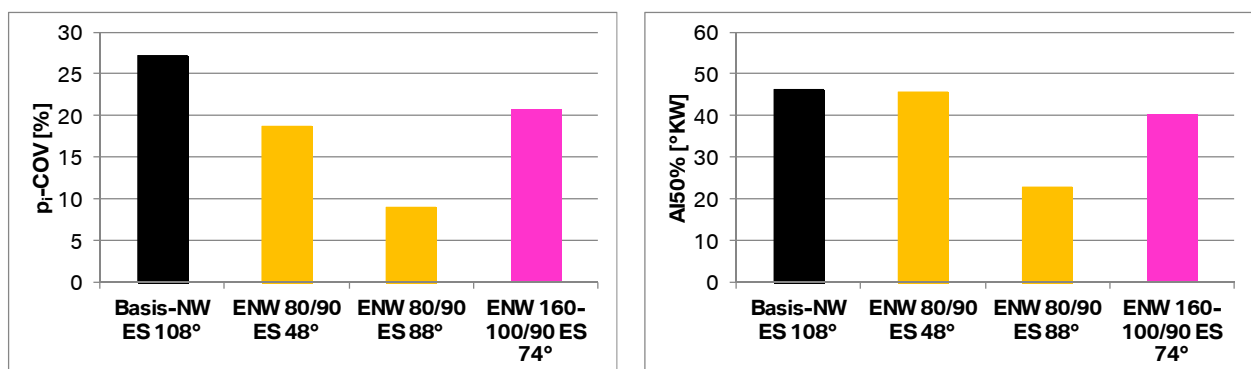


Abbildung 16.2: Effekt eines Einlassphasenstellers beim VVT im LL-Betrieb

- Ein VVT ermöglicht neben der Verbrauchseinsparung eine zusätzliche Optimierung des Drehmomentverlaufs. In Kapitel 15 wurde gezeigt, dass auch wenn die mechanische Festigkeit bekannter VVT noch nicht auf vergleichbarem Niveau aktueller Motorradventiltriebe liegt, Vorteile in der VL erzielbar sind.
- Bei einem VVT erfolgt die Laststeuerung durch kontinuierliche Veränderung der Öffnungsdauer. Bei einem SN-System besteht dagegen die Problematik der Umschaltung zwischen Teil- und Vollhub. Dies scheint die größte Herausforderung bei einer Anwendung in Motorradmotoren zu sein, da aufgrund der hohen Dynamik und des starren Antriebsstrangs auftretende Lastsprünge wenig gedämpft werden.
- Ein Phasensteller wird bei einem VVT lediglich für die Optimierung des Brennverfahrens verwendet, während er bei einem Schalnockensystem auch für die Laststeuerung notwendig ist. Als Folge sind die Anforderungen hinsichtlich Schnelligkeit und Genauigkeit der Phasenverstellung bei einem SN-System höher als bei einem VVT.
- Für beide Systeme soll das „Safe-Failure“-Konzept berücksichtigt werden, für den Fall, dass eine unerwünschte Umschaltung von Teil- auf Vollhub auftritt. Dementsprechend darf die Einlassspreizung nicht unter die Kollisionsgrenze des Vollhubprofils mit dem Kolben reduziert werden. Die in Abschnitt 14.3.3 in Kombination mit der 80° ÖD dargestellten Einlassspreizung von 48° wäre z. B. bei einem VVT nur in Verbindung mit tiefen Kolbentaschen darstellbar. Dies würde zu einer Absenkung des Verdichtungsverhältnisses führen, deren Ausgleich durch Verkleinerung des Brennraumvolumens typischerweise sehr schwierig ist. Bei einem Schalnockensystem ist diese Problematik entschärft, da das Teilhubprofil mit einem Spreizungsversatz geschliffen wird. Bei dem Beispiel in **Abbildung 16.3** beträgt der Phasenversatz 34°.

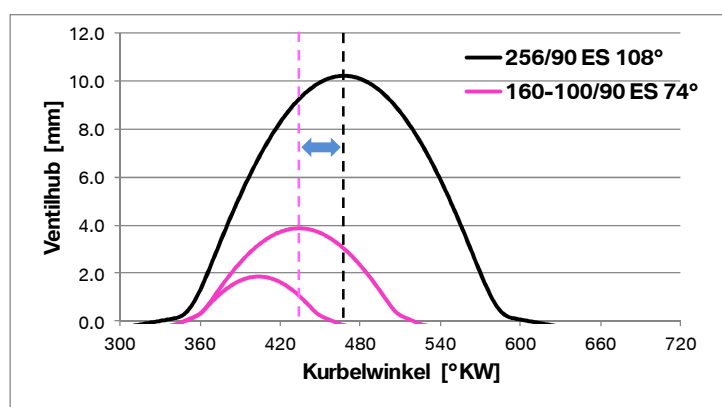


Abbildung 16.3: Phasenversatz bei dem SN-System

Ausgehend von den gerade erläuterten Überlegungen scheint ein Schalnockensystem ohne Phasensteller ein günstiger Kompromiss zu sein, falls keine weiteren Anforderungen hinsichtlich Drehmoment und Leistung bestehen. Voraussetzung dafür ist, dass eine für den Fahrer unauffällige Umschaltung des Hubprofils darstellbar ist. Gerade an diesem Punkt könnte das Schalnockensystem für die Anwendung in Motorradmotoren scheitern. Als Folge sind bei BMW Motorrad spezifische Untersuchungen geplant, um diese Problematik zu vertiefen.

Ein fertig entwickeltes Schalnockensystem lässt sich, wie in Kapitel 15 erläutert, zusätzlich auch für drehmoment- und leistungsorientierte Anwendungen nutzen. Der Einsatz eines Phasenstellers könnte dann das Gesamtpotential weiter steigern.

Vollvariable Ventiltriebe stellen eine komplexe Lösung dar. Sie benötigen einen Einlassphasensteller und die Drehzahlfestigkeit von Drehzahlen über 10.000/min wird derzeit nicht erreicht. Der Betrieb bei motorradtypischen Drehzahlen ist nur in Verbindung mit einer Ventilbeschleunigung möglich, die deutlich niedriger als bei konventionellen Ventiltrieben liegt. Der Einsatz in Motoren mit moderaten Ventilwinkeln scheint hinsichtlich der Beibehaltung des Verdichtungsverhältnisses problematisch zu sein. Die Laststeuerung über die Öffnungsdauer stellt eine sehr elegante Lösung dar, fraglich ist aber, ob die dafür notwendigen engen Fertigungstoleranzen mit der Kostenproblematik der Motorradmotoren kompatibel sind. Eine endgültige Bewertung ist nur basierend auf einem spezifischen System möglich, aber der Einsatz eines VVT bei Motorradmotoren scheint derzeit mit nicht unerheblichen technischen Herausforderungen verbunden.

Allgemein betrachtet stellt die Verbrennungsstabilität das größte Hindernis für die Anwendung von Maßnahmen zur Reduzierung der Ladungswechselerarbeit dar und an dieser Stelle soll der Schwerpunkt der Brennverfahrensentwicklung zukünftig gelegt werden. Eine stabilere Verbrennung würde ebenfalls den Einsatz „milderer“ Lösungen, wie z.B. eines Auslassphasenstellers zur Erhöhung des Restgasgehaltes, ermöglichen. Ohne diesen Schritt auf der Brennverfahrensseite lassen sich konstruktiv aufwendige Lösungen für den Ventiltrieb nicht rechtfertigen.

17 Literaturverzeichnis

- [1] Van Basshuysen, R., Schäfer, F.: www.Motorlexikon.de, Stand Feb. 2011.
- [2] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F. (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 6. Auflage. Vieweg & Sohn Verlag, 2012, ISBN 978-3-8348-1549-1.
- [3] Hannibal, W.; Flierl, R.; Gollasch, D.; Barrois, A.: Komponenten und Konzepte des variablen Ventiltriebs und deren Einfluss auf Verbrauchsreduzierung und Drehmomentverbesserung. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Shaker Verlag, 2007, ISBN 978-3-8322-5910-5.
- [4] Otobe, Y.; Kawaguchi, H.; Ueshima, H.: Development of the High-power, Low-emission Engine for the „Honda S2000“. SAE Paper 2000-01-0670, 2000.
- [5] Brüstle, C.; Schwarzenthal, D.; VarioCam Plus - A Highlight of the Porsche 911 Turbo Engine. SAE Paper 2001-01-0245, 2001.
- [6] Hatano, K.; Kazumasa, I.; Hirohumi, H.; Shinichi, M.: Ein neuer Mehrphasen-Motor mit variabler Ventilsteuerung. Motortechnische Zeitschrift MTZ 54/1993.
- [7] Shikida, T.; Nakamura, Y.; Nakakubo, T.; Kawase, H.: Development of the High Speed 2ZZ-GE Engine. SAE Paper 2000-01-0671, 2000.
- [8] Wurms, R.; Dengler, S.; Budack, R.; Mendl, G.; Dicke, T.; Eiser, A.: Audi valvelift system - ein neues innovatives Ventiltriebssystem von Audi. 15. Aachener Kolloquium „Fahrzeug und Motorentechnik“, 2006.
- [9] Middendorf, H.; Theobald, J.; Lang, L.; Hartel, K.: Der 1,4-L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung. Motortechnische Zeitschrift MTZ 03/2012.
- [10] Flierl, R.; Hofmann, R.; Landerl, C.; Melcher, T.; Steyer, H.: Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic, Teil 1: Konzept und konstruktiver Aufbau. Motortechnische Zeitschrift MTZ 6/2001.
- [11] Liebl, J.; Klüting, M.; Poggel, J.; Missy, S.: Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic, Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften. Motortechnische Zeitschrift MTZ 7-8/2001.
- [12] Ardey, N.: Die BMW Valvetronic der neuen V8-Motoren. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Expert Verlag, 2002, ISBN 3-8169-2119-1.
- [13] Hirschfelder, K.; Hofmann, R.; Jägerbauer, E.; Schausberger, C.; Schopp, J.: Der neue BMW Achtzylinder-Ottomotor, Teil 1. Motortechnische Zeitschrift MTZ 9/2001.
- [14] Liebl, J.; Klüting, M.; Achilles, D.; Munk, F.: Der neue BMW Achtzylindermotor mit Valvetronic, Teil 2: Funktionale Eigenschaften. Motortechnische Zeitschrift MTZ 10/2001
- [15] Jägerbauer, E.; Fröhlich, K.; Fischer, H.: Der neue 6.0-l-Zwölfzylindermotor von BMW. Motortechnische Zeitschrift MTZ 7-8/2003
- [16] Klauer, N.; Schünemann, E.: Entwicklungspotenziale der BMW Valvetronic zur Optimierung von Ladungswechsel, Gemischbildung und Verbrennung. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung II. Expert Verlag, 2004, ISBN 3-8169-2389-5.

- [17] Klüting, M.; Landerl, C.: Der neue Sechszylinder-Ottomotor von BMW, Teil 1: Konzept und konstruktiver Aufbau. Motortechnische Zeitschrift MTZ 11/2004.
- [18] Kiefer, W.; Klauer, N.; Krauss, M.; Mährle, W.; Schünemann, E.: Der neue Reihensechszylinder-Ottomotor von BMW, Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften. Motortechnische Zeitschrift MTZ 12/2004.
- [19] Nakamura, M.; Hara, S.; Takemura, S.: A Continuous Variable Valve Event and Lift Control System (VEL). Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Expert Verlag, 2002, ISBN 3-8169-2119-1.
- [20] Fujita, T.; Kiga, S.; Tsuruta, S.: Die neue variable Ventiltechnik (VVEL) in den neuen V6- und V8-Motoren von Nissan. 29. Internationales Wiener Motorensymposium, 2008.
- [21] Harada, J.; Yamada, T.; Watanabe, K.: Die neuen 4-Zylinder Ottomotoren mit VALVEMATIC-System. 29. Internationales Wiener Motorensymposium, 2008.
- [22] Schunemann, E. et al.: BMW-interne Präsentation, 2003.
- [23] Mischker, K.; Denger, D.: Die Elektrohydraulische Ventilsteuerung EHVS - System und Potential. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung II. Expert Verlag, 2004, ISBN 3-8169-2389-5.
- [24] Doria, D.; Ferrari, A.; Lucatello, M.; Nasi, U.: The FIAT UNIAIR Variable Valve Actuation System: Recent Results from a Gasoline Engine Application. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Expert Verlag, 2002, ISBN 3-8169-2119-1.
- [25] Bernard, L.; Ferrari, A.; Micelli, D.; Perotto, A.; Rinolfi, R.; Vattaneo, F.: Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem "MultiAir"-Verfahren. Motortechnische Zeitschrift MTZ 12/2009.
- [26] Gebauer, K.; Josef, O.: Betrachtungen zur Optimierung des linearen Elektro-Magnetischen Ventiltriebs. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Shaker Verlag, 2007, ISBN 978-3-8322-5910-5.
- [27] Duesmann, M.; Salber, W.: Der Weg zur drosselfreien Laststeuerung: vom Ventilabschalter bis zum elektromechanischen Ventiltrieb. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Expert Verlag, 2002, ISBN 3-8169-2119-1.
- [28] Pischinger, S.; Jené, H.; Wolters, P.; Salber, W.: Mehrfach-Ventilöffnung – Eine neue Dimension in der variablen Ventilsteuerung. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung II. Expert Verlag, 2004, ISBN 3-8169-2389-5.
- [29] Wurms, R.; Löbber, P.; Dengler, S.; Budack, R.; Eiser, A.: Welche Ventiltriebsvariabilität ist sinnvoll?. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Shaker Verlag, 2007, ISBN 978-3-8322-5910-5.
- [30] Tuttle J. H.: Controlling Engine Load by means of Early Intake-Valve Closing. SAE Paper 820408, 1982.
- [31] Tuttle J. H.: Controlling Engine Load by means of Late Intake-Valve Closing. SAE Paper 800794, 1980.
- [32] Hara, S.; Nakajima, Y.; Nagumo, S.: Effects of Intake-Valve Closing Timing on Spark-Ignition Engine Combustion. SAE Paper 850074, 1985.

- [33] Mincione, G.; Mattes, W.; Unterweger G.; Kresse, T.; Bargende M.: Ansätze der Brennverfahrensentwicklung zur Effizienzsteigerung bei BMW Motorradmotoren. 13. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Technische Universität Graz, 2011.
- [34] Witt, A.; Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten. Dissertation TU Graz, 1999.
- [35] Shelby, M. H.; Stein, R. A.; Warren, C. C.: A New Analysis Method for Accurate Accounting of IC Engine Pumping Work and Indicated Work. SAE Paper 2004-01-1262, 2004.
- [36] Löbber, P.; Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit vollvariablem Ventilhub. Dissertation TU Dresden, 2006.
- [37] Landerl, C.; Höhl, J.; Miritsch, J.; Post, J.; Unterweger, G.; Vögt, J.: Der Antrieb der neuen BMW S1000RR – Höchstleistung für Rennstrecke und Landstraße. 18. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentchnik“, 2009.
- [38] Mattes, W.; Hege, H.; Haimerl, M.; Unterweger, G.: Der neue Motorrad-Sechszylindermotor von BMW. Motortechnische Zeitschrift MTZ 06/2011.
- [39] Bohn, P.; Unterweger, G.; Post, J.; Landerl, C.; Mincione, G.: Gemischbildung und Verbrennung am Zweizylinder-Boxermotor. 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008.
- [40] Post, J.; Landerl, C.; Quell, J.: Ladungswechselauslegung und Leistungsentwicklung von Motorrädern im Kontext der gegenwärtigen und künftigen Abgasgesetzgebung. 12. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Technische Universität Graz, 2009.
- [41] Gamma Technologies, GT Power User's Manual Version 6.2 , 2006.
- [42] FKFS, Bedienungsanleitung FkfsUserCylinder, Version 2.0, 2009.
- [43] Bunsen, E.; Grote, A.; Willand, J.; Hoffmann, H.; Fritz, O.; Senjic, S.: Verbrauchspotentiale durch Ventilhub- und Steuerzeitenvariation – Ein mechanisch vollvariables Ventiltriebssystem an einem 1.6 L Motor mit Benzindirekteinspritzung. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Shaker Verlag, 2007, ISBN 978-3-8322-5910-5.
- [44] Schmidt, G.; Flierl, J.; Hofmann, R.; Liebl, J.; Otto, E.: Die neuen BMW 6-Zylindermotoren. 19. Internationales Wiener Motorensymposium, 1998.
- [45] Klauer, N.; Schünemann, E.: Beitrag eines optimierten VALVETRONIC Brennverfahrens zur Darstellung effizienter Dynamik bei niedrigsten Abgasemissionen. 2. Tagung „Emission Control“, Dresden, 2004.
- [46] Häntschel, U.; Stappenbeck T.; Kratzsch, M.; Lechner B.: Herausforderungen an die Kalibration des neuen BMW 1,6 l Twin-Power-Turbo-Motors mit vollvariablem Ventiltrieb für den MINI Cooper S. 4. Tagung „Ladungswechsel im Verbrennungsmotor“, Stuttgart 2011.
- [47] Schopp, G.; Klingseis, B.; Angermeier A.; Assmayr, H.; Schwarz, R.; Kärsch-Kleine, H.; Wolf R.: Motorsteuerungsfunktionen zur Ansteuerung von Ottomotoren mit Ventilhubumschaltung. Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung. Shaker Verlag, 2007, ISBN 978-3-8322-5910-5.
- [48] Bohl W.; Elmendorf, W.: Technische Strömungslehre. Vogel Buchverlag, 2005, ISBN 978-3-8343-3029-1.
- [49] FKFS-interne Unterlagen.
- [50] EnginOS, Tiger Bedienungsanleitung, 2009.

-
- [51] Weberbauer, F.; Rauscher, M.; Kulzer, A.; Knopf, M.; Bargende, M.: Allgemeine gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. Motortechnische Zeitschrift MTZ 2/2005.
- [52] Zacharias, F.: Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen. Dissertation TU Berlin, 1966.
- [53] Bargende, M.: Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. Dissertation TU Darmstadt, 1991.
- [54] Glanz, R.: Differentielle Erfassung von Tumble-Strömungsfeldern, Motortechnische Zeitschrift MTZ 01/2000.

18 Anhang

18.1 Blasprüfstandversuche

Drosselklappe und Zylinderkopf wurden am Blasprüfstand vermessen. In **Abbildung 18.1.1** ist der Versuchsaufbau für die Drosselklappe beispielsweise dargestellt. Einlass- und Auslassrohr sorgen für realistische geometrische Randbedingungen für die Strömung und werden für jedes Bauteil spezifisch gefertigt.

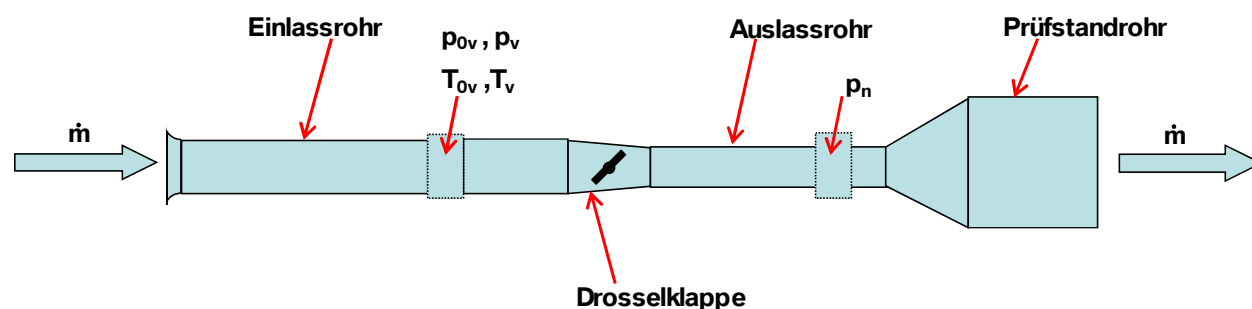


Abbildung 18.1.1: Versuchsaufbau des Blasprüfstands

Wenn die Druckverluste im Bauteil als örtlich konzentrierte Verluste modelliert werden, wird ein gesamter Durchflusskoeffizient gerechnet. Das Verfahren basiert auf dem Ansatz von St. Venant [48], bei dem die reale Strömung einer isentropen Strömung durch eine Drosselstelle mit Querschnitt A_{is} gleichgestellt wird:

$$A_{is} = \frac{\dot{m}}{p_{0v} \sqrt{\frac{2}{R_L} \frac{k}{k-1} T_{0v} \left[\left(\frac{p_n}{p_{0v}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_n}{p_{0v}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}}} \quad \text{Gl. 18.1.1}$$

Der Durchflusskoeffizient C_D (bei Zylinderköpfen auch Alpha-Zahl genannt) wird dann folgendermaßen gerechnet:

$$C_D = \frac{A_{is}}{A_{ref}} \quad \text{Gl. 18.1.2}$$

wobei A_{ref} eine wählbare Referenzfläche ist (z.B. der kleinste geometrische Querschnitt).

Wenn Massenstrom, p_v und T_v gemessen werden, können Totaldruck und Totaltemperatur aus den folgenden Gleichungen für kompressible Strömungen berechnet werden:

$$p_{0v} = p_v \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_v^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Gl. 18.1.3}$$

$$T_{0v} = T_v \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_v^2 \right) \quad \text{Gl. 18.1.4}$$

wobei die Machzahl sich wie folgend ergibt:

$$Ma_v = \frac{v_v}{\sqrt{k R_L T_v}} \quad \text{Gl. 18.1.5}$$

$$v_v = \frac{\dot{m}}{\rho_v A_v} \quad \text{Gl. 18.1.6}$$

$$\rho_v = \frac{p_v}{R_L T_v} \quad \text{Gl. 18.1.7}$$

Im GT-Power-Motormodell werden die Koeffizienten für Reibung- und Druckverlust (C_f und C_p) der Gleichung 8.1.3 auf null gesetzt und der gemessene Durchflusskoeffizient übernommen. Problematisch wird dieser Ansatz, wenn der Querschnitt nach Drosselstelle, in dem der statische Druck p_n für die Gleichung 18.1.1 betrachtet wird, im GT-Power-Modell nicht mit dem Versuch identisch ist. Dies ist z. B. bei der Rückströmung aus dem Zylinderkopf in den Einlasskanal der Fall (**Abbildung 18.1.2**). In diesem Fall wird im GT-Power-Modell der statische Druck p_n^* im Querschnitt mit Durchmesser D_n^* betrachtet. Dieser Querschnitt steht der Drosselstelle am nächsten. Im Versuch wird aber der statische Druck typischerweise in einem Querschnitt mit Durchmesser D_n weit entfernt von den Einlassventilen gemessen.

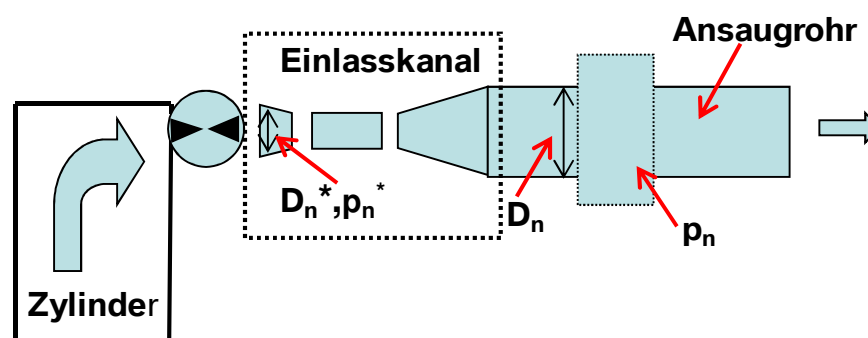


Abbildung 18.1.2: Detaillmodellierung der Bauteilgeometrie

Auch wenn beim Motormodell die Druckverluste im Einlasskanal auf null gesetzt sind, gilt $p_n^* \neq p_n$, da die Querschnittsflächen im Allgemeinen unterschiedlich sind (als Folge ist die Aufteilung zwischen statischem und dynamischem Anteil unterschiedlich). Bei gleicher Alpha-Zahl und gleichen Randbedingungen (T_{0v} , p_{0v} und p_n) wie beim

Blasversuch würde im Motormodell ein anderer Massenstrom resultieren, da p_n^* anstatt p_n in der Gleichung 18.1.1 berücksichtigt wird. Als Folge müssen die gemessenen Alpha-Zahlen vor Implementierung in das GT-Power-Motormodell nach dem folgenden Ansatz umgerechnet werden.

In einem hypothetischen GT-Power-Modell des Blasversuchs wären Gesamtdruck und Gesamttemperatur nach Drosselstelle (T_{0n} , p_{0n}) in jedem Querschnitt des Einlasskanals konstant, da die Druckverluste ausgeschaltet sind und die Wandwärme eine vernachlässigbare Rolle spielt. Darauf basierend wird der statische Druck p_n^* gerechnet, der bei einem beliebigen Querschnitt A_n^* im Einlasskanal herrscht. Dafür müssen T_{0n} , und p_{0n} bekannt sein. Falls die Temperatur nach Drosselstelle T_n mit gemessen wird, können die zwei Größen aus den folgenden Gleichungen gerechnet werden:

$$p_{0n} = p_n \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_n^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Gl. 18.1.8}$$

$$T_{0n} = T_n \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_n^2 \right) \quad \text{Gl. 18.1.9}$$

Dabei bedeutet:

$$Ma_n = \frac{v_n}{\sqrt{k R_L T_n}} \quad \text{Gl. 18.1.10}$$

$$v_n = \frac{\dot{m}}{\rho_n A_n} \quad \text{Gl. 18.1.11}$$

$$\rho_n = \frac{p_n}{R_L T_n} \quad \text{Gl. 18.1.12}$$

Nun können die Größen p_n^* und T_n^* iterativ gerechnet werden:

$$p_n^* = p_{0n} / \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_n^{*2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Gl. 18.1.13}$$

$$T_n^* = T_{0n} / \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_n^{*2} \right) \quad \text{Gl. 18.1.14}$$

Dabei bedeutet:

$$Ma_n^* = \frac{v_n^*}{\sqrt{k R_L T_n^*}} \quad \text{Gl. 18.1.15}$$

$$v_n^* = \frac{\dot{m}}{\rho_n^* A_n^*} \quad \text{Gl. 18.1.16}$$

$$\rho_n^* = \frac{p_n^*}{R_L T_n^*} \quad \text{Gl. 18.1.17}$$

Bei der ersten Iteration müssen p_n^* und T_n^* vorgegeben werden. Startwerte können z.B. p_n und T_n sein:

$$\text{Schritt 1} \quad (\rho^*)_1 \rightarrow (v_n^*)_1 \rightarrow (Ma_n^*)_1 \rightarrow (p_n^*)_1, (T_n^*)_1$$

danach wird es folgendermaßen iteriert:

$$\text{Schritt } i+1 \quad (p_n^*)_i, (T_n^*)_i \rightarrow (\rho^*)_{i+1} \rightarrow (v_n^*)_{i+1} \rightarrow (Ma_n^*)_{i+1} \rightarrow (p_n^*)_{i+1}, (T_n^*)_{i+1}$$

Nach Erreichung der Konvergenz können die isentrope Fläche und der Durchflusskoeffizient neu gerechnet werden:

$$A_{is}^* = \frac{\dot{m}}{p_{0v} \sqrt{\frac{2}{R_L T_{0v}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_n^*}{p_{0v}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_n^*}{p_{0v}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}} \quad \text{Gl. 18.1.18}$$

$$C_D^* = \frac{A_{is}^*}{A_{ref}} \quad \text{Gl. 18.1.19}$$

Nur nach Umrechnung des Durchflusskoeffizienten ist gewährleistet, dass bei gleichen Randbedingungen im Versuch und im Modell ein identischer Massenstrom herrscht. Im rechnerischen Beispiel der **Abbildung 18.1.3** wurden in einem Blasversuchsmodell T_{0v} , p_{0v} und p_n vorgegeben und D_n^* variiert:

$$\text{Fall 1} \quad D_n = 100 \text{ mm} / D_n^* = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Fall 2} \quad D_n = 100 \text{ mm} / D_n^* = 60 \text{ mm}$$

Die Alpha-Zahlen wurden aus dem Versuch direkt übernommen. Im Fall 1 ergibt sich im GT-Power-Modell ein identischer Massenstrom wie im Versuch. Im Fall 2 weichen die Ergebnisse ab. Da der dynamische Druck von der Strömungsgeschwindigkeit quadratisch abhängt und diese wiederum in einem quadratischen Zusammenhang mit dem Querschnittsdurchmesser steht, ist der Fehler von D_n^4 abhängig. Erst nach

Neurechnung der Alpha-Zahlen stimmen die experimentellen und rechnerischen Ergebnisse überein.

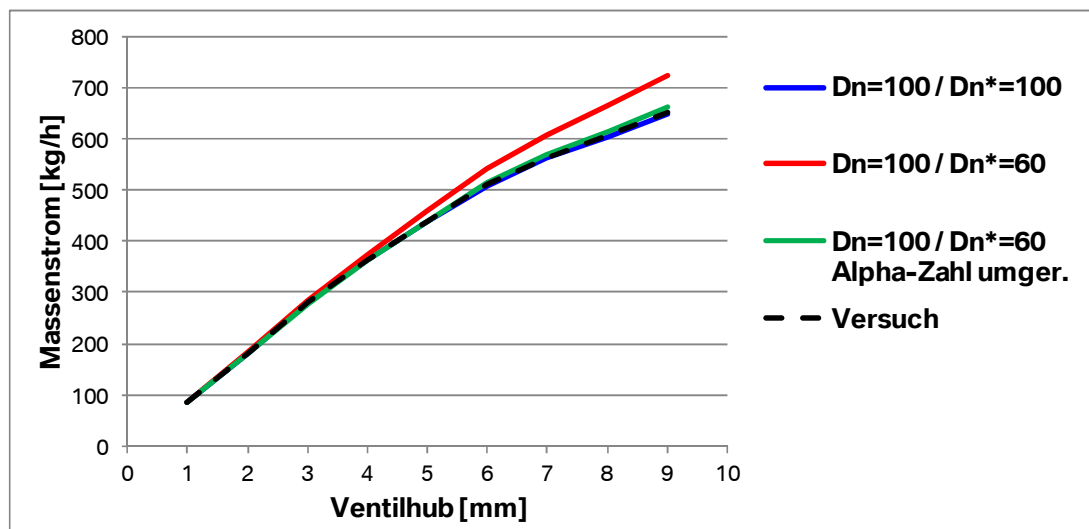


Abbildung 18.1.3: Effekt der Querschnittfläche nach Drosselstelle auf den gerechneten Massenstrom

Dieses Verfahren wurde entwickelt, als sich herausstellte, dass die Modellierung der Ein- und Auslasskanäle mit konzentrierten Verlusten zu falschen Massenströmen führen kann. Es sei zum Abschluss lediglich erwähnt, dass eine T_n -Messstelle für das Verfahren nicht notwendig ist, da diese Größe unter bestimmten Annahmen ebenfalls rechnerisch erfasst werden kann.

Eine mögliche Alternative zu dem Umrechnungsverfahren besteht in dem Aufbau eines GT-Power-Modells des Blasversuchs. Dadurch können die Alpha-Zahlen bei dem jeweiligen Ventilhub durch einen Regler (Sollwert: Luftmassenstrom) neu bestimmt werden. Die Ergebnisse aus der Umrechnung und aus dem Blasversuchsmodell sind nahezu identisch.

Der Fall einer Strömung aus dem Zylinder in den Auslasskanal ist im Prinzip analog zu dem betrachteten Beispiel der Rückströmung in den Einlasskanal. Aufgrund des hohen Druckgefälles erreicht aber die Strömung in einem breiten Kurbelwinkelbereich die Schallgeschwindigkeit. Gerade unter dieser Bedingung stößt das Umrechnungsverfahren an seine Grenze und der Grund dafür soll im Folgenden erläutert werden.

Nach Erreichung des kritischen Druckverhältnisses gemäß:

$$\left. \frac{p_n}{p_{0v}} \right|_{kr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Gl. 18.1.20}$$

wird der Massenstrom im GT-Power-Modell aus der folgenden Gleichung gerechnet [41]:

$$\dot{m}|_{kr} = A_{is} p_{0v} \sqrt{\frac{k}{R_L T_{0v}}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{1}{k-1} + \frac{1}{2}\right)} \quad \text{Gl. 18.1.21}$$

Eine Umrechnung der Alpha-Zahlen zur Anpassung an den Durchmesser nach Drosselstelle D_n^* führt unter kritischen Bedingungen, also wenn

$$\left.\frac{p_n^*}{p_{0v}}\right|_{kr} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{Gl. 18.1.22}$$

gilt, zu einem anderen Massenstrom als im Blasversuch:

$$\dot{m}|_{kr} = A_{is}^* p_{0v} \sqrt{\frac{k}{R_L T_{0v}}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{1}{k-1} + \frac{1}{2}\right)} \quad \text{Gl. 18.1.23}$$

Man kann das Problem umgehen, indem verschiedene Alpha-Zahlen für unkritische und kritische Bedingungen definiert werden und nur die ersten umgerechnet werden. Als Alternative kann man auf die detaillierte Modellierung der Geometrie vom Auslasskanal verzichten und diesen mit einem einfachen Rohr mit Durchmesser D_n darstellen. Dadurch wird die Laufzeit der Druckwellen im Auslasskanal richtig erfasst und gleichzeitig ist keine Umrechnung notwendig. Das war auch die Lösung im für die vorliegende Arbeit angewendeten Modell.

Es sei zuletzt angemerkt, dass in der ursprünglichen Gleichung von St. Venant nicht der Druck nach Drosselstelle, sondern der Druck an der Drosselstelle mit Durchmesser D_{\min} (**Abbildung 18.1.4**) erscheint. Bei den Blasprüfstandversuchen wird aber in der Gleichung 18.1.1 immer p_n betrachtet, da nur dieser messbar ist. Die 1D-Ladungswechselsimulation übernimmt dieses Verfahren und bezieht die Gleichung ebenfalls auf p_n (oder p_n^*). Als Folge sind die Massenströme im Versuch und in der Rechnung gleich.

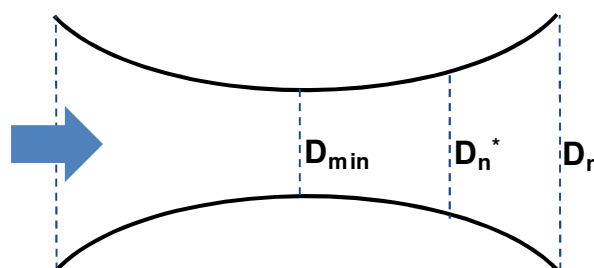


Abbildung 18.1.4: Unterschiedliche Querschnitte zur Bestimmung von p_n

Der unbekannte Druck p_{\min} an der eigentlichen Drosselstelle wird komplett vernachlässigt. Als Folge wird die Erreichung der Schallgeschwindigkeit nicht richtig detektiert, da in der Gleichung 18.1.20 zur Bestimmung des kritischen Druckverhältnisses ebenfalls p_n betrachtet wird. In **Abbildung 18.1.5** ist eine CFD-Rechnung der Geschwindigkeit im Auslasskanal bei niedrigem Ventilhub beispielsweise dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die höchsten Geschwindigkeiten innerhalb der Einschnürung der Strömung nach dem Ventilsitzbereich erreicht werden. Der dort herrschende statische Druck bleibt aber beim Blasprüfstandversuch und bei der Ladungswechselsimulation unberücksichtigt.

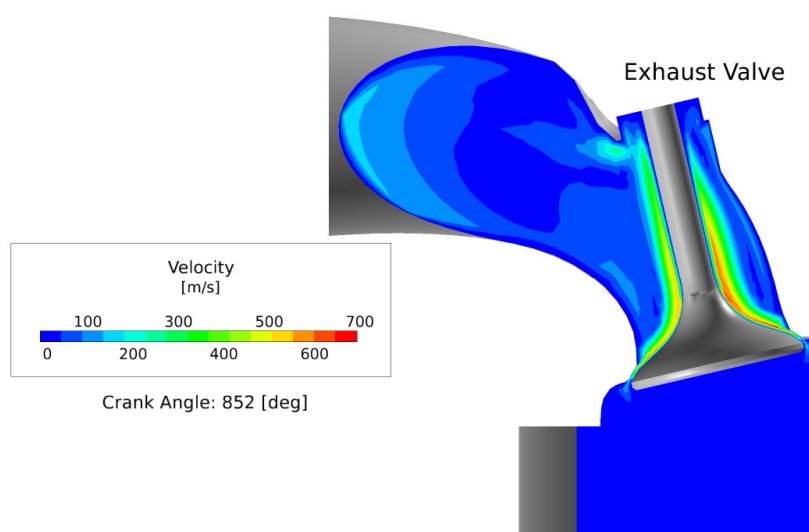


Abbildung 18.1.5: CFD-gerechnete Strömungsgeschwindigkeit im Auslasskanal bei 132° n. ZOT [49]

Auch wenn an der eigentlichen Drosselstelle das kritische Druckverhältnis schon erreicht ist, wird die Strömung weiterhin als unkritisch behandelt und bei den Blasversuchen wird z.B. zur Berechnung der isentropen Fläche weiterhin die Gleichung 18.1.1 angewendet. Dieses Vorgehen ist stimmig, solange es sowohl für den Versuch als auch für die Rechnung angewendet wird. Lediglich wird dem Anwender ein falsches Bild der Geschwindigkeit in der Drosselstelle vorgelegt.

Wenn die Druckverluste nicht örtlich konzentriert, sondern verteilt modelliert werden, muss der Blasversuch immer nachgerechnet werden, um die Durchflusskoeffizienten für das Motormodell zu ermitteln. In diesem Fall rechnet GT-Power die durch Reibung und Querschnittänderungen bedingten Verluste und der Durchflusskoeffizient wird lediglich zur Feinkalibrierung benötigt (dieser dient z.B. bei Ein- und Auslassventilen im Idealfall lediglich zur Berücksichtigung der Effekte am Ventilsitz). Der Vorteil dieses Ansatzes ist, dass die Verluste einzeln modelliert werden und die Auswirkung von Optimierungsmaßnahmen rechnerisch überprüft werden kann.

18.2 Verlustteilung

Die Verlustteilung wurde mit der Software Tiger der Fa. EnginOS durchgeführt. Die zu rechnenden Wirkungsgrade sind im Folgenden definiert [50], [51]:

- 1) ETA GR IDEAL
Gleichraumprozess mit konstantem Adiabatenexponent der Zylinderladung $k=konst.$
- 2) ETA GR KAPA
wie 1) aber mit realer Ladung, $k_K=f(\lambda_{UV})$, $k_E=f(\lambda_V)$, bei Bezugsdruck und Bezugstemperatur (1 bar, 293.15 K).
- 3) ETA GR MBF50
Wie 2) aber mit Wärmezufuhr bei realer Kurbelwinkellage AI50%. Der Adiabatenexponent wird bei AI50% von k_K auf k_E umgeschaltet.
- 4) ETA HC+CO
wie 3) aber mit Berücksichtigung der Verluste durch HC- und CO-Emissionen.
- 5) ETA BV KAPA
wie 4) aber mit Berücksichtigung des realen Brennverlaufs. Die Umschaltung von k_K auf k_E erfolgt kurbelwinkelabhängig und proportional zu der bis dahin umgesetzten Kraftstoffenergie.
- 6) ETA BV DQW0
wie 5) aber mit Berücksichtigung der realen Kalorik.
- 7) ETA BV DQW
wie 6) aber mit Berücksichtigung der Wandwärmeverluste.
- 8) ETA EXPVERL
wie 7) aber mit Berücksichtigung des realen Expansionsverlaufs von AÖ bis LWUT.
- 9) ETA HD
wie 8) aber mit Berücksichtigung der Kompressionsverluste (relevant wenn Einlass Schließt deutlich nach UT liegt).
- 10) ETA LWIDEAL
wie 9) aber mit Berücksichtigung idealer Ladungswechselperluste. In der Ansaugphase $p_{Zyl}=p_{Ans}$, in der Ausschleibephase $p_{Zyl}=p_{Abg}$.

11) ETA I

wie 10) aber mit Berücksichtigung der realen Ladungswechselverluste.

12) ETA E

wie 11) aber mit Berücksichtigung der mechanischen Verluste.

Zur Berechnung der Verlustteilung führt die Software eine 100%-Iteration durch. Dabei kann wahlweise die Luft-, die Kraftstoffmasse, oder das stöchiometrische Luftverhältnis konstant gehalten werden. Wenn z. B. λ konstant bleibt, werden Luft- und Kraftstoffmasse solange variiert, bis die Summe der einzelnen gerechneten Energieflüsse mit der im Kraftstoff enthaltenen Energie übereinstimmt:

$$Q_{krst_bil} = Q_{b_DVA} + Q_{spül} + Q_{HC} + Q_{CO} + Q_{anf} \quad \text{Gl. 18.2.1}$$

mit:

Q_{krst_bil} in der Kraftstoffmasse enthaltene Energie [J]

Q_{b_DVA} umgesetzte Kraftstoffenergie aus der Druckverlaufsanalyse [J]

$Q_{spül}$ Spülverlust [J]

Q_{HC} Verlust durch HC-Emissionen [J]

Q_{CO} Verlust durch CO-Emissionen [J]

Q_{anf} nicht umsetzbare Energie bei fettem Betrieb [J].

Für die Druckverlaufsanalyse wurde ein 1-Zonen-Modell verwendet. Die kalorischen Eigenschaften der Zylinderladung wurden nach dem Polynomansatz von Zacharias bestimmt [52]. Die Berechnung der Wandwärmeverluste erfolgte nach dem Ansatz von Bargende [53]. Ladungswechselspezifische Eingabegrößen wie Restgasanteil und Fanggrad wurden aus der GT-Power-Simulation übernommen.

18.3 Größen zur Charakterisierung der Ladungsbewegung

Die gerichtete Ladungsbewegung im Zylinder wird durch die Tumble- und Drallzahl charakterisiert. Diese Größen wurden in Rahmen dieser Arbeit mittels CFD-Strömungssimulation erfasst und bilden das Verhältnis der Drehgeschwindigkeit der Zylinderladung, als Festkörper betrachtet, zur Motordrehzahl. Als Drehachsen werden für den Drall die Zylinderachse und für den Tumble die Querachse verwendet.

Abbildung 18.3.1 ist die Definition der Tumble-Zahl zu entnehmen.

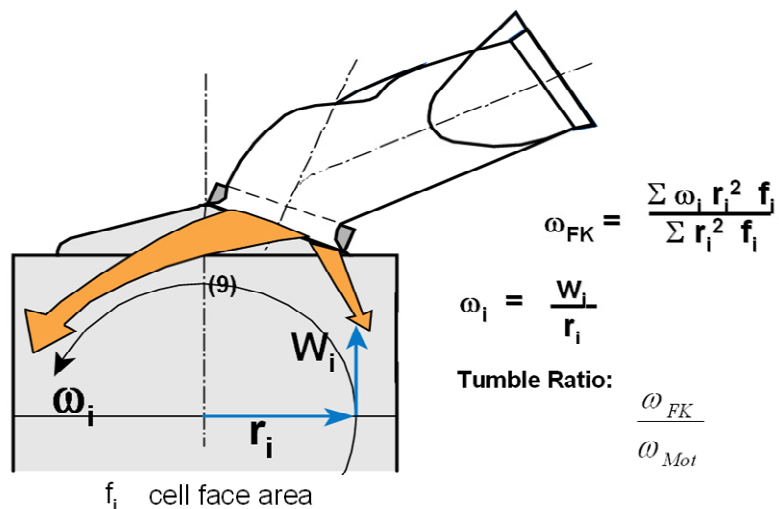


Abbildung 18.3.1: Definition der Tumble-Zahl bei der CFD-Strömungssimulation [54]

Lebenslauf

Name:	Giovanni Mincione
Geburtsdatum:	27. Mai 1973
Geburtsort:	Rom (I)
Staatsangehörigkeit:	italienisch
Familienstand:	verheiratet, zwei Kinder
Schulbildung:	
1988 – 1993	Gymnasium Giulio Cesare in Rom
Studium:	
1993 – 2000	Universität "La Sapienza" Rom, Studiengang Maschinenbau, Schwerpunkt Strömungslehre Abschluss: Diplom-Ingenieur Diplomarbeit am Motorenforschungsinstitut „Istituto Motori“, Neapel (I)
Beruflicher Werdegang:	
2000 – 2005	Versuchingenieur in der Forschung PKW Dieselmotoren bei der DaimlerChrysler AG, Stuttgart
2005 – 2006	Versuchingenieur in der Formel1-Sparte bei Ferrari S.p.A, Maranello (I)
seit 2007	Versuchingenieur in der Motorenentwicklung bei BMW Motorrad, München