CO_2-Neutralität und Effizienz – Powersport 2.0 im Performancetest

M. Graßmeyer [a,1], T. Roß [a,2], R. Werner [a,3], F. Atzler [a,4]

a Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Verbrennungsmotoren und Antriebssysteme, George-Bähr-Str. 1b, 01069 Dresden, Deutschland

Kurzfassung:

Basierend auf vielfältigen Voruntersuchungen zur Umsetzbarkeit des motorischen Downsizings im Powersports-Segment, kann nun unter anderem ein vollständiges Betriebskennfeld des „aufgeladenen" Antriebsstranges vorgestellt und untersucht werden.

Der methanolbetriebene Reihenzweizylinder mittleren Hubraums liefert durch die mechanische Anbindung eines Spiralladers ein Drehmomentplateau von über 110Nm in einem weiten Drehzahlbereich von 4000 bis 8000min^{-1}. Dieses wird durch Ladedrücke von etwa 1,8bar ermöglicht und gipfelt in einer Spitzenleistung von etwa 100kW. Der Motor wird im gesamten Kennfeld stöchiometrisch betrieben und zeigt ein ausgeprägtes Wirkungsgradoptimum von etwa 35% bei mittleren Lasten. Dies wirkt sich vorteilhaft auf den Realfahrverbrauch aus, da die dafür entscheidenden Betriebszustände im Bereich der Fahrwiderstandskurve liegen. Die für Zweiräder typische hohe Drehmomentreserve für Beschleunigungsvorgänge wird durch den mechanischen Lader unter Beibehaltung eines sehr direkten Ansprechverhaltens ermöglicht.

Die Ansprechzeiten sowie auch der Verbrauch in Vergleichszyklen wie dem WMTC wurde am Motorenprüfstand mithilfe einer Hardware-in-the-Loop (HiL) Simulation untersucht. Die erreichte Dynamik im transienten Ladedruckaufbau liegt im Bereich weniger Arbeitsspiele und damit auf dem Niveau des ursprünglichen Saugmotors.

Schlagworte: Downsizing, Aufladung, Berechnung, Spirallader, Wirkungsgrad, Motorrad

---

[1] E-mail: marius.grassmeyer@tu-dresden.de, URL: www.tu-dresden.de

[2] E-mail: tilo.ross@tu-dresden.de, URL: www.tu-dresden.de

[3] E-mail: ronny.werner@tu-dresden.de, URL: www.tu-dresden.de

[4] E-mail: frank.atzler@tu-dresden.de, URL: www.tu-dresden.de

CO_2 neutral and efficient – Powersport 2.0 in performance testing

M. Graßmeyer [a,1], T. Roß [a,2], R. Werner [a,3], F. Atzler [a,4]

a Technische Universität Dresden, Chair of Internal Combustion Engines and Drive Train Systems, George-Bähr-Str. 1b, 01069 Dresden, Germany

Abstract:

Based on extensive preliminary investigations into the feasibility of engine downsizing in the powersports segment, it is now possible, among other aspects, to present and analyze the complete operating map of the supercharged powertrain.

The medium-displacement methanol-fueled parallel-twin engine achieves a torque plateau of more than 110 Nm over a wide engine speed range from 4,000 to 8,000 min^{-1} through the mechanical integration of a scroll-type supercharger. This performance is enabled by boost pressures of approximately 1.8 bar and culminates in a peak power output of around 100 kW. The engine is operated stoichiometrically across the entire operating map and exhibits a pronounced efficiency optimum of approximately 35% at medium loads. This has a favorable effect on real-world fuel consumption, as the operating points that are most relevant to fuel consumption are located close to the driving-resistance curve.

The high torque reserve typically required for two-wheelers during acceleration is provided by the mechanical supercharger while maintaining a highly direct torque response. The response times as well as fuel consumption in comparison cycles such as the WMTC were investigated on an engine test bench using a Hardware-in-the-Loop (HiL) simulation. The transient boost-pressure build-up dynamics achieved a response within only a few working cycles, thereby reaching a level comparable to that of the original naturally aspirated engine.

Key Words: downsizing, supercharging, calculating, scroll-type supercharger, efficiency, motorcycle

---

[1] E-mail: marius.grassmeyer@tu-dresden.de, URL: www.tu-dresden.de

[2] E-mail: tilo.ross@tu-dresden.de, URL: www.tu-dresden.de

[3] E-mail: ronny.werner@tu-dresden.de, URL: www.tu-dresden.de

[4] E-mail: frank.atzler@tu-dresden.de, URL: www.tu-dresden.de

1 Einleitung

Bei der zurückblickenden Betrachtung von Motorradbaureihen über die letzten Jahrzehnte ist die Steigerung des motorischen Hubraums sowie auch der Leistung schwer zu übersehen: Die 1993 mit 900cm³ vorgestellte Ducati Monster gipfelte 2016 bei 1200cm³, die berühmte BMW R80 G/S aus 1980 steigerte sich von 800 auf derzeit 1300cm³ in der BMW R1300 GS und KTMs Topmodell der Naked Bike Sparte entwickelte sich von einer 990 Super Duke im Jahre 2005 hin zur Vorstellung der 1390 Super Duke für das Modelljahr 2024. Bei dieser Entwicklungspolitik ist es nicht unüblich, dass die neueren Mittelklasse-Modelle über den gleichen Hubraum verfügen wie die früheren Spitzenmodelle. Lediglich die Klasse der Superbikes hält sich, auch Reglement bedingt für verschiedene Rennserien, seit längerer Zeit im Hubraumbereich um die 1000cm³ auf.

Dieser Hubraumsteigerung steht der technische Fortschritt gegenüber, welcher die verbauten Motoren effizienter macht: umfangreiche Motorsteuergeräte erlauben auch im transienten Betrieb eine präzise Dosierung der Einspritzmenge und jede Strömungsführung, Ladungsbewegung oder Verbrennung kann vor physischen Tests in 1D- oder 3D-Berechnungen optimiert werden. Die letzte wesentliche Neuerung im Bereich der Zweirad-Antriebssysteme sind variable Ventiltriebe, welche immer geschickter auch zur Kraftstoffeinsparung ausgenutzt werden.

Um die Kraftstoffverbräuche verschiedener Fahrzeuge vergleichbar zu machen, muss ein einheitliches Lastkollektiv gewährleistet sein. Der Gesetzgeber gibt ein geeignetes Lastkollektiv in Form eines Geschwindigkeits-Zeit-Profils zur Emissionsbewertung neuer Motorräder vor. Die amerikanische EPA (Environmental Protection Agency) Behörde bietet sogar eine frei zugängliche Datenbank zu den danach homologierten Fahrzeugen an. Darin werden auch die mit dem Kraftstoffverbrauch korrelierenden CO_2-Emissionen angegeben, welche nachfolgend analysiert werden. Um die Vielzahl an Modellen zu strukturieren, wurde diese Datenbank im ersten Schritt nach den folgenden Kriterien gefiltert:

1. Hubraum unter 2000cm³
2. Leistung unter 150kW
3. Nur Saugmotoren
4. Keine Motoren mit Vergaser
5. Weniger als 400kg äquivalente Schwungmasse (inkl. Fahrer)

Nach dem Aussortieren entsprechender Fahrzeuge verbleiben noch 3541 in den USA (sowie häufig auch Europa) zugelassene Motorradmodelle, welche anschließend nach ihrer spezifischen Leistung [kW/l] klassiert wurden. Hohe spezifische Leistungen entsprechen dabei für gewöhnlich auch technologisch aufwändigeren Konstruktionen. In Abbildung 1 sind die spezifischen CO_2-Emissionen je Kilometer über der Nennleistung aufgetragen, wobei ein klarer Zusammenhang sichtbar wird.

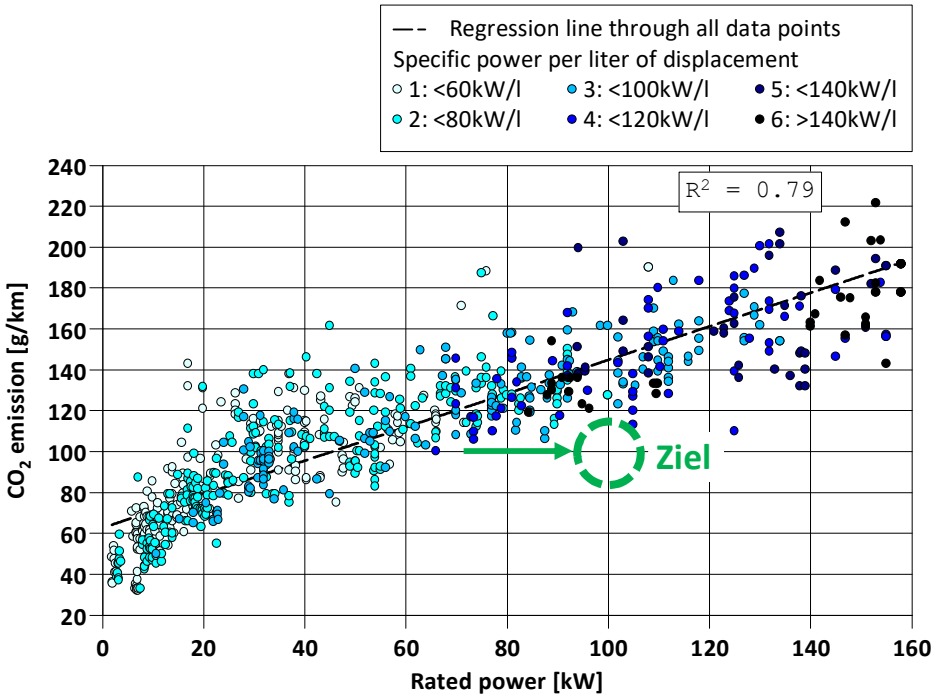


Abbildung 1: Regression von CO_2 Emissionen über Nennleistung für verschiedene Motorräder aus der EPA Datenbank [EPA25]

Es ist erkennbar, dass eine gesteigerte Spitzenleistung mit einer hohen Korrelation auch zu steigenden CO_2-Emissionen und damit einem gestiegenen Kraftstoffverbrauch führen wird. Das ist plausibel, da unabhängig von der motorischen Spitzenleistung eine (nahezu) gleiche mechanische Arbeit im zugrunde liegenden Fahrzyklus absolviert werden muss. Die Motoren mit gesteigerter Spitzenleistung haben derzeit technologiebedingt entweder einen hohen Hubraum oder eine hohe Nenndrehzahl, sind aber alles freiansaugende Ottomotoren. Dadurch steigen mit der Spitzenleistung auch die motorischen Reibungs- sowie Drosselverluste im Realfahrbetrieb.

Dieser Zusammenhang lässt sich nur durch die Anwendung neuer Technologien aufbrechen, welche gezielt für einen gesteigerten Teillastwirkungsgrad entwickelt werden. Dazu gehören neben der Umsetzung eines Miller- oder Atkinson-Brennverfahrens [SCH19] auch die Zylinderabschaltung [YAN24] sowie natürlich das motorische Downsizing, also die Hubraumabsenkung. Alle der genannten Verfahren würden die erreichbare Spitzenleistung reduzieren, solange nicht Maßnahmen wie variable Ventiltriebe oder die motorische Aufladung als Kompensationsmaßnahmen ergänzt werden.

Dabei werden auch immer häufiger elektrifizierte Systeme betrachtet: Ein aktuell von Honda verfolgter Ansatz ist die Nutzung eines elektrisch angetriebenen Radialverdichters, um einen 900cm³ V3-Motor auf die Leistung eines 1200cm³ Motors „aufzuladen". [HON26] Dieser Antrieb soll Ende 2026 in Serienreife präsentiert werden. Yamaha hat neben verschiedenen Patenten im Bereich der Turboaufladung von Motorrädern einen SAE Beitrag veröffentlicht, in dem sie den Einsatz eines elektrisch unterstützten Abgasturboladers auf 48V Basis an einem 412cm³ R2-Motor erfolgreich umgesetzt haben. [MAK25]

Auch „klassisch" hybride Antriebsstränge auf 48V Basis sind im Zweiradbereich angekommen, wie die „Kawasaki Z7 Hybrid" als P2-Hybrid mit einem 450cm³ Verbrennungsmotor sowie einem 9kW Elektro-Traktionsmotor beweist. [YAM25]

Das Potential dieser Systeme zur tatsächlichen Verbrauchseinsparung hängt stark von der Leistungsfähigkeit des elektrischen Bordnetzes sowie den angestrebten Systemleistungen ab. Solange das Entwicklungsziel nicht die Option auf ein rein elektrisches Fahren ist, wird die elektrisch unterstützte motorische Aufladung einen größeren Hebel als die Hybridisierung über einen elektrischen Traktionsmotor besitzen. Insbesondere vor dem Hintergrund des Handlings im Fahrzeug wären Systeme mit geringem Zusatzgewicht sowie einem geringen Platzbedarf wünschenswert.

Es ist davon auszugehen, dass alle Technologiepakete zur signifikanten Wirkungsgradsteigerung ein mehr oder weniger geringes Zusatzgewicht bezogen auf einen leistungsgleichen Saugmotor verursachen werden. Sowohl die Effizienzsteigerung als auch Gewicht und Kosten des Antriebes sollten also in einem sinnvollen Verhältnis zueinanderstehen. Vor dem Hintergrund einer möglichst hohen Wirkungsgradsteigerung im Realfahrbetrieb haben wir uns für ein starkes Downsizing mit mechanischer Aufladung über einen Spirallader entschieden. Die hohe zur Aufladung benötigte Leistung wird direkt von der Kurbelwelle abgenommen und steht damit zeitlich unbegrenzt zur Verfügung. Auch wenn dieses System der Aufladung mechanisch und applikativ anspruchsvoll ist, ließ sich im konkreten Konzept ein Downsizing-Faktor von etwa 33% umsetzen. Leistungsgleich fällt der benötigte Hubraum also etwa 1/3 kleiner aus und wird über die nun vorteilhafte Lage des Wirkungsgradoptimums eine merkliche Reduktion des Energieverbrauches von Realfahrten bewirken.

Bei der Entwicklung von Antriebskonzepten bleibt die Frage nach einem geeigneten Kraftstoff, welche wir mit Methanol beantwortet haben. Als einfachster Alkohol und etablierte Grundchemikalie scheint Methanol ein geeigneter, nicht fossil herstellbarer Energieträger für den Energiehandel der Zukunft zu sein. Ausgehend von einer regenerativen Energieerzeugung sollte auch der (weltweite) Transport sowie die Energieverwertung technisch und finanziell effizient gestaltet werden. Dabei wäre die Verwertung im Verbrennungsmotor im Sinne einer kurzen sowie robusten Prozesskette. Aufgrund seiner hohen Verdampfungsenthalpie sowie Klopfbeständigkeit passt Methanol als Kraftstoff sehr gut zur mechanischen Aufladung von (fremdgezündeten) Ottomotoren.

2 Technische Daten

Die für das Projekt ausgewählte Kombination aus 800 cm³ Verbrennungsmotor und Spirallader wurde in den vorherigen Artikeln [GRA23, GRA24, GRA25] schon detailliert betrachtet und wird daher hier nur kurz erläutert. Als Projektbasis wurde ein Serienmotor sowie auch -fahrzeug aus der aktuellen Mittelklasse gewählt, die KTM 790 Duke.

Tabelle 1: Motorische Kenndaten der KTM 790 Duke

Eigenschaft	790 Duke
Hubraum	799cm³
Bauart	Zweizylinder R-Motor
Hubzapfenversatz	75°
Zündreihenfolge	Zyl. 1 – 435° - Zyl. 2 – 285°
maximale Leistung	77kW @ 9000min^{-1}
maximales Drehmoment	87Nm @ 8000min^{-1}
Verdichtung	12,7:1

Der verwendete Motor wurde für den Methanolbetrieb mit vergrößerten Saugrohrinjektoren sowie einem modifizierten Zünd- und Einspritzkennfeld ertüchtigt. Eine Besonderheit des Reihen-Zweizylinders ist der Hubzapfenversatz von 75°, was zu den asymmetrischen Zündabständen von 435° und 285° führt. Dieser Abstand findet sich naturgemäß auch in den Ansaugvorgängen der zwei Zylindern wieder, was für die spätere Betrachtung der gasdynamischen Kopplung zwischen Motor und Spirallader relevant ist.

Tabelle 2: Kraftstoffeigenschaften von Methanol [VER19]

Eigenschaft	Methanol
Chemische Zusammensetzung	CH_3OH
Gravimetrischer Heizwert	20,09 MJ/kg
Mindestluftbedarf	6,5
Dichte	790 kg/m³
ROZ	109
MOZ	92

Zusätzlich mussten diverse Modifikationen durchgeführt werden, um die motorische Aufladung umzusetzen. Dazu gehören Saugrohrdrucksensoren mit einem Messbereich bis 2,7bar, ein modifizierter Kupplungskorb zur Übertragung höherer Drehmomente sowie die Verwendung von steiferen Kupplungsfedern mit höherer Anpresskraft, um ein Rutschen der Kupplung zu vermeiden. Das Verdichtungsverhältnis konnte aufgrund der hohen Klopfbeständigkeit von Methanol bei 12,7:1 belassen werden, was vorteilhaft für den Teillastwirkungsgrad ist.

Das über ein Getriebe sowie einen Zahnriemen mit der Kurbelwelle verbundene Aufladeaggregat ist ein Spirallader, welcher von der Firma Handtmann stammt. Dieser verfügt über eine im Gehäuse untergebrachte Magnetkupplung, welche durch das geringe polare Trägheitsmoment der Läuferspirale ein ruckfreies Zu- und Abschalten bei laufendem Motor erlaubt. Um die für die 1D- sowie 3D-Berechnung nötige Kenntnis über die Geometrien im Inneren des Laders zu gewinnen, wurde ein 3D-Röntgenverfahren eingesetzt. Zwei Schnittbilder aus dem Ergebnis sind in Abbildung 2 sichtbar.

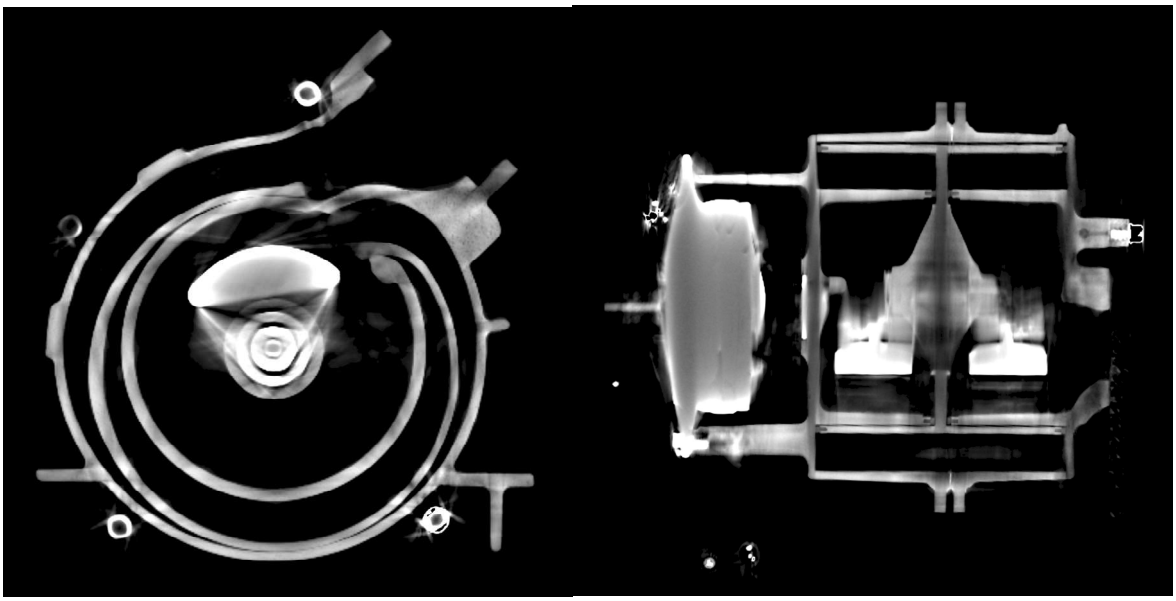


Abbildung 2: Röntgen Schnittbild durch den Handtmann-Spirallader HSLn

Bei der Betrachtung der Kenndaten des Spiralladers in Tabelle 3 ist es wichtig, das diskontinuierliche Förderverhalten des Verdrängungsladers zu beachten. Das Gesamtfördervolumen von 708cm³ pro Umdrehung verteilt sich auf die zwei Arbeitskammern in beziehungsweise um den Läufer, welche in einem Abstand von einer halben Umdrehung ein annähernd identisches Volumen fördern. Da die Bauart quasi ohne interne Verdichtung umgesetzt ist, wird es beim Öffnen der Arbeitskammern unter Ladedrücken oberhalb des Umgebungsdruckniveaus zuerst zu einem rückwärtigen Befüllen der Förderkammern kommen. Das gesamte Förderverhalten ist also stark instationär und abhängig vom Ladedruck sowie den geometrischen Verhältnissen in der Ladeluftstrecke.

Tabelle 3: Kenndaten des HSLn 708 Spiralladers [HAN14]

Eigenschaft	**Wert**
Verdrängungsvolumen pro Umdrehung	708cm^3 in zwei Auslassvorgängen
Internes Verdichtungsverhältnis	1,04
maximales Ladedruckverhältnis	2,5
Antrieb	Riemenscheibe mit elektromagnetischer Kupplung
Gesamtmasse	8 kg

Das umgesetzte Fahrzeugpackage ist in Abbildung 3 sichtbar. Die Positionierung des Spiralladers liegt gewichtsbedingt in der Mittenebene des Motorrades, oberhalb des Motors. Die Antriebswelle des Laders ist parallel zur Kurbelwelle des Reihen-Zweizylinders ausgerichtet und wird über ein Getriebe zur Drehrichtungsumkehr sowie einen Zahnriemen mit dem Übersetzungsverhältnis 1:1 von der Kurbelwelle aus angetrieben. An dieser Position war im Serien-Motorrad der Kraftstofftank, welcher für das Demonstrator-Fahrzeug unter den Sitz, also an die ehemalige Position der Airbox gewandert ist.

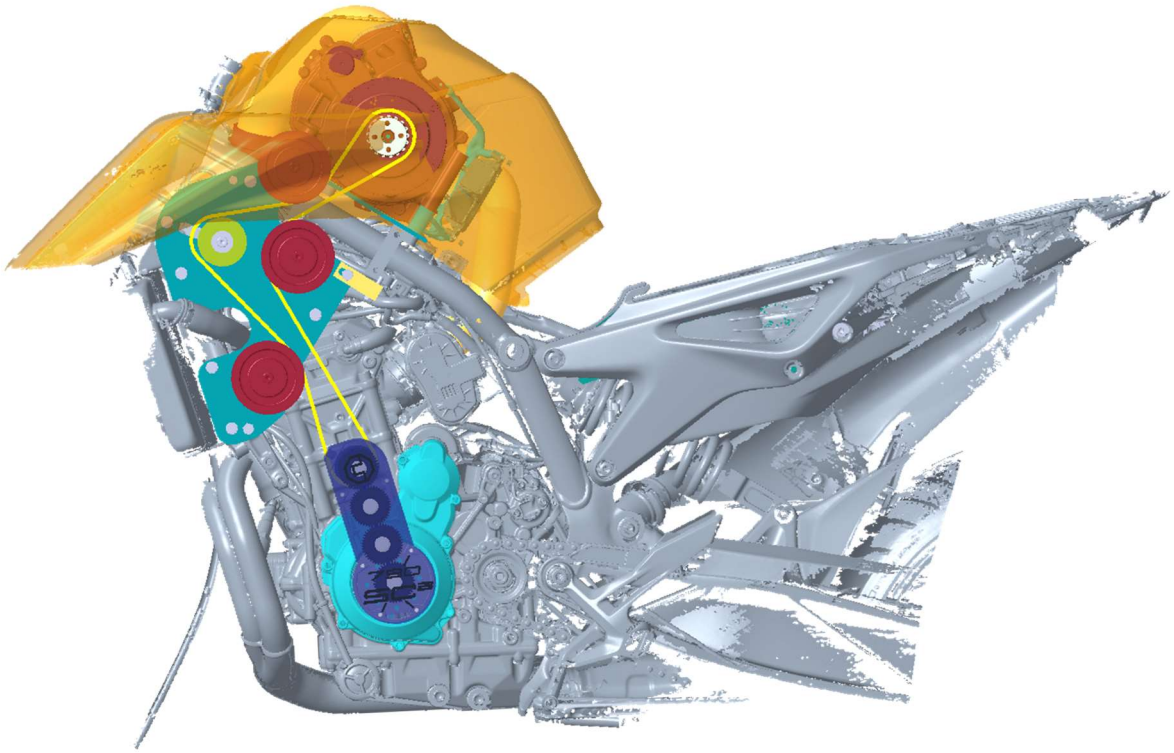


Abbildung 3: Darstellung Fahrzeugpackage

Zur Lastregelung werden die bisherigen Motor-Drosselklappen weiterverwendet, zusätzlich kommt eine Umluft- beziehungsweise Bypassklappe zum Einsatz. Diese dient im Fall des abgekoppelten Laders als Bypass für den geometrisch dichten Lader. Sobald der Lader zugeschalten wurde kann über der Bypassklappe ein Druckgefälle aufgebaut und damit der Vordruck vor den Motordrosselklappen erhöht werden. Die Ansteuerung beider Klappen erfolgt in Abhängigkeit der Gasgriffstellung sowie der Motordrehzahl und kann in ihrem Verlauf so parametriert werden, dass ein dem Saugmotor ähnliches Pedal-Drehmoment-Verhalten erreicht wird.

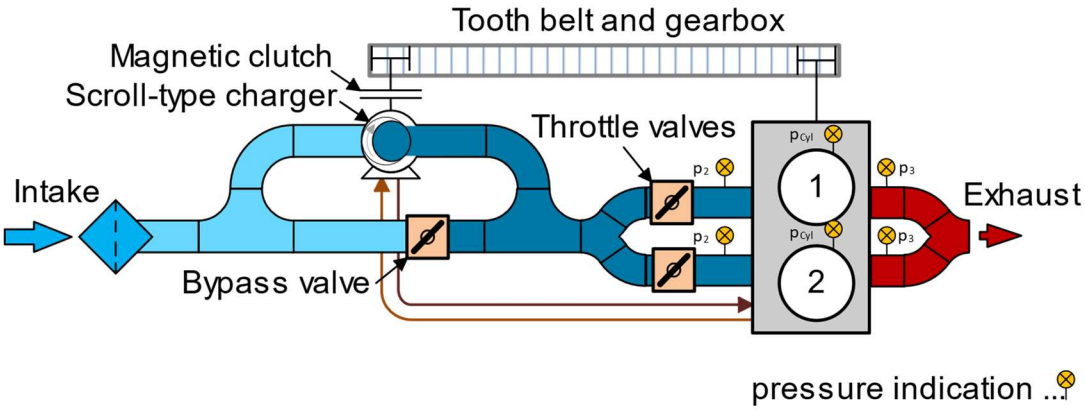


Abbildung 4: Schematische Darstellung zum Luftpfad des aufgeladenen Systems

In Abbildung 5 ist der Aufbau am Motorenprüfstand der CAD Konstruktion gegenübergestellt. Aufgrund der hohen Abkühlung durch die Methanol-Saugrohrinjektoren wurde bewusst auf die Integration eines Ladeluftkühlers verzichtet. Die Ladeluftstrecke zwischen Spiralladeraustritt und Motoreintritt wurde bewusst sehr kompakt ausgeführt und liegt bei etwa 1200cm³ Volumen, was einen schnellen Ladedruckaufbau ermöglicht.

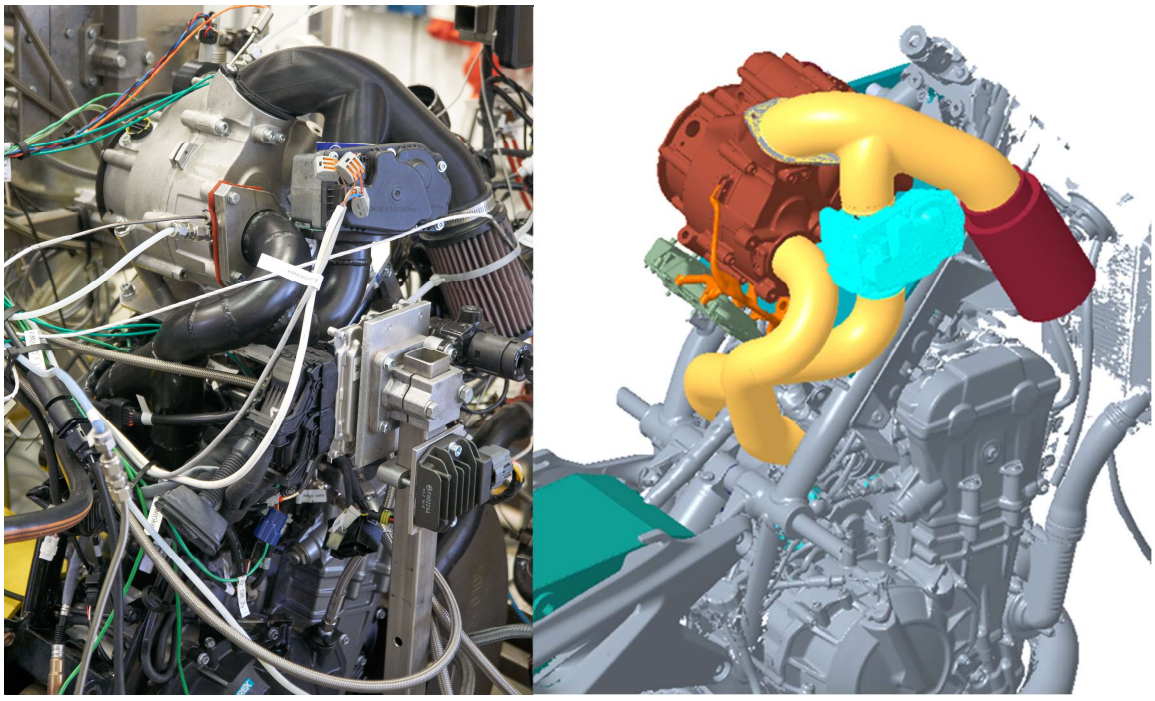


Abbildung 5: Bild vom Luftpfad am Motorenprüfstand sowie in CAD

3 Untersuchung der Winkelpositionierung

Das Übersetzungsverhältnis von 1:1 zwischen Kurbelwelle und Spirallader ist nicht zufällig entstanden, sondern wurde basierend auf den Erkenntnissen aus Voruntersuchungen bewusst so ausgelegt. [GRA24] Eine Übersetzung ungleich 1 führte aufgrund der diskontinuierlichen Arbeitsweise des Spiralladers zu über dem Kurbelwinkel „durchwandernden" Fördervorgängen und damit zu starken, füllungsbedingten Zyklenschwankungen.

Das Ergebnis der letztjährigen Untersuchungen [GRA25] zeigt, dass zusätzlich zum Übersetzungsverhältnis auch der Versatzwinkel zwischen Spirallader und Kurbelwelle berücksichtigt werden muss. Dieser Versatzwinkel wird nachfolgend mit α_{sc} bezeichnet und ist in der Abbildung 6 veranschaulicht:

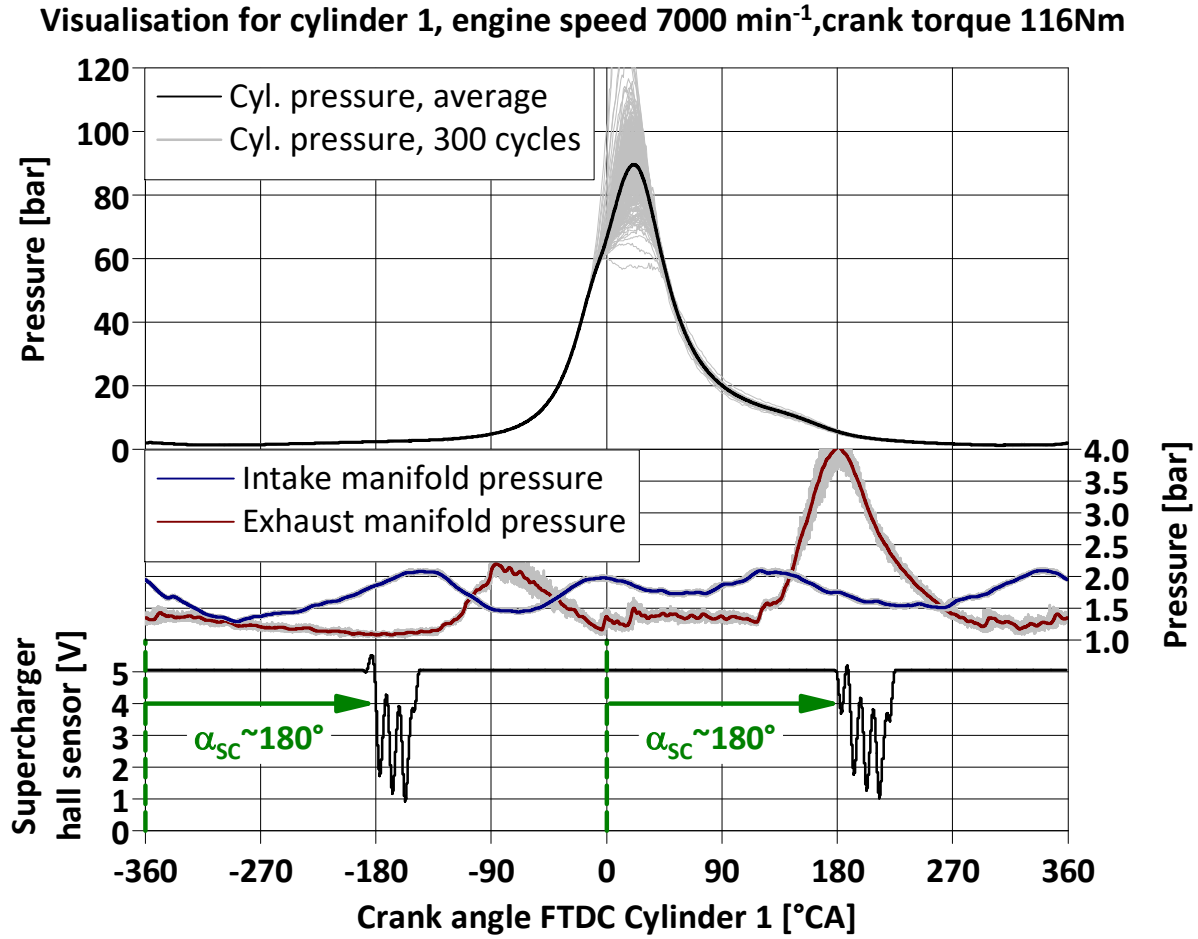


Abbildung 6: Veranschaulichung des Versatzwinkels zwischen Spirallader und Kurbelwelle für ausgewählten Betriebspunkt

Der Versatzwinkel α_{sc} wird über einen Hallsensor auf der Führungswelle im Spirallader ermittelt, welcher einmalig pro Umdrehung einen Impuls auslöst. Die fallende Flanke dieses Signals wird daraufhin vom Indiziersystem ausgewertet und der Winkelversatz bezogen auf den oberen Totpunkt des Zylinders 1 ausgegeben. Ursächlich für die variierenden Versatzwinkel ist

das kraftschlüssige Arbeitsprinzip der Magnetkupplung, welche die Läuferwelle im Lader in beliebigen Positionen ankoppelt.

Um die Auswirkungen davon zu untersuchen, musste eine Positionierfunktion mit dem Ziel der möglichst genauen Einstellung verschiedener Versatzwinkel α_{SC} entwickelt werden.

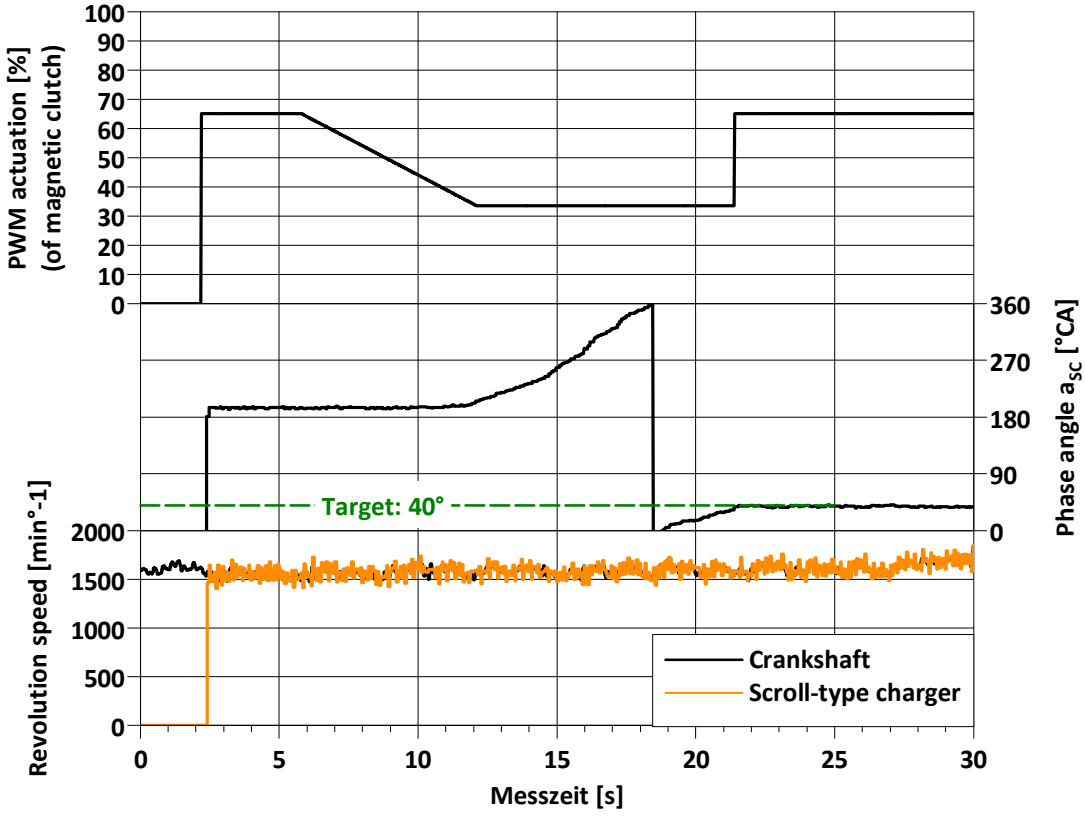


Abbildung 7: Veranschaulichung des Positioniervorgangs über die Bestromung der Magnetkupplung

In Abbildung 7 ist diese Positionierfunktion dargestellt. Erst wird im Leerlaufbetrieb des Motors der Spirallader über die Magnetkupplung zugeschalten, wodurch diese in einer beliebigen Position schließt. Anschließend wird die Bestromung der Magnetkupplung PWM-basiert soweit reduziert, bis ein Schlupf, also eine relative Bewegung erkannt wird. Der entsprechende PWM-Wert der Bestromung wird anschließend solange beibehalten, bis der gewünschte Versatzwinkel erreicht wurde.

Anschließend musste eine Testprozedur umgesetzt werden, um die von der Drehzahl und dem Versatzwinkel α_{SC} abhängige Füllungsverteilung zwischen den beiden Zylinder zu verstehen. Dafür wurden geschleppte Messungen im später relevanten Drehzahlbereich von 3000 bis 9000min^{-1} für jeweils konstante Versatzwinkel durchgeführt. Die Bypassklappe war dabei voll geschlossen und die konventionellen Drosselklappen waren voll geöffnet (siehe Abbildung 4), der Zustand der Lastregelung entspricht also der aufgeladenen Volllast.

Die Füllungsverteilung wurde anschließend über den Kompressionsenddruck der einzelnen Zylinder bewertet. Ausgehend von untereinander vergleichbaren Leckageverlusten sowie Kompressionsverhältnissen ist dieser Wert proportional zur Zylinderfüllung.

$$p_{Cyl,ratio} = \frac{p_{Cyl\,1,max}}{p_{Cyl\,2,max}} \qquad \text{Gl. 1}$$

Der Testablauf ist auch in der folgenden Grafik visualisiert:

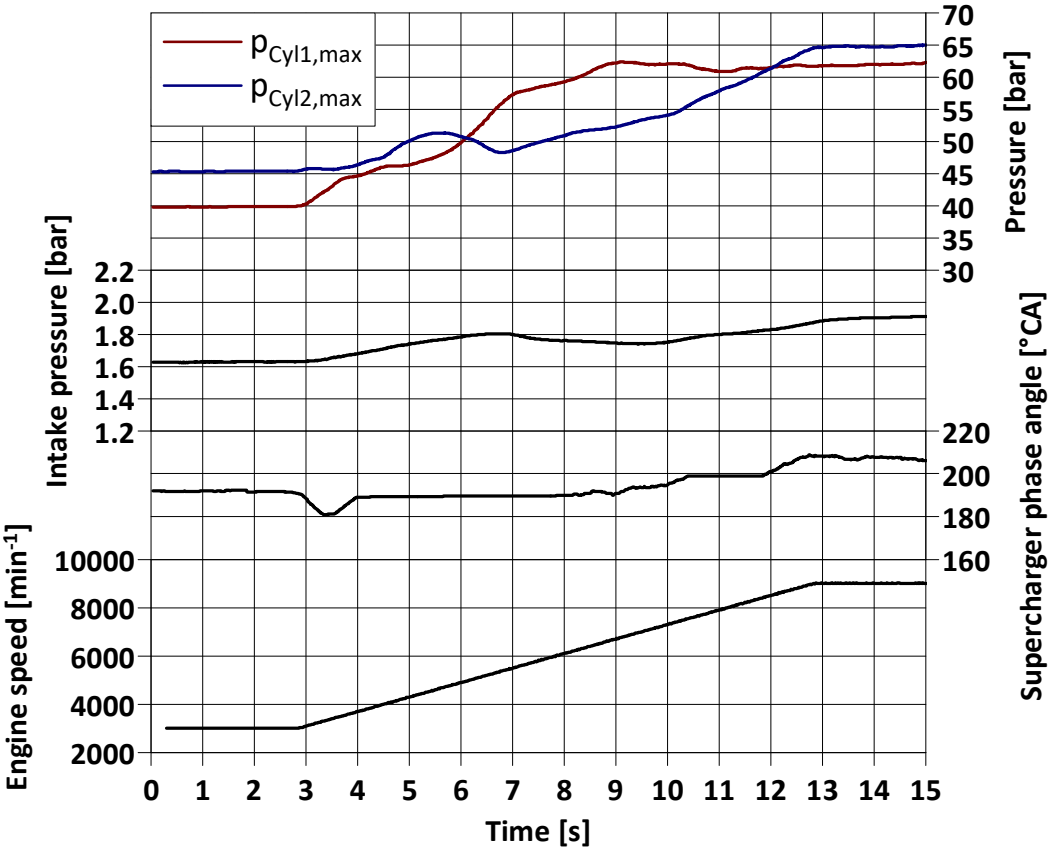


Abbildung 8: Darstellung einer geschleppten Hochlaufmessung unter vollem Ladedruck zur Bewertung der Füllungsverteilung

Generell ist die aus den Saugrohrdruckverläufen resultierende Zylinderfüllung ein mehrdimensionales Phänomen, welches neben der Drehzahl sowie dem Versatzwinkel auch von der Geometrie der Ladeluftstrecke abhängt. Ausgehend von einem zugeschalteten Spirallader ergibt sich der Druckverlauf an den Einlassventilen aus einer Überlagerung verschiedener Druckwellen. Diese werden aktiv angeregt durch das Öffnen und Schließen der Einlassventile beider Zylinder sowie das Öffnen und Schließen der Arbeitskammern im Spirallader. Alle genannten Arbeitskammern haben über ihr Verdrängungsvolumen einen nennenswerten Einfluss auf das Gesamtvolumen der unter Druck stehenden Ansaugstrecke. Die angeregten Druckwellen bewegen sich anschließend mit Schallgeschwindigkeit durch die Verrohrung der Ansaugstrecke, wo sie reflektiert aber auch abgeschwächt oder

umgekehrt werden können. Die positions- und zeitabhängige Überlagerung aller Druckwellen kann sich daraufhin je nach Phase und Amplitude der Druckwelle entweder verstärken, abschwächen oder auslöschen.

Mit dem Hinblick auf die 1D Berechnung dieses Systems sind insbesondere Y-Stücke schwierig zu modellieren, da sie durch ihr Volumen, ihre richtungsabhängige Querschnittserweiterung sowie ihre richtungsabhängige Reflektionslänge charakterisiert werden müssen. Weiterhin müssen auch alle Rohrbögen hinsichtlich ihrer Länge sowie ihres Biegeradius und -winkels in der 1D Berechnung berücksichtigt werden. Das Berechnungsmodell wurde basierend auf den Hochlaufmessungen von über 20 verschiedenen Versatzwinkeln sowohl mikroskopisch, also kurbelwinkelaufgelöst, als auch makroskopisch mit Bezug auf die Füllungsverteilung abgestimmt.

Das Ergebnis dieser Abstimmung ist in Abbildung 9 sichtbar:

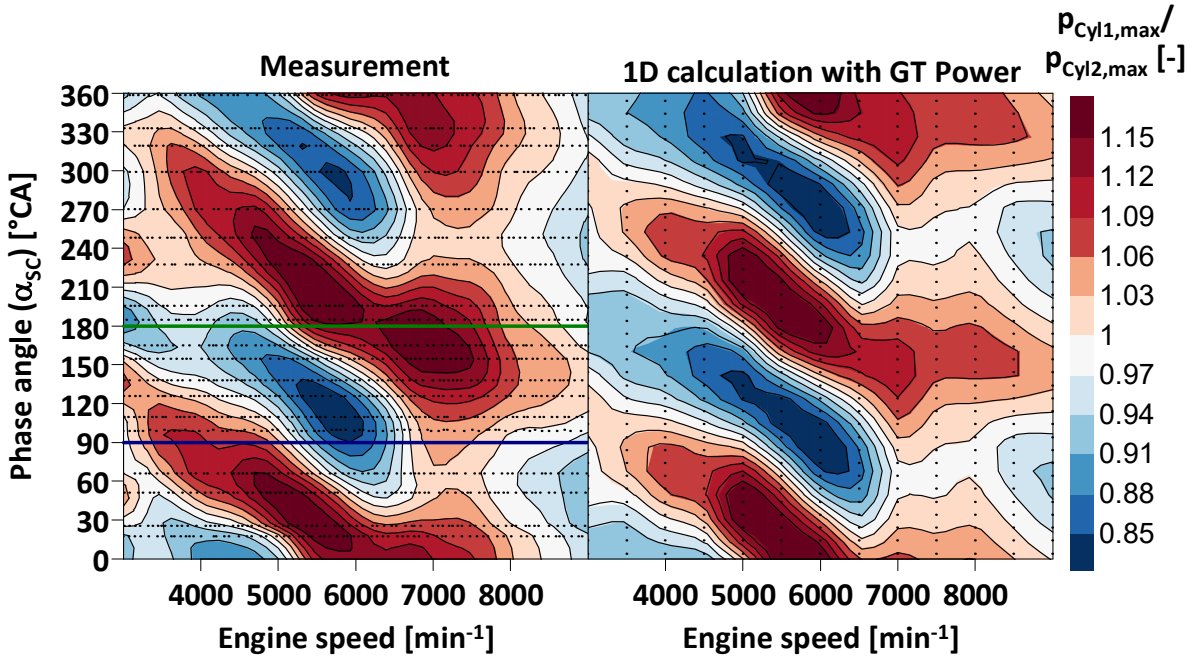


Abbildung 9: Vergleich zwischen Messung und 1D Berechnung des Spitzendruckverhältnisses beider Zylinder für verschiedene Versatzwinkel und Motordrehzahlen

Aus dieser Darstellung lässt sich erkennen, dass das Füllungsverhalten für Versatzwinkel alle 180° wiederholend ist. Das spricht für ein ähnliches Verdrängungsvolumen der inneren und äußeren Arbeitskammer im Spirallader.

Das aufgezeichnete Systemverhalten beschreibt den Zustand maximalen Ladedrucks, also geöffneter Motordrosselklappen sowie geschlossener Bypassklappe. Es ist zu erwarten, dass der Einfluss des Versatzwinkels im teilaufgeladenen Betrieb abnimmt und für den Zustand der saugmotorischen Volllast mit einer voll geöffneten Bypassklappe bereits nicht mehr relevant ist. Um diese Theorie zu bestätigen, wurde der beschriebene Versuch der Hochlaufmessungen auch für den saugmotorischen Volllastbetrieb (Motordrosselklappen voll geöffnet) mit ab- und drucklos zugeschaltetem Spirallader durchgeführt.

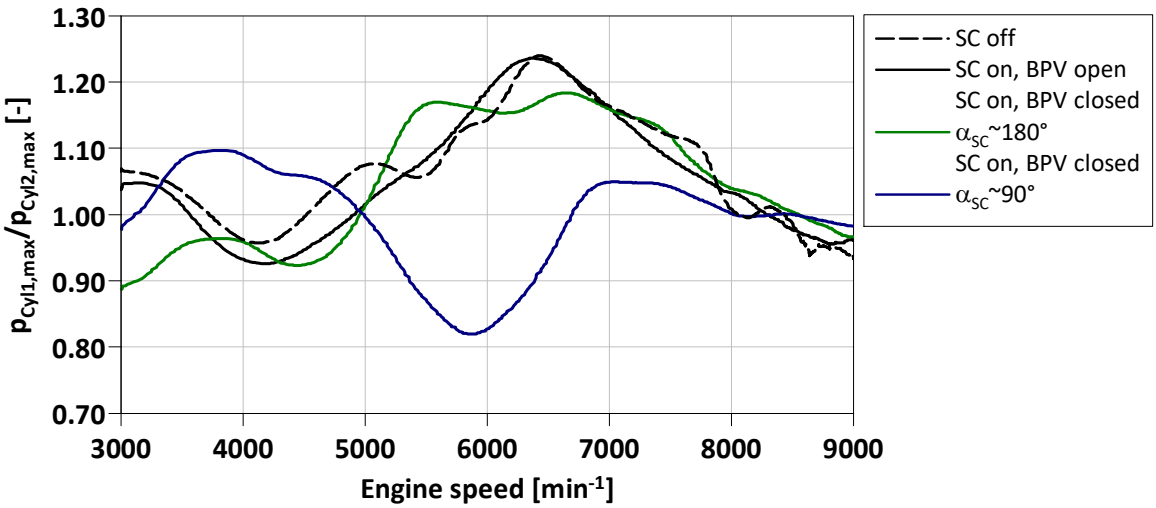


Abbildung 10: Messung des Spitzendruckverhältnisses über der Motordrehzahl für ausgewählte Versatzwinkel und Vergleich zu geöffneter Bypassklappe/ offener Magnetkupplung

In der Abbildung 10 ist neben dem saugmotorischen Füllungsverhalten auch das aufgeladene Füllungsverhalten für zwei bestimmte Versatzwinkel (90° und 180°) als Schnitte aus der vorherigen Abbildung 9 dargestellt. Offensichtlich verändert sich mit der Position der Ausschubvorgänge des Spiralladers auch das grundsätzliche, aus der Geometrie der Ansaugstrecke sowie dem Abstand der Ansaugvorgänge der zwei Zylindern resultierende Verhalten. Um weitere Einflüsse aus der Positionierung zu erkennen, wurde ein 3D CFD Modell der Ansaugstrecke sowie eines Zylinders in StarCCM aufgebaut. Darüber lässt sich neben der Füllungsverteilung auch die Ladungsbewegung in Form der turbulenten kinetischen Energie bewerten, welche in der nachfolgenden Abbildung für den Zeitpunkt „Einlass schließt" verglichen ist.

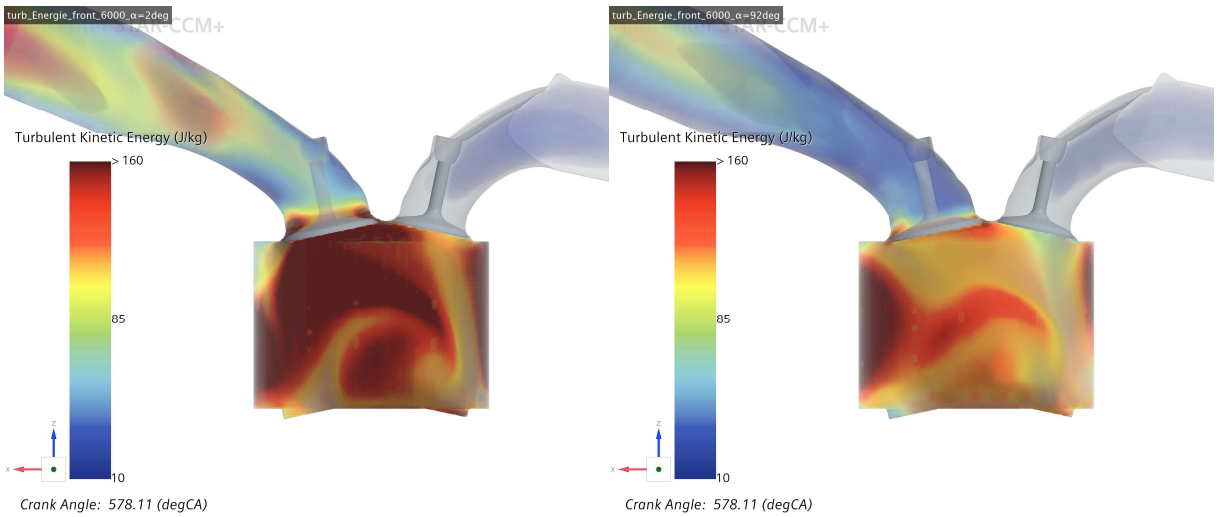


Abbildung 11: CFD Schnittbild durch Zylinder 1, Vergleich der turbulenten kinetischen Energie zum Zeitpunkt Einlass schließt. links: α_{SC} ~ 180°, rechts: α_{SC} ~ 90°

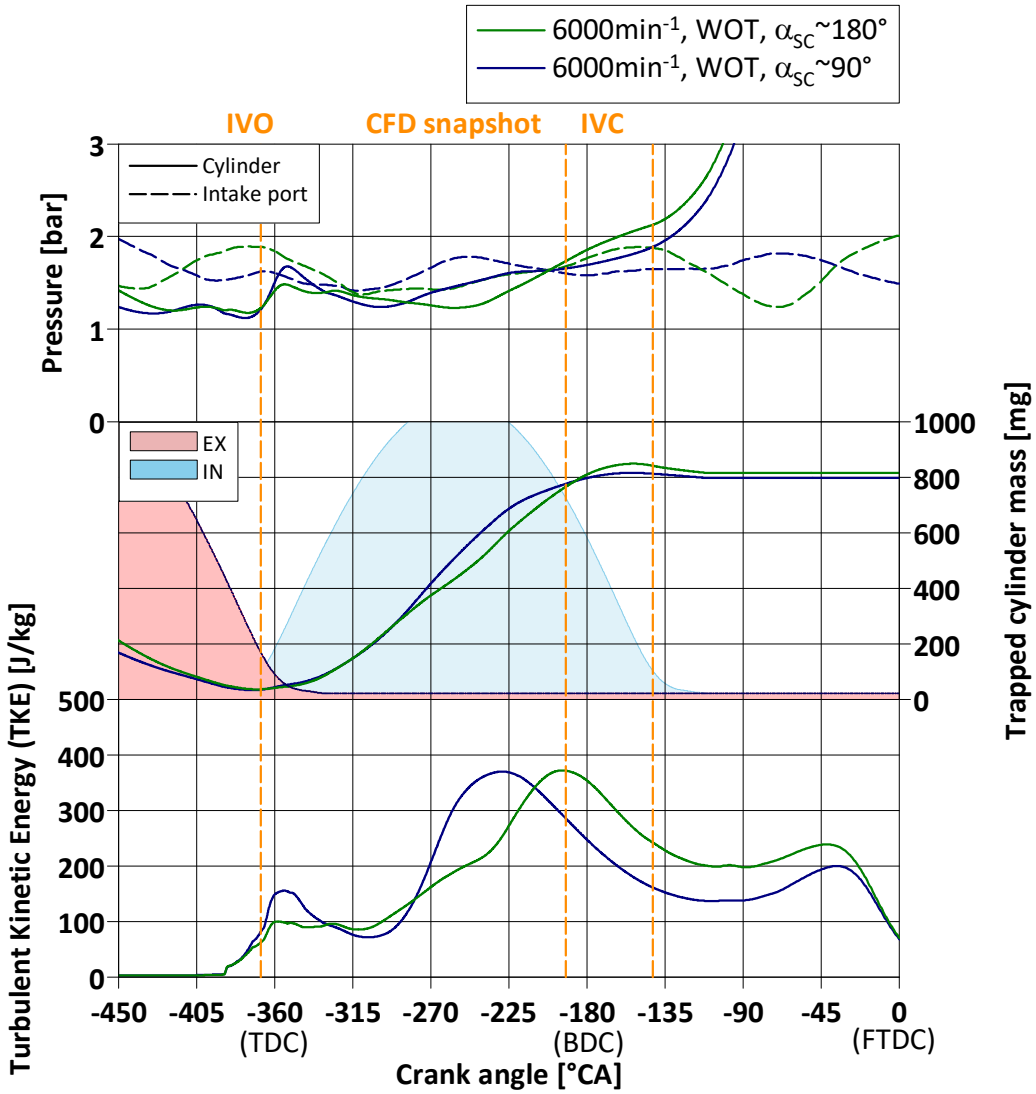


Abbildung 12: 3D CFD Berechnung der Ladungsbewegung für zwei Versatzwinkel bei 6000 min^{-1} unter Volllast-Bedingungen

Der direkte Vergleich zum Zeitpunkt Einlass schließt zeigt ebenso wie die Betrachtung des gesamten Einlassvorgangs in Abbildung 12, dass es zu signifikanten Unterschieden im Verlauf der Zylinderfüllung und der Ladungsbewegung kommt. Aus der Ladungsbewegung resultiert auch die Güte der Gemischhomogenisierung des im Saugrohr eingespritzten Methanols, welche wiederum einen Einfluss auf den Zündverzug sowie die Brenndauer hat.

Es hat sich in ersten motorisch aufgeladenen Versuchen gezeigt, dass eine Bedatung der Zündkennfelder nicht für variierende Versatzwinkel zulässig ist. Die Folge wären aussetzende Verbrennungen oder auch eine Überschreitung der Spitzendruckgrenze von 100bar. Vor der Applikation der individuellen Zündkennfelder beider Zylinder musste also ein definierter Versatzwinkel festgelegt werden.

Diese Entscheidung wurde basierend auf den Erkenntnissen aus Abbildung 9 getroffen. Prinzipiell wäre eine Füllungsverteilung von 1 wünschenswert, da so beide Zylinder an ihre jeweilige Umsatzgrenze gebracht werden. Es

existiert jedoch kein Versatzwinkel, der im gesamten Drehzahlbereich von 3000 bis 9000min^{-1} eine Gleichverteilung der Füllung bewirkt. Ein dynamisches Umpositionieren im transienten Betrieb ist regelungstechnisch nicht zu beherrschen, es muss ein definierter Versatzwinkel für den aufgeladenen Betrieb eingestellt werden.

Unter Beachtung der Abbildung 10 wurde ein Versatzwinkel von $\alpha_{SC} \sim 180°$ festgelegt, da dieser das saugmotorische Verhalten am wenigsten verändert. Dies dürfte für dynamische Lastsprünge im Bereich der saugmotorischen bis zur aufgeladenen Volllast vorteilhaft sein, um die auf dem Saugrohrdruck basierenden Zündkennfelder sinnvoll zu bedaten.

Im späteren motorischen Betrieb ist es aufgefallen, dass geringe Fehler im Versatzwinkel unkritisch sind. Es stellt sich daher grundsätzlich die Frage, ob es möglich ist das System mit mehreren Zündkennfeldern zu bedaten, welche dann in Abhängigkeit der tatsächlichen Position umgeschaltet werden. Der derzeitige Steuergeräteumfang erlaubt es jedoch nicht, diese Fragestellung zu beantworten.

4 Auswertung

Für die Vermessung am Motorenprüfstand wurde ein definierter Versatzwinkel zwischen Spirallader und Kurbelwelle von $\alpha_{SC} \sim 180°$ eingestellt. Der Lader ist für alle dargestellten Betriebspunkte per Magnetkupplung zugeschalten, für die Betriebspunkte unterhalb der saugmotorischen Volllast ist die Bypassklappe vollständig geöffnet. Die Bedatung der zwei Zündkennfelder erfolgte unter der Priorität einer wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlage, solange dabei die Spitzendruckgrenze während der Verbrennung von 100bar eingehalten wird. Ab dem Erreichen der Spitzendruckgrenze wurden die Zündzeitpunkte in Richtung spät verschoben, bis hin zu Schwerpunktlagen von knapp über 20°KWnOT im Bereich der Volllast. Es wurde in keinem Betriebsbereich die Klopfgrenze erreicht und auch im Bereich hoher Leistung kam es nicht zu Einschränkungen aufgrund zu hoher Abgastemperaturen. Das gesamte Kennfeld wurde mit stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Gemischen gefahren. Die Messung einzelner Betriebspunkte erfolgte über 10s bzw. mindestens 300 Arbeitsspiele über das Indiziersystem sowie eine anschließende Mittelung aller Werte.

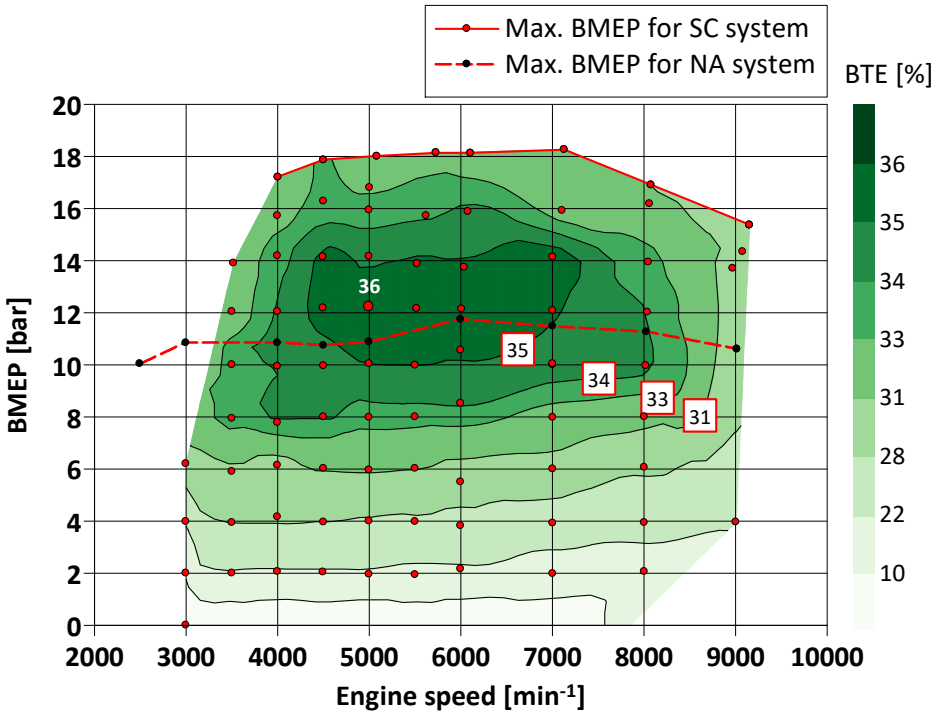


Abbildung 13: Betrachtung des effektiven Wirkungsgrades im Drehzahl-Mitteldruck-Diagramm mit permanent zugeschaltetem Spirallader

Es werden effektive Mitteldrücke bis zu 18bar erreicht. Bezogen auf das saugmotorische Maximum von etwa 12bar ergibt sich also eine 50%ige Mitteldruck- und damit Drehmomentsteigerung. Das Wirkungsgradoptimum von 36% liegt bei mittlerer Drehzahl sowie erhöhter Last, es kann jedoch in einem sehr weiten Betriebsbereich von effektiven Wirkungsgraden über 33% profitiert werden. Die Maximaldrehzahl wurde an die zulässige Drehzahl des Spiralladers angepasst, der verwendete 800cm³ Motor dürfte bis 10000min^{-1} betrieben werden. Der Bereich der Nennleistung bei 9000min^{-1}

ist Gegenstand weiterer Untersuchungen, sowohl die maximale Einspritzmenge der Injektoren als auch der Gegendruck der Abgasanlage wirkt begrenzend. Der flache Verlauf der Volllastkurve entspricht dem für ein Downsizing-Konzept gewünschtem Verhalten, es kann von 4000 bis 8000min^{-1} ein effektives Drehmoment von über 110Nm bereitgestellt werden.

Aufgrund der bisherigen Erfahrungen mit teils hohen Zyklenschwankungen wird nachfolgend der COV der indizierten Mitteldrücke gezeigt. Dieser errechnet sich als Quotient aus der Standardabweichung zum Mittelwert des IMEP für die einzelnen Zylinder. Ein COV unterhalb von 5% wird im Allgemeinen als stabile Verbrennung bewertet. Es ist erkennbar, dass die 5%-Grenze nur von Zylinder 1 im Bereich der Nennleistung knapp überschritten wurde. Dies ist mit der Schwerpunktlage der Verbrennung zu begründen, welche für den Betriebspunkt bei 9000min^{-1} bei über 29°KWnOT liegt.

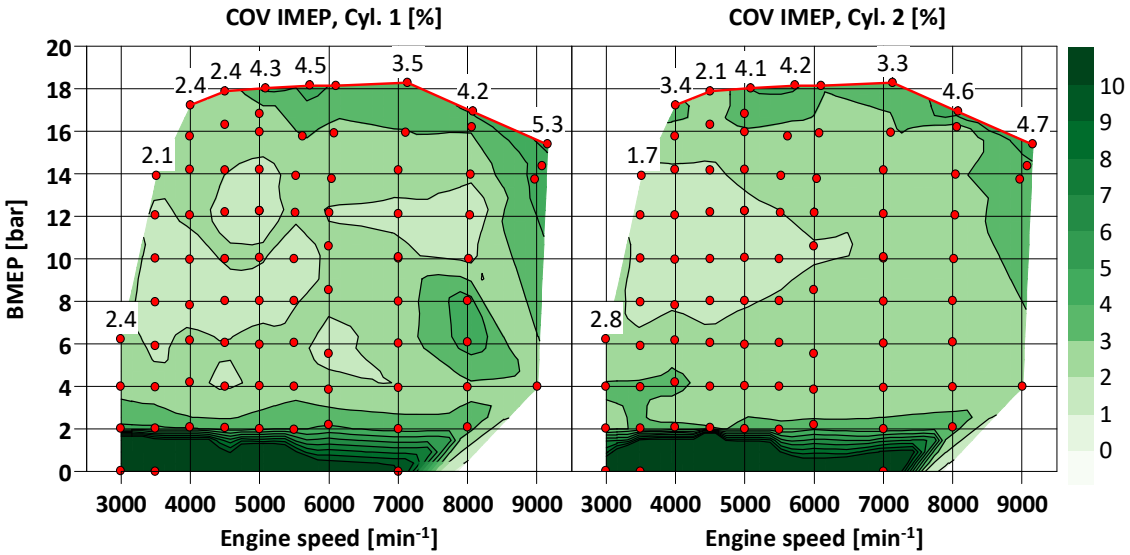


Abbildung 14: Betrachtung der Verbrennungsstabilität im Drehzahl-Mitteldruck-Diagramm anhand der Zyklenschwankungen beider Zylinder

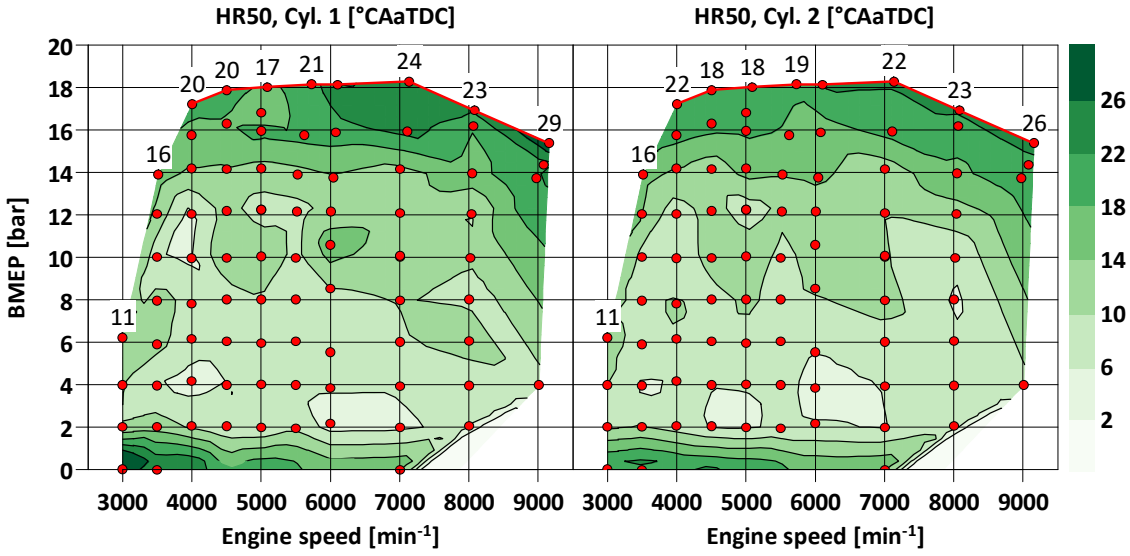


Abbildung 15: Betrachtung der Schwerpunktlage im Drehzahl-Mitteldruck-Diagramm beider Zylinder

Die Auslegung des Gesamtsystems ohne Ladeluftkühler basierte auf Voruntersuchungen aus der 1D Berechnung. Es zeigt sich, dass die im aufgeladenen Betrieb steigende Kraftstoffmenge über deren Verdampfungsenthalpie die steigenden Laderaustrittstemperaturen zumindest teilweise kompensieren kann. Die höchsten Ansaugtemperaturen entstehen dadurch nicht im Bereich der Volllast, sondern stattdessen im niedrigen Lastbereich bei sehr hohen Drehzahlen. Durch den in dieser Betrachtung dauerhaft zugeschalteten mechanischen Lader erwärmt sich die Luft, da dieser über die Bypassklappe im Kreis fördert. In diesem Betriebspunkt wird die geförderte Luftmenge nur zu einem kleinen Anteil auch vom Motor abgenommen, die restliche vom Lader geförderte Luftmenge saugt der Lader also wieder an.

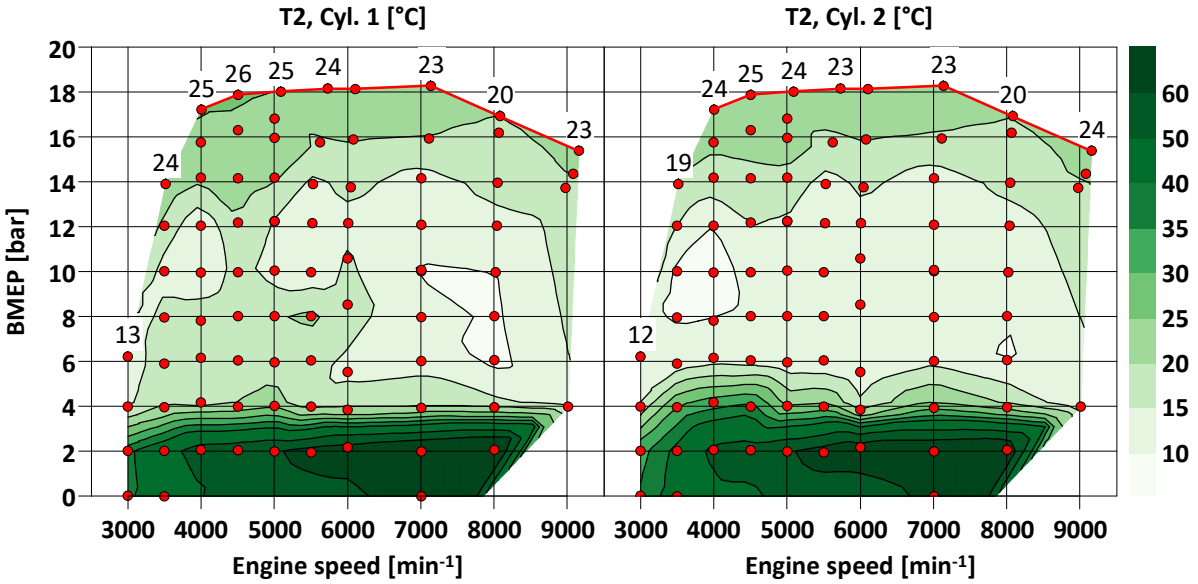


Abbildung 16: Betrachtung der Ansaugtemperaturen im Drehzahl-Mitteldruck-Diagramm beider Zylinder

Das Downsizing-Konzept mit einem mechanisch angetriebenen Lader wurde von vornherein unter der Prämisse eines sehr schnellen Ladedruckaufbaus und damit eines sehr linearen und direkten Ansprechverhaltens heraus entwickelt. Um das Ansprechverhalten zu bewerten, wurde unter anderem befeuerte Durchzugsmessungen am Motorenprüfstand durchgeführt. Für diese Messungen wird ein virtuelles Fahrzeug errechnet, welches das über die Drehmomentmessnabe ermittelte Drehmoment in eine Zugkraft am Hinterrad umrechnet. Aus der Differenz von dieser Zugkraft zur geschwindigkeitsabhängigen Fahrwiderstandskraft ergibt sich eine Beschleunigungskraft auf das Fahrzeug, welches über die Integration der Beschleunigung zu einer virtuellen Fahrzeuggeschwindigkeit führt. Diese virtuelle Fahrzeuggeschwindigkeit kann wiederum in eine Drehzahl am Getriebeausgang umgerechnet und dem Motor über die elektrische Belastungsmaschine aufgeprägt werden. Die zur Erstellung dieses Berechnungsmodells verwendeten Größen sind in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet.

Tabelle 4: Daten virtuelles Fahrzeug

Eigenschaft	**790 SC³**
Fahrzeuggewicht inkl. Fahrer	290kg
F0 [N]	24,6
F2 [N/(km/h)²]	0,0242
Sekundärübersetzung	Serie: 45/16, Verlängert: 38/17
Hinterradradius	0,31m

Die Fahrwiderstandskraft ergibt sich über eine vereinfachte Betrachtung mit gewichtsabhängigen F-Werten, welche aus dem Anhang des für die Motorradhomologation relevanten Gesetzestexts entnommen wurden. [EUN13]

Die Werte wurden nach der folgenden Gleichung in eine Fahrwiderstandskraft umgerechnet.

$$F_{Widerstand} = F0 + F2 * v^2 + m * \dot{v} \qquad \text{Gl. 2}$$

Auf die Berechnung von Reifenschlupf sowie Haftgrenzen wurde bewusst verzichtet. Die Elastizitätsmessungen wurden im 6. Gang für eine Startgeschwindigkeit von 90km/h durchgeführt, was einer Motordrehzahl von etwa 3900min^{-1} entspricht. Die Vermessung mit zugeschaltetem Lader erfolgte ausgehend von einer geschlossenen Magnetkupplung und einer Vorspannung der Bypassklappe auf etwa 50mbar Überdruck vor den Motordrosselklappen. Diese Vorspannung fördert das direkte Ansprechverhalten, ohne die Laderantriebsleistung maßgeblich zu erhöhen. Der Vergleich zwischen der saugmotorischen sowie der aufgeladenen Durchzugsmessung ist in der nachfolgenden Abbildung 17 sichtbar.

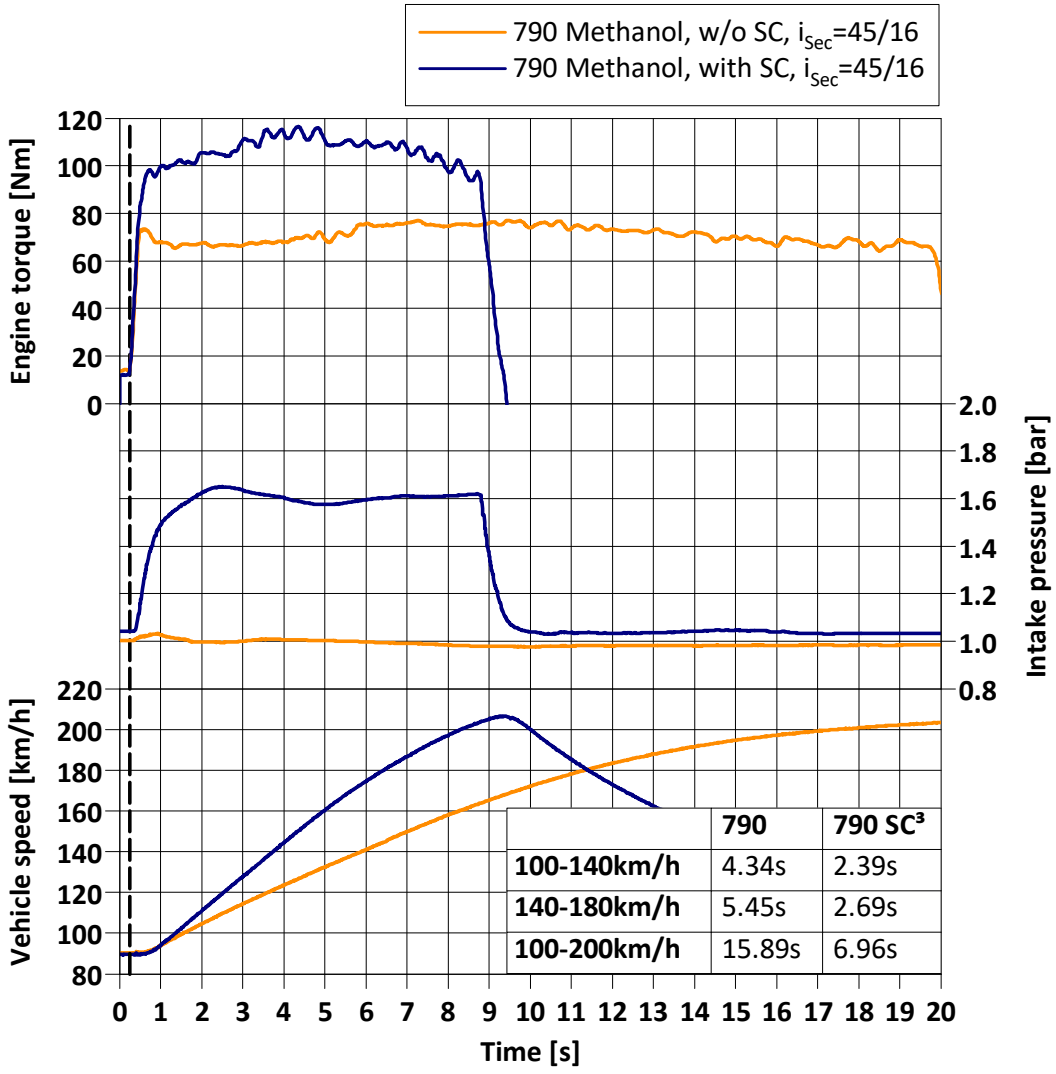


Abbildung 17: Performancevergleich im Elastizitätstest

Die für die Beschleunigungsarbeit benötigten Zeiten haben sich etwa halbiert, bei einem dennoch direkten Ansprechverhalten des aufgeladenen Systems. Im Rahmen der Messreihe ist aufgefallen, dass die verwendete Magnetkupplung in ihrem maximal übertragbaren Drehmoment nicht ausreicht, um die Läuferspirale winkelgenau in ihrer relativen Position zur Kurbelwelle zu halten. Es kam auffällig oft bei einer bestimmten Drehzahl zu einem Rutschen der Magnetkupplung, was nur teilweise verbessert werden konnte. Die Auswirkungen eines veränderten Versatzwinkels zwischen Spirallader und Kurbelwelle sind in Kapitel 3 umfangreich erläutert, die veränderte Zylinderfüllung und Ladungsbewegung passt nicht zu der Bedatung der Zündkennfelder. In der Folge wird entweder die zulässige Spitzendruckgrenze überschritten oder auch die Verbrennung weit verschleppt, weshalb die Durchzugsmessungen bei einer rutschenden Magnetkupplung abgebrochen wurden. Dies ist Teil derzeitiger Untersuchungen. Solange keine positionsgenau zu- und abschaltbare Kupplung verfügbar ist, wäre auch ein dauerhafter Antrieb des Laders ohne Zwischenkupplung für das Demonstrator-Fahrzeug denkbar.

Um das Ansprechverhalten zeitlich hochaufgelöst zu betrachten, werden nachfolgend die Messergebnisse über das Indiziermesssystem ausgewertet. Dieses erfasst neben dem Zylinder- und Saugrohrdruck auch das momentane Drehmoment zwischen Getriebeausgang und elektrischer Belastungsmaschine.

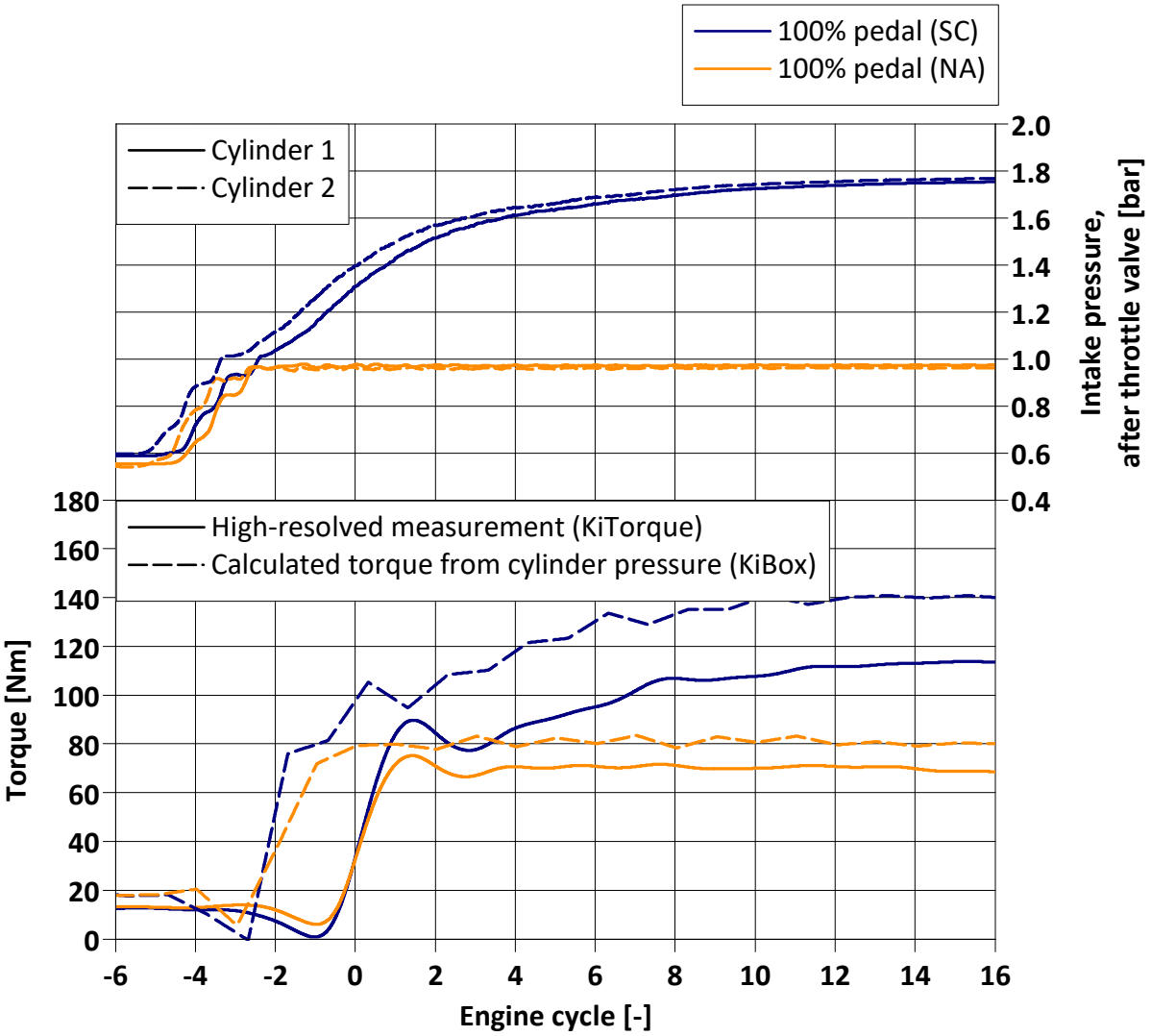


Abbildung 18: Untersuchung des Ansprechverhaltens in einem Elastizitätstest

In Abbildung 18 wurde dieses gemessene Drehmoment am Getriebeausgang dem aus dem Zylinderdruckverlauf berechneten Drehmoment arbeitsspielaufgelöst gegenübergestellt. Die Differenz zwischen indiziertem und gemessenem Drehmoment liegt in der Reibung sowie der Antriebsleistung des mechanischen Laders. Im Falle der saugmotorischen Durchzugsmessung entfällt diese, weshalb die Differenz kleiner ausfällt. Weiterhin ist ein zeitlicher Versatz von etwa zwei Arbeitsspielen sichtbar, welcher sich durch die Verspannung der Antriebselemente sowie primär der Mess- und Übertragungszeit erklären lässt. Der arbeitsspielaufgelöste Ladedruckaufbau zeigt, dass im Falle des aufgeladenen Systems nach dem Erreichen des Umgebungsdruckniveaus quasi linear innerhalb von etwa 10 Arbeitsspielen der volle Ladedruck erreicht wird.

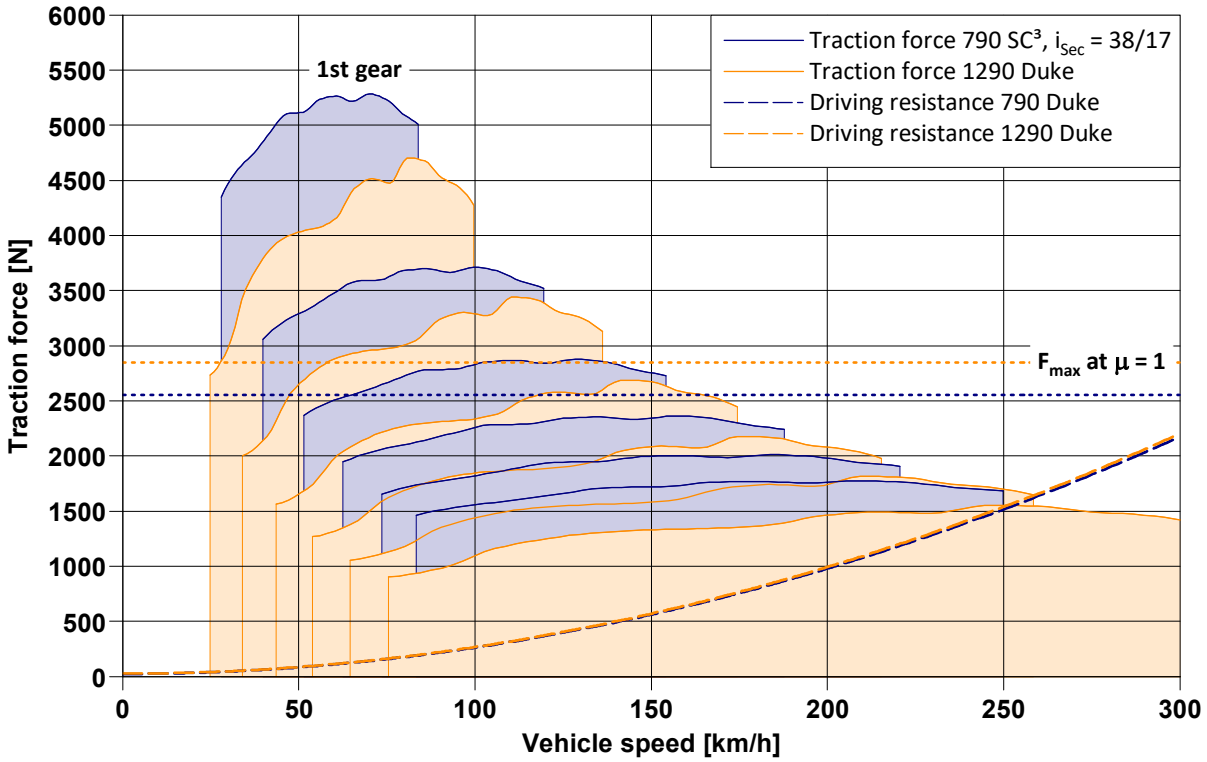


Abbildung 19: Resultierende Zugkraft bei einer Verlängerung der Sekundärübersetzung

Durch die Drehmomentsteigerung auf etwa 150% des serienmäßigen Motors kann auch sinnvollerweise die Sekundärübersetzung verlängert werden, ohne die Drehmomentreserve für Beschleunigungsmanöver zu verlieren. Die gemessene Volllast-Drehmomentkurve kann über die entstehenden Gesamtübersetzungen auch in ein gangabhängiges Zugkraft-Geschwindigkeits-Diagramm umgerechnet werden, wie es in Abbildung 19 dargestellt ist. Den Vergleich dazu liefert das (ehemalige) Oberklasse-Pendant aus der Naked Bike Sparte von KTM, die 1290 Super Duke. Die dafür verwendete Sekundärübersetzung entspricht der längsten, im Ersatzteilmarkt verfügbaren Kombination aus Kettenritzel und -rad bei einer Verlängerung von etwa 20%.

Die bisher gemessene Volllastkurve beschränkt sich für den aufgeladenen 800er Motor auf einen Drehzahlbereich von 4000 bis 9000min^{-1}. Für die Maximaldrehzahl ist die Nenndrehzahl des konkreten Laders beschränkend, im Bereich niedriger Drehzahlen liegt die Ursache dagegen eher im schwingungsanfälligen Zahnriemenantrieb. Der nutzbare Drehzahlbereich des großvolumigen Saugmotors ist daher etwas größer. Dennoch liegt selbst nach einer Verlängerung der Sekundärübersetzung mittels Kettenritzel und -rad die gangabhängige Zugkraft stets über der des 1290er Antriebs.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Als Ergebnis der Untersuchungen ist die Sensibilität des Systems auf Druckpulsationen erneut offensichtlich geworden. Außer dem Übersetzungsverhältnis muss auch der Versatzwinkel zwischen der Kurbelwelle und der Antriebswelle des Spiralladers berücksichtigt werden. Neben Messungen am hochdynamischen Motorenprüfstand wurden auch die 1D sowie 3D-CFD-Berechnung verwendet, um die entstehenden Phänomene aus der Überlagerung der verschiedenen Druckwellen zu verstehen.

Unter Einhaltung der Synchronität zwischen Spirallader und Kurbelwelle werden jedoch die Vorteile des Systems offensichtlich: der aufgeladene Betrieb ohne nennenswerte Zyklenschwankungen erlaubt es, das saugmotorische Drehmoment um etwa 50% zu steigern. Weiterhin wird die Drehmomentkurve des Saugmotors geradezu „glattgebügelt", vorherige Drehzahlbereiche geringer Zylinderfüllung werden durch den mechanisch angetriebenen Lader kompensiert. Das für einen mechanisch aufgeladenen Ottomotor sehr hohe Kompressionsverhältnis von 12,7:1 ist ebenso wie der Betrieb des Systems ohne Ladeluftkühler nur durch die Einspritzung und Verbrennung von Methanol als Kraftstoff möglich. Das erreichte Optimum von etwa 36% effektiven Wirkungsgrad bei mittleren Lasten spricht für einen sehr effizienten, späteren Realfahrbetrieb. Zur weiteren Verbrauchsabsenkung kann die Sekundärübersetzung aufgrund der Drehmomentsteigerung verlängert werden, was die Motordrehzahlen und damit Reibungsverluste senkt. Als weiterer Effekt würde die motorische Last erhöht werden, wodurch die Drosselverluste sinken.

Das aufgeladene System zeigt das gewünschte, sehr direkte Ansprechverhalten für sprunghafte Laständerungen innerhalb von maximal 10 Arbeitszyklen. Anhand der Messergebnisse wird derzeit eine drehzahlabhängige Steuerungslogik für die Bypassklappe erarbeitet, um die Gasgriffstellung und damit den Drehmomentwunsch des Fahrers in eine entsprechende Drehmomentantwort zu übersetzen. Eine weitere Entwicklungsaufgabe betrifft die Magnetkupplung. Der optimale Ansatz wäre eine Kupplung, welche sich wie gehabt im Betrieb zu- und abschalten lässt, aber nach Einkuppelvorgängen über einen definierten Schlupf hin zu einer festgelegten Position rutscht.

Abkürzungsverzeichnis

ASP	Arbeitsspiel/ Arbeitsspiele
BDC	bottom dead center / unterer Totpunkt
BMEP	brake mean effective pressure
BTE	brake thermal efficiency
COV	coefficient of variation
IMEP	indicated mean effective pressure
IVC	intake valve closes / Einlass schließt
IVO	intake valve opens / Einlass öffnet
MAP	Manifold air pressure
NA	naturally aspirated / saugmotorisch
NW	Nockenwinkel
SC	super-charged / motorisch aufgeladen
SL	Spirallader / Scroll-type charger
TKE	Turbulente kinetische Energie
T2	Ansaugtemperaturen nach Verdichter und Injektor
WMTC	World motorcycle test cycle
ZOT / TDC (firing)	Oberer Totpunkt, Zündung / top-dead center, firing

Literatur

[EPA25]
EPA Annual Certification Data, epa.gov/compliance-and-fuel-economy-data/annual-certification-data-vehicles-engines-and-equipment#Ct
Zugriff am: 5. Dezember 2025

[GRA23] Graßmeyer, M., Atzler, F., Roß, T., Werner, R.
CO_2-Neutralität und Effizienz – Neuer Fahrspaß mit aufgeladenem Motorradantrieb, 2023, Aufladetechnische Konferenz Dresden

[GRA24] Graßmeyer, M., Atzler, F., Roß, T., Werner, R.
CO_2-Neutralität und Effizienz – die Kombination zweier Verdrängungsmaschinen für nachhaltigen Fahrspaß, 2024, Aufladetechnische Konferenz Dresden

[GRA25] Graßmeyer, M., Atzler, F., Roß, T., Werner, R.
CO_2-Neutralität und Effizienz – das Konzept zur Substitution von Saugmotoren im Powersports- Segment, 2025, Aufladetechnische Konferenz Dresden

[HAN14] Handtmann Systemtechnik
The Handtmann scroll type supercharger HSLn – a way to consequent engine downsizing, 2014

[HON26]
Honda V3R Prototyp, honda.de/motorcycles/experience-honda/dreamtech/v3r-prototype.html
Zugriff am: 25. September 2026

[MAK25] Makita, N., Torigoshi, M., Takahashi, T., Takase, H.
Development of CO_2 Emission Reduction Technology for Sport Motorcycles, 2025, doi: 10.4271/2024-32-0096

[SCH19] Schaller, K. V., Graf, H., Kallich, S., Ritter, S.
Der neue Boxermotor von BMW Motorrad mit ShiftCam-Technik, 2019

[VER19] Verhelst, S., Turner, J. W., Sileghem, L., Vancoillie, J.
Methanol as a fuel for internal combustion engines, 2019, doi: 10.1016/j.pecs.2018.10.001

[YAM25] Yamamoto, T., Fusazaki, K., Kaji, M., Hashizume, K., Kitagawa, E.
Advancing Electrification, 2025 in *Powersports & Engine*, S. 9–14

[YAN24] Yanagida, S.
Development of Cylinder Deactivation Control during Idle for Conventional Engines, 2024, doi: 10.4271/2024-32-0019