

Fachhochschule Wiesbaden

Fachbereich 07 Maschinenbau

1. STUDIENARBEIT

Leistungsoptimierung eines Ottomotors
anhand eines Opel 2,2i CIH-Motors



Matthias Raab
731715

Betreuer:

Prof. Dr. - Ing. K. - G. Heyne

Vorwort

Am Motorenprüfstand des Kfz-Labors der Fachhochschule Wiesbaden soll an einem Ottomotor des Typs Opel CIH 2,2 Liter die Nennleistung mittels klassischer Eingriffe erhöht werden. Dies soll möglichst unter Konstanthaltung des absoluten Verbrauchs und des Schadstoffausstoßes erfolgen.

Danken möchte ich meinem Referenten Prof. Dr. - Ing. K. - G. Heyne, der mir mit seiner kritischen, hinterfragenden Einstellung zur Mobilität neue Sichtweisen eröffnet, und immer mit Rat und Tat weitergeholfen hat, ebenso der FH Wiesbaden für die zur Verfügungstellung der Kraftfahrzeugwerkstatt inklusive des Motorenprüfstandes.

Meiner Frau, die meine Autoleidenschaft nicht nur erträgt, sondern noch fördert, sei gleichfalls gedankt. Ohne ihre moralische Unterstützung könnte ich nicht so viel Zeit der Kraftfahrzeugtechnik widmen.

Des weiteren danke ich meinen Eltern für die finanzielle Unterstützung, ohne die diese Studienarbeit nicht durchführbar gewesen wäre.

Benutzerhinweise:

- Dem Inhaltsverzeichnis folgt ein alphabetisch geordnetes Verzeichnis der verwendeten Bezeichnungen und Abkürzungen.
- Quellenhinweise stehen nach Zitaten in kleinerer Schriftgröße. Die Ziffer weist auf die Fußnote am Seitenende hin.
- Den einzelnen Quellen sind Großbuchstaben zugeordnet. Die Aufschlüsselung befindet sich am Ende der Arbeit unter Punkt 10 Literaturverzeichnis.

Inhaltsverzeichnis

	Seite
VORWORT	2
ABKÜRZUNGEN UND BEZEICHNUNGEN	5
1 EINLEITUNG	6
2 EINFÜHRUNG	7
3 LASTENHEFT	7
4 GRUNDLAGEN	8
4.1 Der Ottomotor	8
4.2 Die Gemischbildung	9
4.3 Die Zündung	11
4.4 Das Abgas	13
4.5 Das Verbrennungsklopfen	14
4.6 Die Motorsteuerungssysteme	16
4.6.1 LE-Jetronic	17
4.7 Der Opel CIH-Motor	23
4.7.1 Geschichte.....	25
5 DER BEI DIESER STUDIENARBEIT VERWENDETE MOTOR	26
5.1 Die Ausgangsbasis „Motor 1“	26
5.2 Der modifizierte Prüfling „Motor 2“	27
5.2.1 Erhöhung der Zylinderfüllung.....	27
5.2.1.1 Hubraumerhöhung	27
5.2.1.2 Ventile / Gaswechsel.....	27
5.2.1.3 Ventilüberschneidung.....	28
5.2.1.4 Ventilöffnungsquerschnitt.....	29
5.2.1.5 Ventilöffnungsdauer	29
5.2.1.6 Ventilsitzgeometrie.....	33
5.2.1.7 Kanalgestaltung	34
5.2.1.8 Vergrößern des Saugrohrquerschnitts.....	35
5.2.1.9 Vergrößern des Drosselklappenquerschnitts.....	36
5.2.1.10 Vergrößern des Abgaskrümmersquerschnitts	36
5.2.2 Erhöhen der Drehzahlfestigkeit / Anheben der Drehzahlgrenze.....	36
5.2.2.1 Änderungen am Kurbeltrieb	36
5.2.2.2 Änderungen am Ventiltrieb.....	37
5.2.2.3 Austausch der Zündanlage	37
5.2.3 Erhöhen der Verdichtung.....	37
5.3 Berechnung physikalischer Größen an „Motor 2“	38
5.3.1 Verdichtungsverhältnis	38
5.3.2 Wirkungsgrade	40
5.3.2.1 Thermischer Wirkungsgrad	40
5.3.2.2 Nutzwirkungsgrad	40
5.3.2.3 Mechanischer Wirkungsgrad.....	41
5.3.2.4 Innerer Wirkungsgrad.....	41
5.3.3 Mittlerer Kolbendruck.....	42
5.3.4 Leistung	42
5.3.4.1 Effektive Leistung.....	42

5.3.4.2 Innere Leistung	43
5.3.4.3 Hubraumleistung	43
5.3.5 Hauptabmessungen	43
5.3.5.1 Hubraum	43
5.3.5.2 Mittlere Kolbengeschwindigkeit	43
5.4 Berechnung einzelner Bauteile	45
5.4.1 Ventile	45
5.4.1.1 Strömungsgeschwindigkeit am Ventilteller	45
5.4.1.2 Ventilquerschnitte	46
5.4.2 Nockenwelle	46
6 DAS AUTO	50
7 PRÜFSTAND UND MESSTECHNIK	51
8 MESSUNG	58
8.1 Messwerte „Motor 1“	59
8.2 Messwerte „Motor 2“	59
8.3 Fehlerbetrachtung	67
8.4 Auswertung	71
9 ZUSAMMENFASSUNG	71
10 LITERATURVERZEICHNIS	73

Abkürzungen und Bezeichnungen

Abkürzung/Bezeichnung	Deutsch	Englisch
CIH	Obenliegende Nockenwelle	Camshaft In Head
CO	Kohlenmonoxid	
DIN	Deutsche Industrie Norm	
GDI	Benzindirekteinspritzung	Gasoline Direct Injection
HC	Kohlenwasserstoff	
KW	Kurbelwelle	
LMM	Luftmengenmesser	
NO _x	Stickstoff Monoxid	
OT	Oberer Totpunkt	
PC		Personal Computer
SAE		Society of Automotive Engineers
TSZ-H	Transistorspulenzündung mit Hall - Geber	
UT	Unterer Totpunkt	

1 Einleitung

Ziel dieser Studienarbeit ist es, am Beispiel eines älteren 4 – Zyl. Reihen - Ottomotors des Typs CIH der Adam Opel AG:

- a) die Leistung zu erhöhen (von 85 auf angestrebte 130 kW),
- b) den Verbrauch möglichst gleich zu halten,
- c) den Schadstoffausstoß gleich zu halten.

Um einen Vergleich des Motors im ursprünglichen Serienzustand mit dem überarbeiteten Aggregat ziehen zu können, wird zuerst die Leistung, das Drehmoment, der Verbrauch und der Schadstoffausstoß des Serienmotors ermittelt.

Dieser Motor wird anschließend in allen wesentlichen Bereichen verändert oder optimiert, um die o.g. Vorgaben zu erzielen. Ist dies geschehen, wird der neu aufgebaute Motor auf dem Prüfstand eingefahren und grundeingestellt, um dann die anfängliche Messung zu wiederholen. Während dieses Messvorgangs werden Feineinstellungen vorgenommen, um die Vorgaben bestmöglich zu erfüllen.

Die komplette Versuchsreihe wird auf einem der Motorenprüfstände der Fachhochschule Wiesbaden ausgefahren. Die Arbeiten am Motor werden vom Verfasser in seiner Werkstatt oder von Fachbetrieben durchgeführt.

2 Einführung

Die momentane Situation der „Autowelt“ gibt keinen Anlass zur Klage. Die Fabriken sind ausgelastet, die Autos schön, sicher, aufregend, bunt, schnell, gut fahrbar und mit allem Luxus ausgestattet. Ein Leben ohne Auto kann sich in unseren Breitengraden keiner mehr vorstellen. Das Auto zementiert sich mit immer größerer Ausgereiftheit, mit immer wieder neuen Entwicklungen seinen Platz in unserem Leben fest.

Die Märkte der traditionellen Autoländer sind gesättigt und das auf hohem Niveau. Dafür erschließen die Hersteller gerade riesige neue Märkte in den Schwellenländern dieser Erde. Für einen Fortbestand des Autos ist also gesorgt. Gleichzeitig nehmen aber die fossilen Brennstoffe, mit denen unsere Autos noch zu 99,99% betrieben werden müssen, in immer größerer Geschwindigkeit ab. Diese gegenläufigen Trends müssen in ihrem Fortschreiten gebremst werden. Das Auto ist nicht von heute auf morgen abzuschaffen, aber unsere Umwelt und unsere Nachfahren werden es uns danken, wenn wir schon jetzt in kleinen Schritten Verbrauch und Emissionen verringern.

Eines der bestimmendsten Themen im Automobilbau ist deshalb die Reduzierung des Verbrauchs sowie des Schadstoffausstoßes. Eine hohe Motorleistung steht aber nach wie vor auch noch im Lastenheft eines jeden Motorenentwicklers. Präzisiert, ist unter einer hohen Motorleistung eine möglichst effiziente Ausnutzung der chemischen Energie des Treibstoffes zu verstehen. Besonders bei der Optimierung eines fertig konstruierten Motors ist diese Verbesserung des Wirkungsgrades oberstes Ziel.

Die in dieser Studienarbeit vorgenommenen Maßnahmen zur Leistungssteigerung, Verbrauchsoptimierung und Schadstoffreduktion dienen dieser Wirkungsgradverbesserung und können deshalb als Grundlage für die Entwicklung umweltfreundlicher Motoren fungieren. Es soll jedoch nicht verschwiegen werden, dass in diesem speziellen Fall die Leistungssteigerung oberste Priorität hat.

3 Lastenheft

Um die angestrebten Ziele zu erreichen, sollen folgende Änderungen am Motor vorgenommen werden:

- Erhöhen der Zylinderfüllung.
- Erhöhen der Drehzahlfestigkeit / Anheben der Drehzahlgrenze.
- Erhöhen der Verdichtung.
- Anpassen des Benzindruckes.
- Optimierter Ölkreislauf.
- Abstimmen des Motors auf dem Leistungsprüfstand der FH Wiesbaden unter Verwendung eines CO – Messgerätes.

4 Grundlagen

4.1 Der Ottomotor



Bild 4.1-1 Opel CIH - Motor

Den Ottomotor gibt es als Vier- und Zweitaktmotor, in Wankel- und Hubkolbenversion und mit äußerer oder innerer Gemischbildung. Die gängigste Kombination in der heutigen Zeit ist der Viertakt- Hubkolbenmotor mit äußerer Gemischbildung. Wobei die innere Gemischbildung in Form des GDI immer mehr an Bedeutung gewinnt und die äußere Gemischbildung wohl in naher Zukunft abgelöst haben wird. Dies deshalb, weil die Direkteinspritzung gegenüber der Saugrohreinspritzung unter anderem Verbrauchsvorteile birgt.

Das herausragendste Merkmal eines Ottomotors ist die Fremdzündung. Das Gemisch wird nicht soweit verdichtet, dass es seine Selbstzündungstemperatur erreicht und sich dadurch selbst entzündet. Bei einem Ottomotor erfolgt der Zündimpuls mittels einer Zündkerze, die zum jeweils richtigen Zeitpunkt einen Funkenüberschlag bilden muss, an welchem sich dann das verdichtete Luft-Kraftstoffgemisch entzündet.

Das Arbeitsprinzip des Viertakt-Ottomotors lautet wie folgt: Der sich abwärts bewegende Kolben erzeugt im Zylinder einen Unterdruck welcher bewirkt, dass frisches Kraftstoff-Luftgemisch durch das offene Einlassventil angesaugt wird. Bei der folgenden Aufwärtsbewegung des Kolbens wird das Einlassventil geschlossen und in diesem abgeriegelten Raum das Gemisch auf einen bestimmten Wert verdichtet. Dieses verdichtete Gemisch wird mittels Zündkerze fremdgezündet und expandiert explosionsartig. Die Expansion erzeugt im Zylinder einen Überdruck, welcher den Kolben nach unten drückt. Der Kolben überträgt die so auf ihn einwirkende Kraft über ein Pleuel auf den Pleuelzapfen der Pleuelwelle. Diese Kraft erzeugt zusammen mit dem Hebelarm jenes Pleuelzapfens das Drehmoment, welches der Motor an den Pleuelstrang weitergibt. Nach diesem Expansionshub bewegt sich der Pleuel mit Hilfe seiner kinetischen Energie und angetrieben durch die Pleuelmassen wieder nach oben und stößt durch das nun geöffnete Pleuelventil die Verbrennungsrückstände aus dem Zylinder aus. Dieses System wiederholt sich nun von vorne.

Die beiden wichtigsten Voraussetzungen für ein Arbeitsspiel, die Gemischbildung und die Zündung, werden im Folgenden näher betrachtet.

4.2 Die Gemischbildung

Ein Viertakt-Ottomotor wird mit einer Mischung aus Luft und Kraftstoff betrieben. Um im Ottomotor eine Verbrennung zu ermöglichen, muss dieses Gemisch in einem bestimmten Verhältnis zueinander stehen. Als ideal wird das Mischungsverhältnis 14,7 Teile Luft zu 1 Teil Kraftstoff angesehen. D.h. es werden zur Verbrennung von 1 kg Kraftstoff 14,7 kg Luft benötigt¹. Zur besseren Handhabung dieses idealen Kraftstoffverhältnisses, wird diesem Verhältnis in der Technik eine Größe zugeordnet: die Luftzahl λ . Wobei dem Verhältnis 14,7 : 1 die Luftzahl $\lambda = 1$ zugewiesen ist. Man spricht hier von einem stöchiometrischen Gemisch. Ein mageres Gemisch, also Luftüberschuss, hat ein $\lambda > 1$ zur Folge. Ein fettes Gemisch, also Luftmangel, hat ein $\lambda < 1$ zur Folge.

Ein Ottomotor mit Saugrohreinspritzung stellt seine größte Leistung und sein größtes Drehmoment bei 5 – 15 % Luftmangel ($\lambda = 0,85 - 0,95$) zur Verfügung und erreicht seinen niedrigsten Verbrauch, aber auch eine schlechtere Leistungsabgabe, bei 10 – 20 % Luftüberschuss ($\lambda = 1,1 - 1,2$)^{2, 3}.

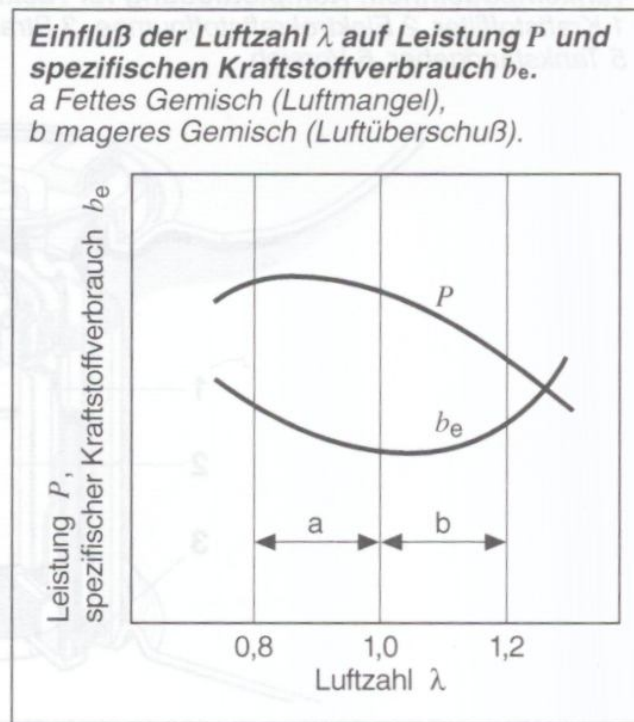


Bild 4.2-1 Einfluss der Luftzahl λ auf Leistung P und spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e ⁴

Auch der Schadstoffausstoß eines Motors ist in hohem Maße von der Gemischzusammensetzung abhängig. Der Ausstoß an HC und CO hat bei einem λ von 1,05 bis 1,2 seinen Tiefpunkt, während der Ausstoß an NOx in diesem Bereich sehr

¹ A, Seite 458

² A, Seite 458

³ Siehe Bild 4.2-1

⁴ A, Seite 458

hoch liegt. Tiefstwerte von NO_x werden bei sehr fettem oder sehr magerem Gemisch erzielt⁵.

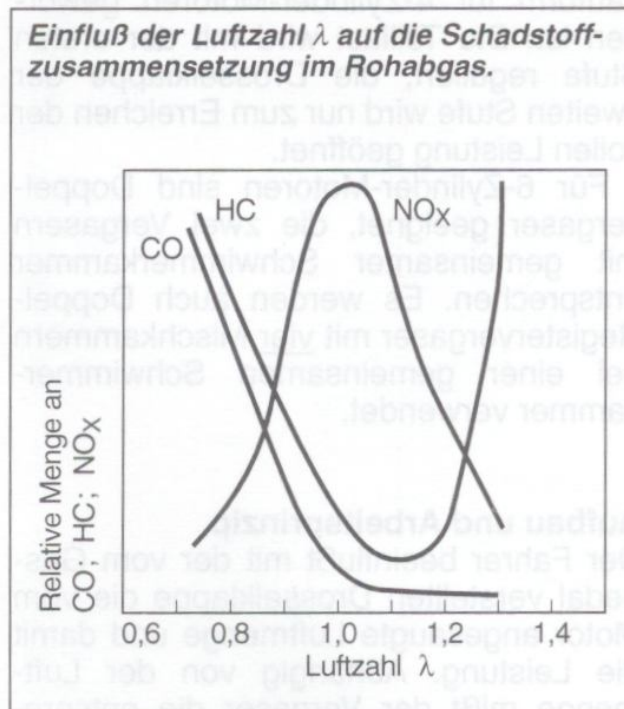


Bild 4.2-2 Einfluss der Luftzahl λ auf die Schadstoffzusammensetzung im Rohabgas⁶

Man sieht, ein ideales Mischungsverhältnis bezüglich des Schadstoffausstoßes gibt es nicht. Man muss einen Kompromiss finden. Da bei Motoren mit Dreiwegekatalysator ein Gemisch der Zusammensetzung $\lambda = 1$ absolut notwendig ist um einen fehlerfreien Betrieb des Katalysators sicher zu stellen, hat man sich generell darauf geeinigt immer ein λ von 1 anzustreben. Lediglich bei Vollast, wenn der Fahrer das volle Drehmoment und die volle Leistung seines Motors abverlangt, wird die Lambdaregelung außer Kraft gesetzt und das Gemisch angefettet (λ von 0,85 – 0,95).

Die Gemischbildung erfolgt bei Ottomotoren in der Regel im Saugrohr. Ausnahme bilden Benzindirekteinspritzer, deren Entwicklung momentan von allen Herstellern vorangetrieben wird. Der Kraftstoff wird der Luft entweder über eine einzelne Einspritzdüse am Eingang des Saugrohres zentral zugeführt und anschließend auf alle Zylinder verteilt (Zentraleinspritzung, z.B. Bosch Mono-Jetronic) oder jedem Zylinder einzeln durch eine separate Einspritzdüse vor die Ventile gespritzt (Einzeleinspritzsystem, z.B. Bosch LE-Jetronic). Die Zentraleinspritzung birgt vor allem Kostenvorteile und wird deshalb hauptsächlich bei Kleinwagen verwendet.

Die Einzeleinspritzung hat den Vorteil, dass jedem Zylinder die exakt gleiche Menge Kraftstoff zugeteilt werden kann. Auch wird der Kraftstoff direkt vor die Einlassventile gespritzt, was ihm weniger Möglichkeiten bietet sich an den Saugrohrinnenwänden niederzuschlagen und so das Gemisch abzumagern. Ein Problem, welches insbesondere bei niedrigen Außentemperaturen und abrupten Lastwechseln auftritt. Deshalb wird dem Steuergerät von einem Temperatursensor immer die jeweilige

⁵ Siehe Bild 4.2-2

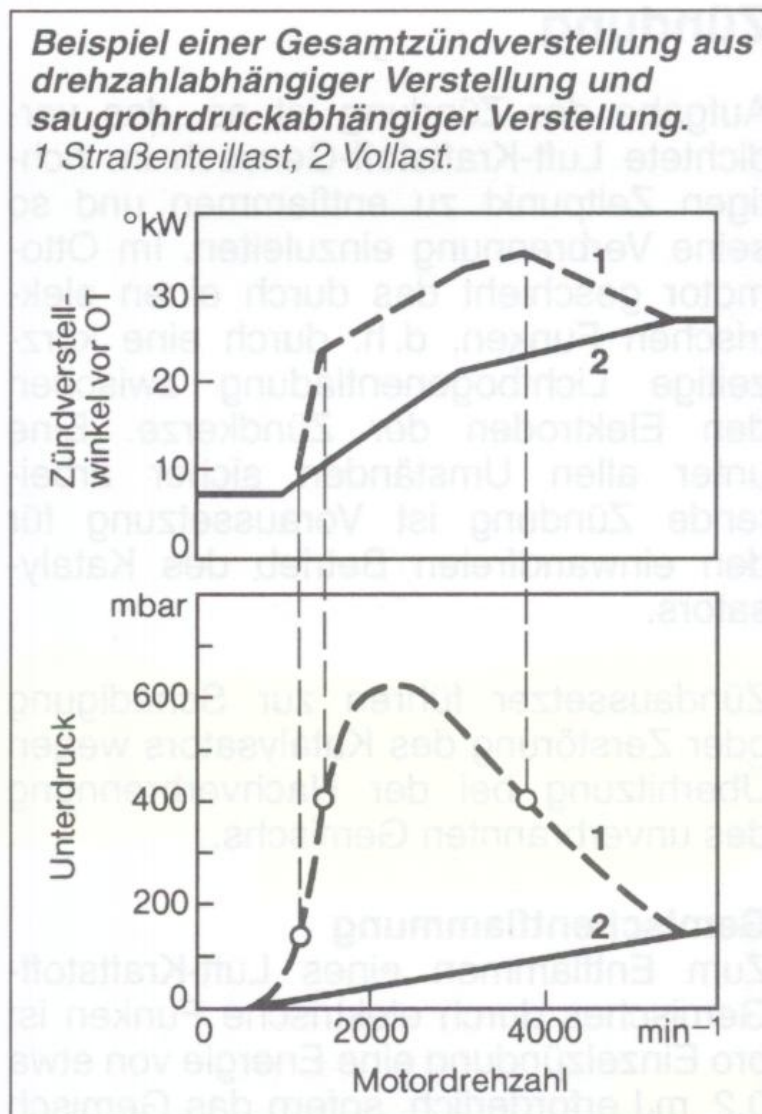
⁶ A, Seite 459

Temperatur im Kühlkreislauf mitgeteilt, damit bei kalten Temperaturen dem Wandfilm, und somit der Gemischabmagerung, durch eine vergrößerte Einspritzmenge Rechnung getragen werden kann.

4.3 Die Zündung

Die Zündung hat beim Ottomotor die Aufgabe, das Luft-Kraftstoffgemisch im Zylinder zuverlässig zu entzünden. Dies muss zusätzlich immer zum richtigen Zeitpunkt geschehen.

Da die Verbrennung nicht schlagartig verläuft, sondern etwa 2 Millisekunden dauert⁷, muss die Verbrennung rechtzeitig eingeleitet werden, damit die Druckspitze im Zylinder den Kolben im richtigen Moment trifft, d.h. wenn sich der Kolben nach dem Zünd-OT wieder auf dem Weg nach unten befindet (20° - 30° Kurbelwinkel KW)⁸.



4.3-1 Zündverstellung abhängig von Drehzahl und Saugrohrunterdruck⁹

⁷ A, Seite 478

⁸ Siehe Bild 4.3-1

⁹ A, Seite 478

Der richtige Zeitpunkt ist ebenso zur Vermeidung des Motorklopfens wichtig¹⁰. Der richtige Zündzeitpunkt ist eine Funktion von Drehzahl und Saugrohrunterdruck (Position der Drosselklappe). Bei höherer Drehzahl muss die Zündung früher erfolgen um eine saubere Verbrennung zu erzeugen. Bei wenig geöffneter Drosselklappe (hoher Saugrohrunterdruck) ist das Gemisch abgemagert und weniger zündwillig. Es dauert etwas länger um dieses magere Gemisch zu zünden, eine Verstellung des Zündzeitpunktes in Richtung „früh“ ist auch hier von Nöten.

Der Zündzeitpunkt beeinflusst auch den Schadstoffausstoß eines Motors. Je früher gezündet wird, desto höher sind die HC- und besonders die NO_x-Emissionen¹¹. Die CO-Emission ist nur bei sehr fettem Gemisch vom Zündzeitpunkt abhängig, dann aber auch nur schwach.

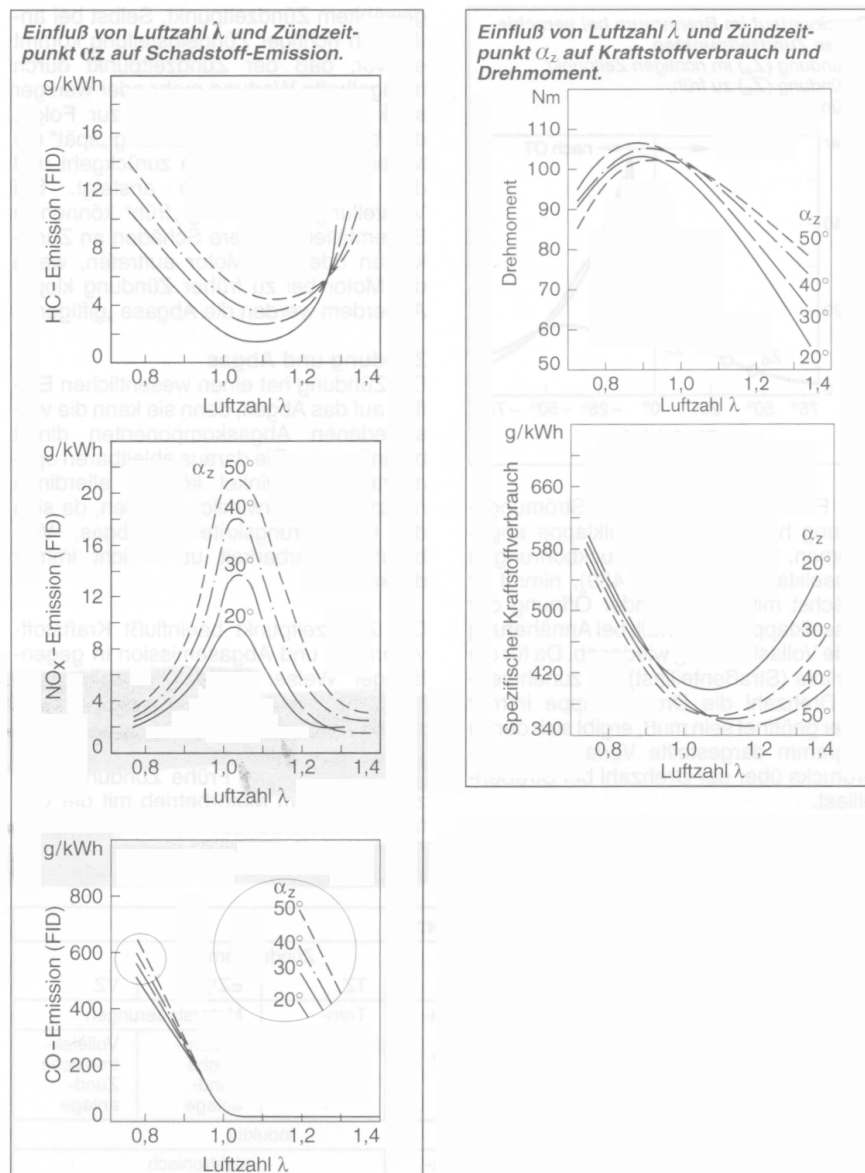


Bild 4.3-2 Einfluss von λ und Zündzeitpunkt auf Schadstoff-Emission, Verbrauch und Drehmoment¹²

¹⁰ Siehe Kapitel „4.5 Das Verbrennungsklopfen“

¹¹ Siehe Bild 4.3-2

¹² A, Seite 480

Die nächsten Größen, welche unter anderem eine Funktion des Zündzeitpunktes sind, sind der spezifische Kraftstoffverbrauch und die Motorleistung. Hier gilt, eine frühe Zündung erhöht die Leistung und verringert den Verbrauch, allerdings müssen diese beiden Vorteile durch den oben erwähnten höheren Schadstoffausstoß erkauft werden. Wie so oft in der Motorenentwicklung ist hier ein Kompromiss gefragt.

Im Testmotor ist eine batteriebetriebene Transistor-Zündung mit Hall-Geber verbaut (TSZ-H). Das heißt der Zündimpuls wird kontaktlos mittels eines Hall-Gebers ausgelöst. Dieses Prinzip hat den Vorteil der Verschleißlosigkeit gegenüber einer kontaktgesteuerten Spulenzündung. Eine mit dem Ansaugtrakt verbundene Unterdruckdose sorgt für die Verstellung des Zündzeitpunktes in Abhängigkeit des Saugrohrunterdruckes, während ein elektronischer Leerlaufsteller den Zündzeitpunkt nach „früh“ verstellt, sobald die Drehzahl unter die Leerlaufdrehzahl sinkt. Durch diese Verstellung nach „früh“ wird das Motordrehmoment erhöht und dadurch die Drehzahl am weiteren Sinken gehindert. Der Motorlauf stabilisiert sich¹³.

4.4 Das Abgas

Eine vollkommene Verbrennung ist im Zylinder eines Motors nicht möglich. Es entstehen immer Schadstoffe. Anhaltswerte für die Hauptbestandteile des Abgases sind:¹⁴

- Stickstoff (N ₂)	71%
- Kohlendioxid (CO ₂)	18,1%
- Wasserdampf (H ₂ O)	9,2%
- Sauerstoff und Edelgase	0,7%
- Schadstoffe	1%

Alle Bestandteile außer den Schadstoffen sind ungiftig. Insbesondere der Stickstoff nimmt an der Verbrennung kaum teil (Ausnahme ist das in den Schadstoffen enthaltene NO_x). Er bildet gleichzeitig mit 71% den größten Anteil am Abgas. Das CO₂ ist Mitverursacher des Ozonlochs, deshalb ist es erstrebenswert, die ausgestoßene Menge dieses Stoffes ebenso zu reduzieren, wie die der Hauptschadstoffe. Das Wasser im Abgas ist in Dampfform vorhanden. Bei kaltem Wetter kann man es als Dampfwolke aus dem Auspuff entweichen sehen.

Anhaltswerte für die Durchschnittswerte der Hauptschadstoffe des Abgases sind:¹⁵

- Kohlenmonoxid (CO)	0,85%
- Stickoxide (NO _x)	0,08%
- Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)	0,05% ¹⁶

CO entsteht als Folge einer unvollständigen Verbrennung. Läuft der Motor in einem geschlossenen Raum ist dessen Einatmung für den Menschen tödlich.

HC entsteht ebenfalls als Folge einer unvollständigen Verbrennung. Dabei handelt es sich um unverbrannte Kohlenwasserstoffe des Kraftstoffs. Beispielsweise

¹³ A, Seite 491

¹⁴ E

¹⁵ E

¹⁶ Siehe Bild 4.4-1

Verbrennungsaussetzer aufgrund eines zu mageren Gemischs oder einer defekten Zündung führen zu solch einer starken Erhöhung der HC-Emissionen.

Die Menge des NO_x-Ausstoßes wird hauptsächlich durch die Höhe der Verbrennungstemperatur bestimmt. Je höher diese Temperatur ist, desto höher die NO_x-Emissionen.

Das Bestreben der Motorenentwickler ist es, die Schadstoffemissionen mindestens im Rahmen der gesetzlichen Vorschriften zu halten und gleichzeitig eine möglichst hohe Leistung, einen geringen Verbrauch und guten Fahrkomfort zu erzielen.

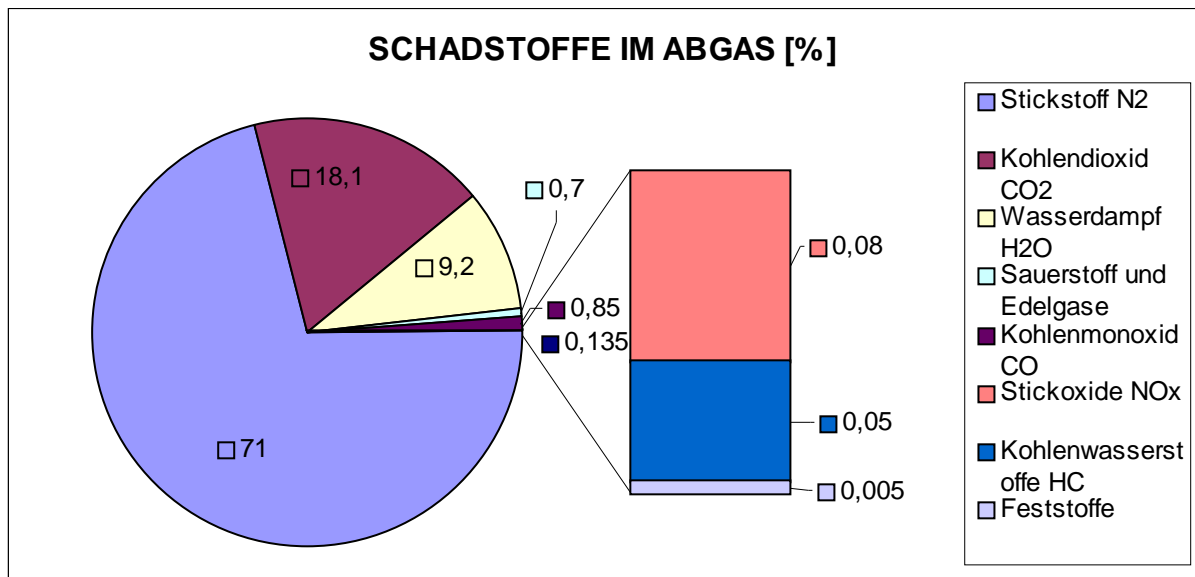


Bild 4.4-1 Schadstoffe im Abgas¹⁷

4.5 Das Verbrennungsklopfen

Der Name „Klopfen“ (oder beim Dieselmotor „Nageln“) entstand durch das typische harte, hellklingelnde Verbrennungsgeräusch, welches mit dem Verbrennungsklopfen einhergeht. Verbrennungsklopfen entsteht, wenn sich das Kraftstoff/Luft-Gemisch während des Verbrennungsvorgangs an mehreren Stellen selbstentzündet und unkontrolliert verbrennt. Dies passiert, wenn die Temperatur im Brennraum stellenweise über der Selbstentzündungstemperatur des Gemischs liegt. Diese beträgt bei Benzin 480°C bis 550°C.¹⁸ Solche Temperaturspitzen können etwa durch Vorsprünge in der Oberfläche des Brennraumes/Kolbens oder durch Verbrennungsrückstände hervorgerufen werden. Der Brennraum sollte deshalb möglichst glattflächig gefertigt sein.

Diese Selbstentzündung des Gemischs führt zu einer schlagartigen Verbrennung von großen Teilen des Zylinderinhalts. Hierbei treten Flammgeschwindigkeiten von mehr als 2000 m/s auf (normal: 30 m/s). Die so entstehende starke Druckwelle trifft mit Wucht auf die Zylinderwände und den Kolben. Dieses „Auftreffen“ der Druckwellen vernehmen wir als das typische Klopfgeräusch.

¹⁷ E

¹⁸ C, Seite 57

Nun mag der Mensch mit seinen begrenzten Wahrnehmungsmöglichkeiten jede Verbrennung im Motor als „schlagartig“ empfinden. Im Zeitraffer betrachtet ist dem aber nicht so. Eine vorbildliche Verbrennung wird im Ottomotor durch den Funken der Zündkerze eingeleitet und setzt sich gleichmäßig durch das Gemisch fort. Dies geschieht, indem die von der Zündkerze eingeleitete Verbrennung die jeweilig benachbarten Gemischteile auf über Selbstzündtemperatur aufheizt. Diese Gemischteile verbrennen nun und heizen ihrerseits ihre Nachbarn auf usw.¹⁹

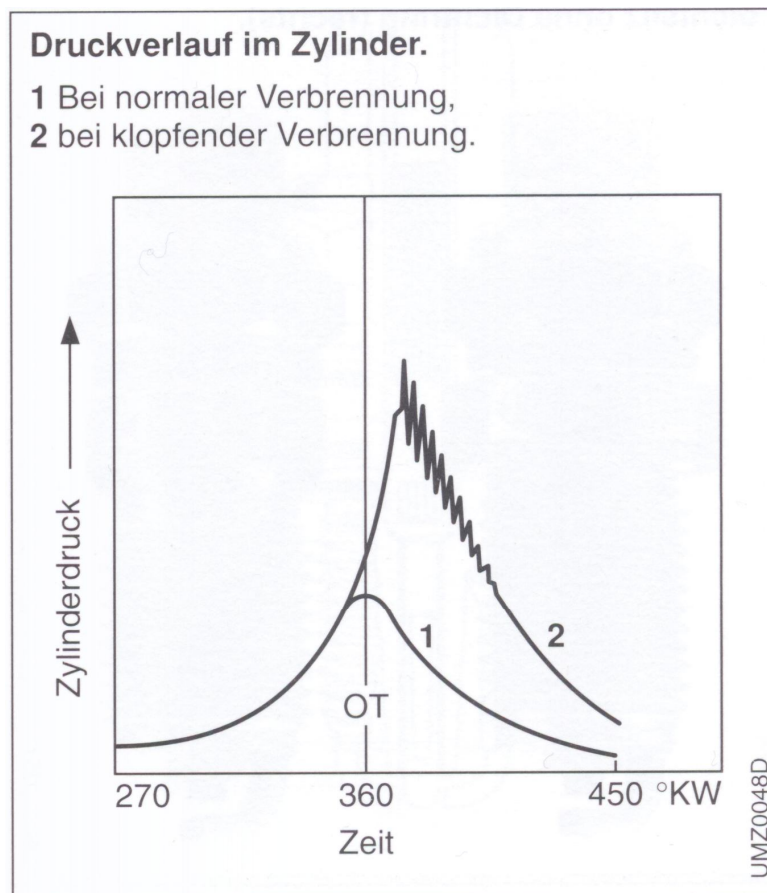


Bild 4.5-1 Druckverlauf im Zylinder bei klopfender Verbrennung²⁰

Kurz gesagt ist eine zu hohe Temperatur im Brennraum vor der eigentlichen Verbrennung die Ursache des Klopfens. Zu dessen Vermeidung muss also die Temperatur des unverbrannten Gemischs und der Zylinderinnenwände herabgesetzt werden. Eine hohe Verdichtung z.B. führt zur Temperaturerhöhung des komprimierten Gases und erhöht somit die Klopfgefahr. Ein Absenken der Verdichtung hat jedoch Leistungsverlust und eine Verbrauchssteigerung zur Folge. Das hängt damit zusammen, dass der Wirkungsgrad des Motors mit sinkender Verdichtung abnimmt.

Hervorstehende Teile (Gussfehler, Isolatorfuß der Zündkerze, Ventile, herausstehende Zylinderkopfdichtung, sich lösende Ablagerungen usw.) im Brennraum und/oder zerklüftete Brennraum-/Kolbenbodenformen können die Wärme nicht schnell genug ableiten und fangen an sich stark zu erhitzen. Sie fungieren als „Zündkerze“ und

¹⁹ Siehe Bild 4.5-1

²⁰ B, Seite 239

erhöhen die Klopfgefahr. Eine Maßnahme zur Verringerung der Klopfgefahr wäre es, die Konstruktion der betreffenden Teile zu ändern.

Klopfen sollte unbedingt verhindert werden, da zum einen sehr hohe Temperaturen auftreten, welche die Kolben, die Ventile, den Zylinderkopf und die Zündkerzen beschädigen und zum anderen extrem hohe Spitzendrücke entstehen, welche sich mit Schallgeschwindigkeit im Brennraum fortbewegen, beim Aufprall auf Bauteile diese mechanisch beschädigen und durch den hohen Druckimpuls auf den Kolben die Gleitlager von Kolben, Pleuel und Kurbelwelle über Gebühr belasten.

4.6 Die Motorsteuerungssysteme

Die meisten deutschen PKW waren und sind mit einem Motorsteuerungssystem der Firma Bosch ausgerüstet. Den zeitlich gesehenen Anfang bildeten die Benzineinspritzsysteme von Bosch mit der D-Jetronic. Diese wurde modifiziert zur K-Jetronic, welche weiterentwickelt wurde zur L-Jetronic. Die L-Jetronic gab es in verschiedenen Versionen. Mit Hitzdrahtluftmengenmesser wurde sie LH-Jetronic getauft. Mit geändertem Einspritzdruck (2,5 anstelle von 3 bar), geänderten Einspritzdüsen und abgewandeltem Zusatzluftschieber wurde sie LE-Jetronic genannt. Das „E“ steht hierbei für „Europa“. Für kostengünstige Kleinwagen wurde die Mono-Jetronic entwickelt (mit nur einer zentrale Einspritzdüse).

Heute werden fast nur noch kombinierte Zünd- und Einspritzsysteme in Fahrzeugen verbaut. M-Motronic heißt hier der Beitrag der Firma Bosch. Mittlerweile haben sich aber auch andere Hersteller wie Siemens, Delphi oder Motorola etabliert. Die aktuellste Version der Bosch - Motronic nennt sich ME-Motronic und verfügt über eine Steuerung mit elektronischem Gaspedal.

Alle Motorsteuerungssysteme im Detail zu beschreiben, würde dem Rahmen dieser Studienarbeit nicht gerecht werden. Am Versuchsmotor wird die serienmäßige BOSCH LE-Jetronic verwendet, weshalb hier lediglich eine Beschreibung dieses Systems erfolgen soll.

4.6.1 LE-Jetronic

„Die LE-Jetronic ist ein antriebsloses, elektronisch gesteuertes Einspritzsystem mit intermittierender Kraftstoffeinspritzung in das Saugrohr.“^{21 22}

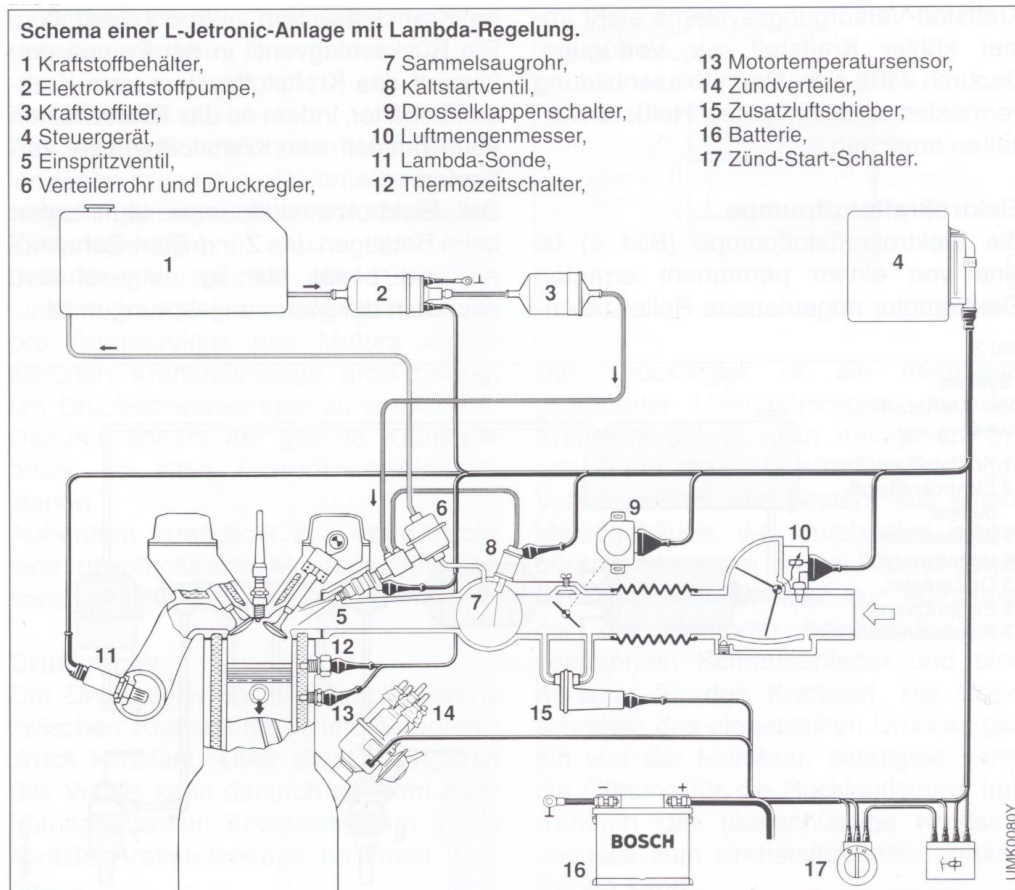


Bild 4.6.1-1 Schema einer L-Jetronic Anlage²³

Sie steuert lediglich die Kraftstoffeinspritzung. Die Zündung wird herkömmlich vom Verteiler gesteuert. Dieser arbeitet beim Versuchsmotor nach dem TSZ-H - Prinzip.

Die nötigen Informationen über den momentanen Betriebszustand des Motors und der daraus resultierenden optimalen Einspritzung erhält die LE-Jetronic aus der ihr eingegliederten Betriebsdatenerfassung. Mit Hilfe von Sensoren werden folgende Größen erfasst und im Steuergerät verarbeitet:

- Drosselklappenposition
- Luftmenge
- Temperatur der Ansaugluft
- Motortemperatur
- Drehzahl
- Signal der Lambdasonde (zusätzlich bei Katalysatorbetrieb).

²¹ B, S. 118

²² Siehe Bild 4.6.1-1

²³ B, Seite 119

Die Position der Drosselklappe wird von einem Drosselklappenschalter in 3 Stellungen definiert. Leerlauf, Teillast und Vollast. Dieser Schalter sitzt direkt auf der Welle der Drosselklappe. Sein Signal wird in das Steuergerät gesendet²⁴.

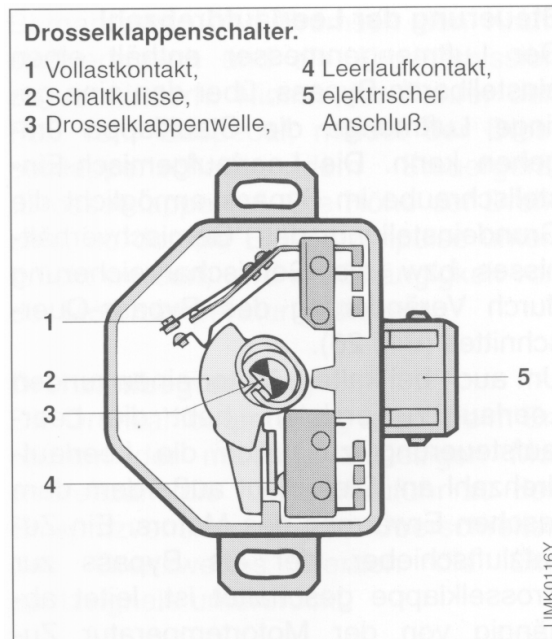


Bild 4.6.1-2 Drosselklappenschalter²⁵

²⁴ Siehe Bild 4.6.1-2

²⁵ B, Seite 133

Die angesaugte Luftmenge wird mittels des Luftmengenmessers erfasst. Er arbeitet nach dem Prinzip der Stauklappe. Die angesaugte Luft öffnet eine im Luftstrom stehende Klappe. Die Klappe ist mit einer Feder beaufschlagt. Die Kraft, die die Luft benötigt um die Klappe zu öffnen ist also abhängig von der Spannung dieser Feder. Die Achse dieser Klappe ist direkt mit einem Potentiometer verbunden. Dieses Potentiometer wandelt den Öffnungswinkel der Stauklappe in eine elektrische Spannung um, welche an das Steuergerät weitergeleitet wird. Mit Hilfe der Luftmengenmessung ist die LE-Jetronic in der Lage motorbedingte Änderungen zu berücksichtigen und auszugleichen. Solche Änderungen treten im Laufe eines Autolebens auf und sind z.B. Verschleiß, Ablagerungen im Brennraum und Änderungen der Ventileinstellung.²⁶

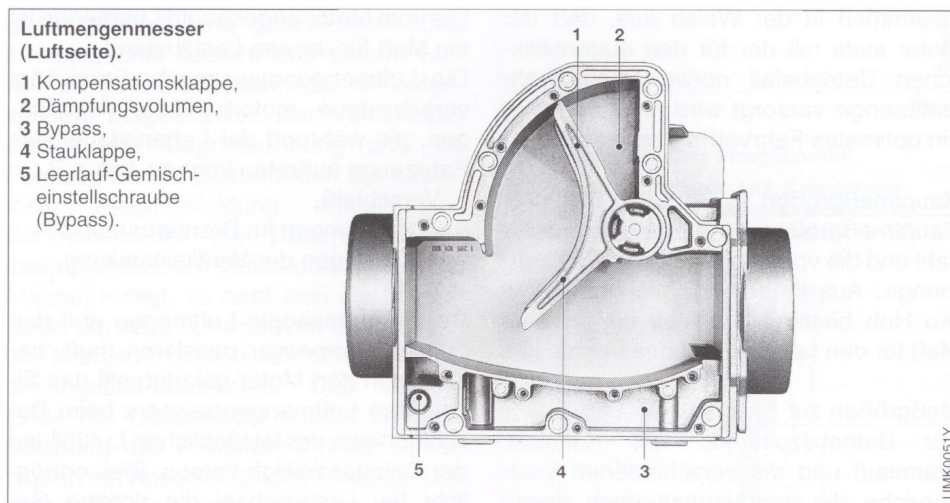


Bild 12

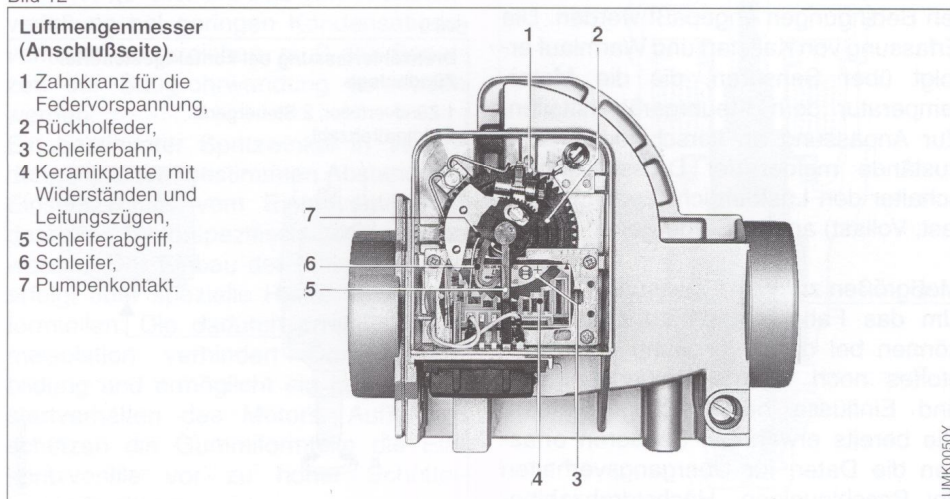


Bild 4.6.1-3 Luftmengenmesser²⁷

²⁶ Siehe Bild 4.6.1-3

²⁷ B, Seite 124

Die Temperatur der angesaugten Luft bekommt das Steuergerät von einem Temperaturfühler im Kanal des Luftmengenmessers.

Der Temperaturfühler für die Motortemperatur ist im Thermostatgehäuse des Wasserkreislaufes eingebaut. Er sensiert die Temperatur des Kühlwassers²⁸.

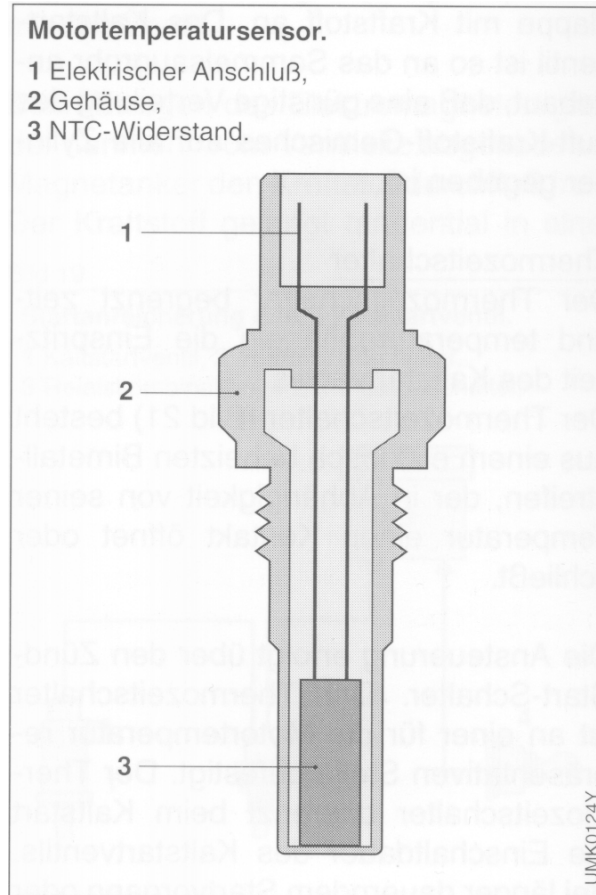


Bild 4.6.1-4 Motortemperatursensor²⁹

²⁸ Siehe Bild 4.6.1-4

²⁹ B, Seite 132

Des Weiteren bekommt das Steuergerät die Drehzahl von Klemme 1 der Zündspule übermittelt und die Batteriespannung (nötig zur Berechnung der Spannungskompensation) direkt über die Stromversorgung.

Beim Prüfling ist keine Lambdaregelung im Steuergerät vorgesehen. Sie ist aber heutzutage Standard, deshalb sei sie hier der Vollständigkeit halber erwähnt. Die Lambdasonde sitzt im Abgastrakt vor dem Katalysator. Sie vergleicht den Sauerstoffanteil im Abgas mit dem in der Umgebungsluft und generiert daraus ein Spannungssignal. Dieses wird zum Steuergerät übertragen³⁰.

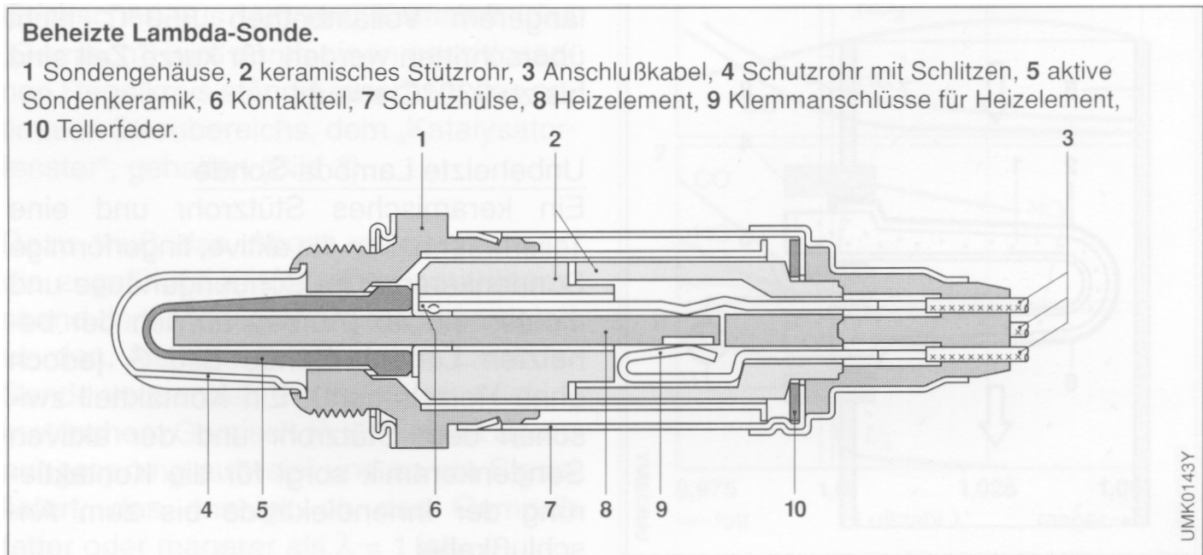


Bild 4.6.1-5 Lambdasonde³¹

Eine direkt am Tank sitzende Kraftstoffpumpe fördert den Treibstoff zum Motor und erzeugt den nötigen Einspritzdruck. Dieser beträgt bei der LE-Jetronic 2,5 bar. An jedem Saugkanal ist ein Einspritzventil³² angebracht. Alle vier Ventile werden über eine Versorgungsleitung³³ mit Benzin versorgt an welcher ebenso die Rücklaufleitung angeschlossen ist. Diese leitet überschüssig zum Motor geförderten Treibstoff wieder zurück in den Tank. Ebenfalls in der Rücklaufleitung ist ein Druckregler³⁴ eingebaut, welcher die Druckdifferenz zwischen Saugrohrunterdruck und Benzindruck konstant bei 2,5 bar hält. Die Einspritzventile spritzen den Kraftstoff direkt vor die Einlassventile ein. Die Menge des einzuspritzenden Benzins wird durch die Öffnungsdauer der Einspritzventile reguliert. Diese bekommen den elektrischen Impuls zum Öffnen vom Steuergerät.

³⁰ Siehe Bild 4.6.1-5 Lambdasonde

³¹ B, Seite 22

³² Siehe Bild 4.6.1-6 Einspritzventil

³³ Siehe Bild 4.6.1-7 Foto Versorgungsleitung inkl. Einspritzventile

³⁴ Siehe Bild 4.6.1-8 Druckregler Kraftstoff

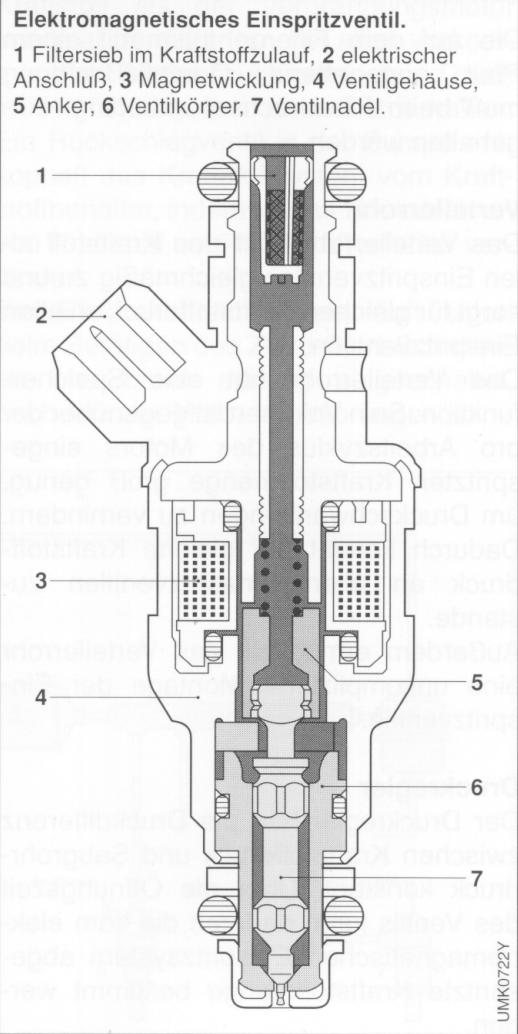


Bild 4.6.1-6 Einspritzventil³⁵



Bild 4.6.1-7 Foto Versorgungsleitung inkl. Einspritzdüsen

³⁵ B, Seite 122

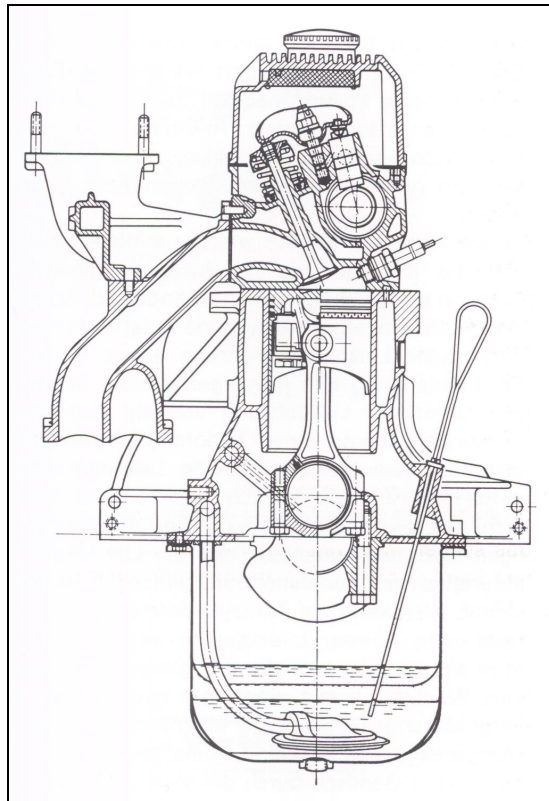


Bild 4.7-3 Schnittbild Opel CIH-Motor quer (Zylinder 1; Vergaserversion)⁴³



Bild 4.7-4 Fotos: Vergleich hydraulischer / mechanischer Stößel



Bild 4.7-5 Foto Rotocap

4.7.1 Geschichte

Bei dem ausgewählten Motor handelt es sich um einen 4-Zyl. Reihen-Ottomotor der Adam Opel AG.

Er gehört der Baureihe „CIH“ an, die erstmalig Mitte der 60er Jahre im Opel Rekord B in das Modellprogramm aufgenommen wurde. Seitdem fand sich dieser Motortyp in fast jeder Opel-Modellreihe wieder, bis er 1994 als 2,4i vom Markt genommen wurde. Diese Art Motor wurde im Verlauf seines Produktionszyklusses in den Hubraumvarianten 1500 cm³; 1600 cm³; 1700 cm³; 1900 cm³; 2000 cm³; 2200 cm³ und 2400 cm³ sowie in Sechszylinder-Ausführung mit 2200 cm³; 2500 cm³; 2600 cm³; 2800 cm³ und 3000 cm³ hergestellt. Selbst als Dieselmotor mit 2000 cm³, 2100 cm³ und 2300 cm³ fand der Rumpfmotor des CIH Verwendung.

Ihre Höhepunkte erlebte diese Bauform in Serienversion mit dem:

- 3,0 Liter Reihensechszylinder mit Querstrom-24-Ventil-Zylinderkopf und 150 kW / 6000 min⁻¹ (C30SE) aus Senator B / Omega A.

und in Kleinserie mit:

- 3,0 Liter Evolution Reihensechszylinder mit 169 kW / 6500 min⁻¹ als Homologationsmotor für die Deutsche Tourenwagen Meisterschaft auf Basis des C30SE aus Omega A Evolution 500.
- 3,0 Liter Reihensechszylinder mit 294 kW / 8600 min⁻¹ als Rennmotor für die Deutsche Tourenwagen Meisterschaft auf Basis des C30SE Evolution.
- 4,0 Liter Reihensechszylinder mit 200 kW / 5800 min⁻¹ (C40SE) der Firma „Irmischer“ auf Basis des C30SE aus Senator B / Omega A.
- 3,6 Liter Reihensechszylinder mit Biturbo - Aufladung und 265 kW / 5500 min⁻¹ (C36GET) auf Basis des C30SE aus Lotus Omega.
- 2,4 Liter Reihenvierzylinder mit Querstrom-16-Ventil-Zylinderkopf und 106 – 179 kW / 5200 – 7000 min⁻¹ (je nach Ausführung der Gemischaufbereitung und der Nockenwellen) aus Manta 400 / Ascona 400.

Verschiedene Gemischaufbereitungssysteme vom einfachen Fallstromvergaser, über verschiedene BOSCH – Jetronic - Anlagen bis hin zur BOSCH Motronic 1.5 kamen an diesen Motoren zum Einsatz.

Die lange Bauzeit und die Tatsache, dass die Grundkonstruktion dieser Motorbaureihe über die gesamte Laufzeit annähernd gleich blieb, machen es möglich, auch ältere Motoren mit Teilen neuerer Produktion (und umgekehrt) auszurüsten. Durch die geschickte Kombination der konstruktiv besten Einzelteile lässt sich allein dadurch ein gegenüber der jeweiligen Serie optimierter Motor zusammenstellen.

5 Der bei dieser Studienarbeit verwendete Motor

5.1 Die Ausgangsbasis „Motor 1“

Bei dem Motor, der für diese Studienarbeit verwendet wird, handelt es sich um eine 2200 cm³ - Version Baujahr 1986 aus einem Opel Rekord E. Er verfügt serienmäßig über eine BOSCH LE-Jetronic Einspritzanlage. Außerdem gilt der Zylinderkopf dieser Version des CIH - Motors als gute Ausgangsbasis für Leistungssteigerungen, da er gegenüber früheren Modellen über eine optimierte Führung der Ein- und Auslasskanäle⁴⁴ und größere Ventile⁴⁵ (Einlass 45 mm / Auslass 40 mm gegenüber 42 / 37 mm) verfügt.

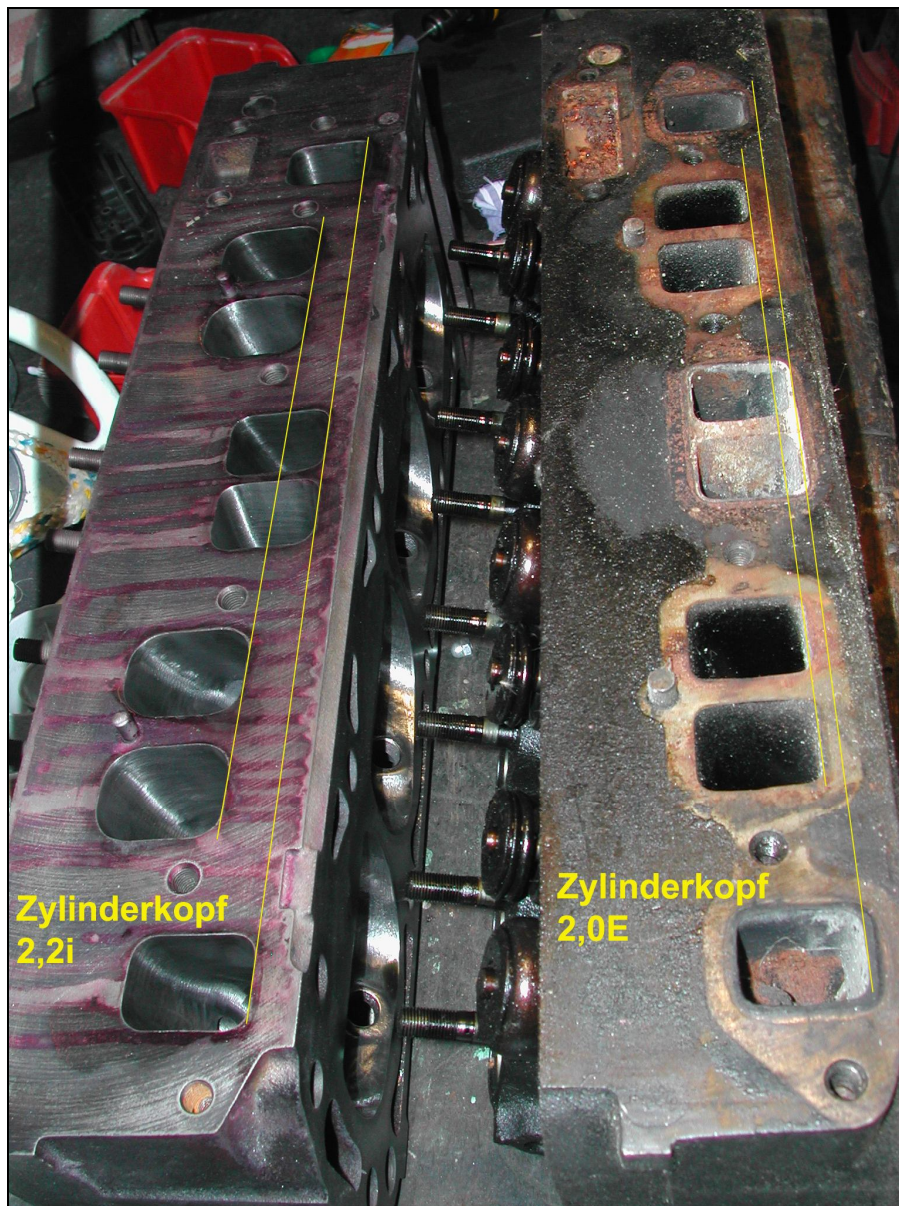


Bild 5.1-1 Foto: Vergleich Kanalordnung

⁴⁴ Siehe Bild 5.1-1 Foto: Vergleich Kanalordnung

⁴⁵ Siehe Bild 5.1-2 Foto: Vergleich Brennräume inkl. Ventile

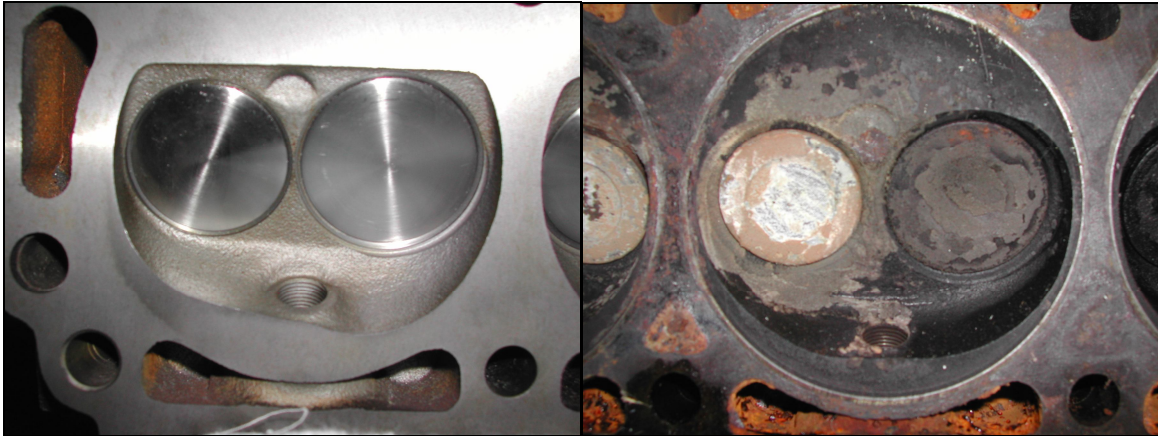


Bild 5.1-2 Foto: Vergleich Brennräume inkl. Ventile; Links 2,2i / rechts 2,0E

Dieser serienmäßige Motor, der als Ausgangsbasis und Messgrundlage dient, wird im folgenden „Motor 1“ genannt.

5.2 Der modifizierte Prüfling „Motor 2“

Der Serienmotor (wie unter 5.1) wird umgebaut und modifiziert. Dieser veränderte, neue Motor wird im folgenden „Motor 2“ genannt.

5.2.1 Erhöhung der Zylinderfüllung

Um eine Leistungssteigerung zu erreichen, muss die Zylinderfüllung erhöht werden. Dieses Ziel wird durch mehrere Maßnahmen erreicht, welche im Folgenden näher erläutert werden.

5.2.1.1 Hubraumerhöhung

Der wohl einfachste Weg, um mehr Gemisch in den Zylinder zu bekommen, ist die Vergrößerung des Zylindervolumens. Dieses wurde durch Verwendung einer Pleuelwelle mit mehr Hub erreicht. Der Einbau der zugehörigen Pleuel und Pleuelpleuel wird durch diese Maßnahme ebenfalls notwendig. Die neue Pleuelwelle stammt aus der 2400 cm³ - Version des CIH – Motors und verfügt über einen Hub von 85 mm gegenüber 77,5 mm der Serienwelle. Diese Maßnahme erhöht den Hubraum um insgesamt 200 cm³ auf nun rund 2400 cm³ ⁴⁶.

5.2.1.2 Ventile / Gaswechsel

Die Ventile sind bearbeitete Originalteile. Der Schaft oberhalb des Tellers ist verjüngt, um den strömenden Gasen weniger im Weg zu stehen. Dadurch sind sie strömungsgünstiger ausgeformt. Da es sich um Gebrauchtteile handelt, sind die Ventile gesäubert und leicht poliert worden. Es wurde ebenso die Unterseite des Tellers plangedreht⁴⁷, um dem Ventil mehr Bewegungsfreiheit in Richtung Pleuel zu geben. Dieser zusätzliche Raum lässt mehr Spielraum bei der Auswahl des Pleuelhubes in OT zu.

Der Durchmesser des Einlassventils beträgt 45 mm, der des Auslassventils 40 mm. Dies entspricht der Serie. Der Einbau größerer Ventile (Einlass 46 mm / Auslass 41

⁴⁶ Das genaue Maß des Hubraumes wird unter 5.3.5.1 berechnet

⁴⁷ Siehe Bild 5.1-2 Foto: Vergleich Brennräume inkl. Ventile

mm) wäre ohne größeren Bearbeitungsaufwand möglich gewesen. Zugunsten einer höheren Strömungsgeschwindigkeit bei den etwas kleineren Ventilen wurde jedoch auf die Verwendung der großen Versionen verzichtet.

Von der höheren Strömungsgeschwindigkeit ist ein etwas größeres Drehmoment durch bessere Zylinderfüllung im unteren Drehzahlbereich auf Kosten der Leistung im oberen Drehzahlbereich (schlechtere Zylinderfüllung) zu erwarten. Diese Entscheidung fiel zugunsten der Fahrbarkeit des Motors⁴⁸.

5.2.1.3 Ventilüberschneidung

Das gegebene Volumen des Zylinders sollte nun so vollständig wie möglich mit Gemisch gefüllt werden. Bei dem verwendeten Motor handelt es sich um einen Saugmotor ohne spezielle Resonanzaufladung durch das Saugrohr. Zur Füllung des Zylindervolumens steht also nur der Atmosphärendruck zur Verfügung. Um es dem Atmosphärendruck von etwa 1,03 bar leichter zu machen, den Zylinder zu füllen, muss der Ladungswechsel so reibungslos und vollständig wie möglich erfolgen. D.h. das Abgas soll im Idealfall komplett aus dem Zylinder verschwunden sein und das so entstandene Volumen vollständig mit frischem Gemisch aufgefüllt werden. Das Ganze sollte natürlich auch so schnell wie möglich funktionieren, um den perfekten Gaswechsel auch noch bei hohen Drehzahlen gewährleisten zu können.

Das ist so leider nur in der Theorie möglich. In der Praxis ist es demnach das Ziel, diesem Ideal so nahe wie möglich zu kommen. Man kann sich hier die Trägheit der strömenden Gassäulen zu Nutze machen: Während der sog. Ventilüberschneidung (Einlass- und Auslassventil gleichzeitig offen)⁴⁹ hilft die ausströmende Abgassäule den Frischgasstrom in den Zylinder „zu ziehen“. Gleichzeitig spült der Frischgasstrom den Zylinderraum und befördert das Abgas hinaus. Die Kunst besteht nun darin, das Auslassventil im richtigen Moment schließen zu lassen. Und zwar so, daß das Abgas komplett ausgeströmt, aber noch kein Frischgas durch den Auslaß entwichen ist. Bei Hochleistungsmotoren mit großer Ventilüberschneidung ist es bei hohen Drehzahlen eher der Fall, dass noch ein wenig frisches Gemisch mit in den Abgastrakt gerät. Dies erhöht natürlich den Verbrauch und die Schadstoffemission. Die Füllung des Zylinders mit brennfähigem Gemisch und damit die Leistung des Motors sind jedoch sehr gut. Gleichzeitig führt die große Überschneidung dazu, dass bei geringen Drehzahlen (kleine Geschwindigkeit der ausströmenden Gassäule) Abgas in den Ansaugtrakt gelangt. Das magert das Gemisch ab und führt zu einem unrunder Motorlauf, unter Umständen sogar zu Zündaussetzern. Dies fällt bei Rennmotoren nicht negativ ins Gewicht und wird in Kauf genommen, da diese ohnehin fast ausschließlich in ihrem schmalen Leistungsband bei hoher Drehzahl bewegt werden. Ein Serienmotor soll jedoch im Leerlauf rund und ruhig laufen und möglichst wenig Schadstoffe ausstoßen. Die Ventilüberschneidung hängt von der Auslegung der Nockenwelle⁵⁰ ab. Serienwagen höheren Preisniveaus verfügen zum Teil über verstellbare Nockengeometrien, welche eine geringe Überschneidung und somit hohen Komfort in Bereichen erzielen, in denen die Leistungsabgabe des Motors nur eine untergeordnete Rolle spielt, also im Leerlauf und bei niedrigen Drehzahlen. Sobald vom Motor aber eine hohe Leistung verlangt wird, verändert sich die Nockengeometrie hin zu großer Überschneidung.

⁴⁸ Zur Berechnung des Ventilquerschnitts und der Strömungsgeschwindigkeiten siehe 5.4.1 Ventile

⁴⁹ Siehe 5.4.2-1 Nockenerhebungskurve

⁵⁰ Für Details zur Nockenwelle siehe 5.4.2 Nockenwelle

Der Proband ist ein Sportmotor, es muss nicht auf hundertprozentige Alltagstauglichkeit geachtet werden. Deshalb kann die Leistung mittels Erhöhen der Ventilüberschneidung maximiert werden.

5.2.1.4 Ventilöffnungsquerschnitt

Weiter maßgebend für eine gute Füllung des Brennraumes mit zündfähigem Gemisch ist der Öffnungsquerschnitt der Ventile. Besonders das Einlassventil ist hier zu betrachten. Einen großen Öffnungsquerschnitt kann man durch einen größeren Ventiltellerdurchmesser und/oder einen größeren Ventilhub erzielen.⁵¹ Beim Prüfling wurde lediglich letzterer Weg beschritten, da die serienmäßig eingebauten Ventile bereits über einen ausreichend großen Durchmesser verfügen. Dieser lässt erfahrungsgemäß noch viel Raum für Leistungssteigerungen gegenüber der Serie. Der höhere Ventilhub wird durch Verwendung einer Nockenwelle mit größerem Hub erreicht.⁵² Hierbei war zu beachten, dass das nun weiter geöffnete Ventil nicht den Kolben berührt wenn sich dieser im OT befindet. Das wurde bei der Auswahl der neuen Nockenwelle unter Absprache mit erfahrenen Motorenbauern, und beim späteren Zusammenbau des Motors mit einem Stück Knetmasse auf dem Kolben sichergestellt. Die Knetmasse wird hierfür auf einem Kolben platziert, der Zylinderkopf wird ohne Kopfdichtung montiert, mit 4 Schrauben ganz leicht angezogen und der Motor vorsichtig von Hand durchgedreht. Nach Abnahme des Zylinderkopfes hat man den Abdruck des Ventils in der Knetmasse und kann mit einem Tiefenmessschieber die dünnste Stelle der Knetmasse vermessen. Die fehlende Zylinderkopfdichtung muss zu dem so ermittelten Maß noch addiert werden. Beim Prüfling wurde so ein Abstand Ventil/Kolben von über 4 mm ermittelt, was völlig ausreichend ist.

5.2.1.5 Ventilöffnungsdauer

Die Ventilöffnungsdauer ist ebenfalls an der Füllung des Zylinders beteiligt, und ist wiederum von der Nockenwelle abhängig. Diesmal von der Nockengeometrie. Einher mit der Öffnungsdauer geht die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit. Ideal wäre natürlich ein „digitales“ Ventil, das innerhalb einer infinitesimal kleinen Zeiteinheit von „vollständig geschlossen“ auf „vollständig geöffnet“ wechselt und umgekehrt.⁵³

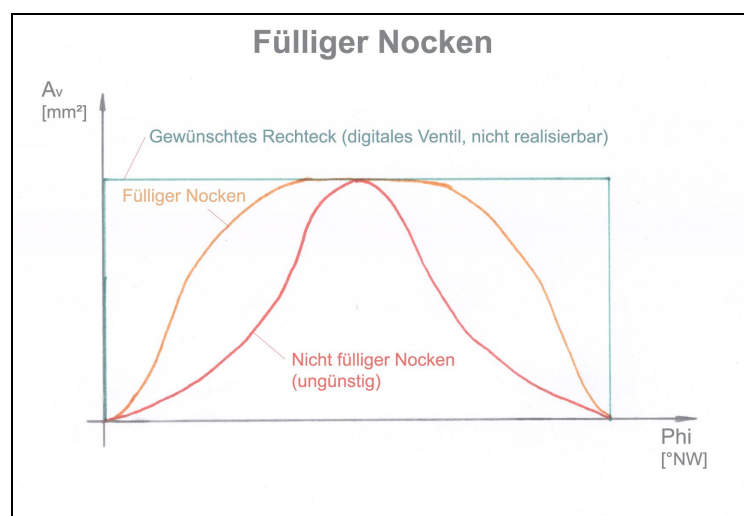


Bild 5.2.1.5-1 Diagramm: Fülliger Nocken

⁵¹ Siehe 5.4.1 Ventile

⁵² Für Details zur Nockenwelle siehe 5.4.2 Nockenwelle

⁵³ Siehe Bild 5.2.1.5-1 Diagramm: Fülliger Nocken

Es kann jedoch keine unendlich große Beschleunigung des Ventils verwirklicht werden. Ursache dafür sind die Kräfte, welche durch die Massenträgheit aller mitbewegten Bauteile entstehen. Je größer die Masse ist, die beschleunigt wird, desto größer ist die Flächenpressung zwischen den einzelnen Teilen, die so genannte Hertzsche Pressung. Es gibt Maßnahmen die Hertzsche Pressung zwischen Stößel und Nocken, bzw. beim Opel CIH - Motor zwischen Nocken / Stößel und Stößel / Kipphebel, zu minimieren. Bei Verwendung von Tangentenocken⁵⁴ kommen Rollenstößel und Rollenkipphebel zum Einsatz. Ein Rollenstößel verfügt über eine kleine Rolle, welche auf dem Nocken abrollt. Ein Rollenkipphebel hat diese Rolle an seiner Berührungsstelle zum Ventil. Die Hertzsche Pressung erfolgt somit nicht immer an der gleichen Stelle des Stößels / Kipphebels sondern umlaufend auf der Rolle. Einen ähnlichen Effekt hat die außermittige Positionierung der Berührungsstelle des Nockens zum Stößel. Der Nocken dreht somit den Stößel bei jedem Arbeitsspiel um einige Grad.

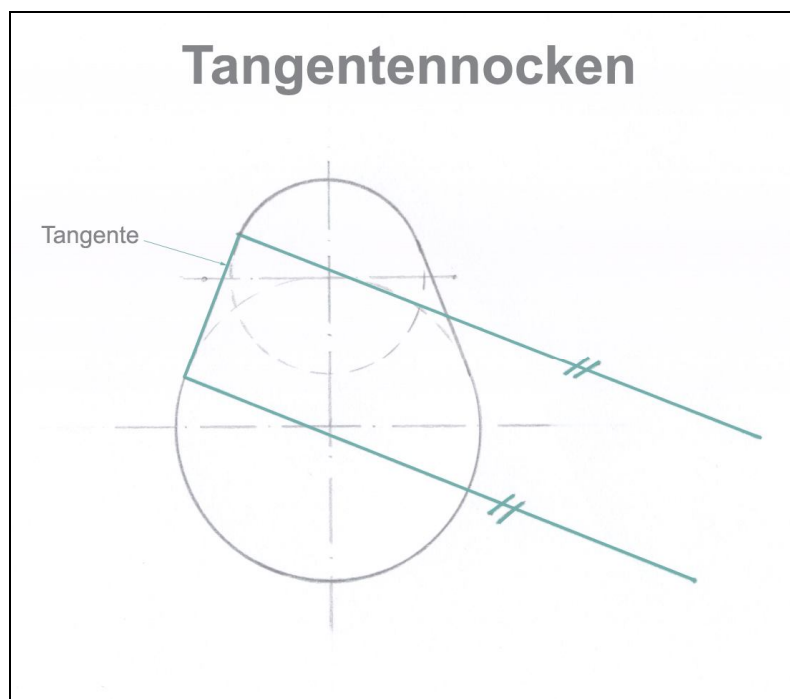


Bild 5.2.1.5-2 Zeichnung: Tangentenocken

Das schnellste Öffnen eines Pilzventils mittels eines Nockens wäre mit einem Nocken möglich, dessen Flanken parallel verlaufen. In etwas abgemilderter Form gibt es solche Nocken: die Tangentenocken. (Nocken mit leicht abgewinkelten Flanken, die dennoch gerade sind)⁵⁵ Hierzu ist aber zwingend ein Rollenstößel nötig. Bei Verwendung eines Flachstößels würde der Tangentenocken bei jedem Öffnen wie ein Hammer auf den Stößel schlagen. Die Materialbelastung ist in diesem Fall viel zu hoch.⁵⁶

⁵⁴ Siehe Bild 5.2.1.5-2 Zeichnung: Tangentenocken

⁵⁵ Siehe Bild 5.2.1.5-2 Zeichnung: Tangentenocken

⁵⁶ Siehe Bild 5.2.1.5-3 Zeichnung: Tangentenocken mit Flachstößel

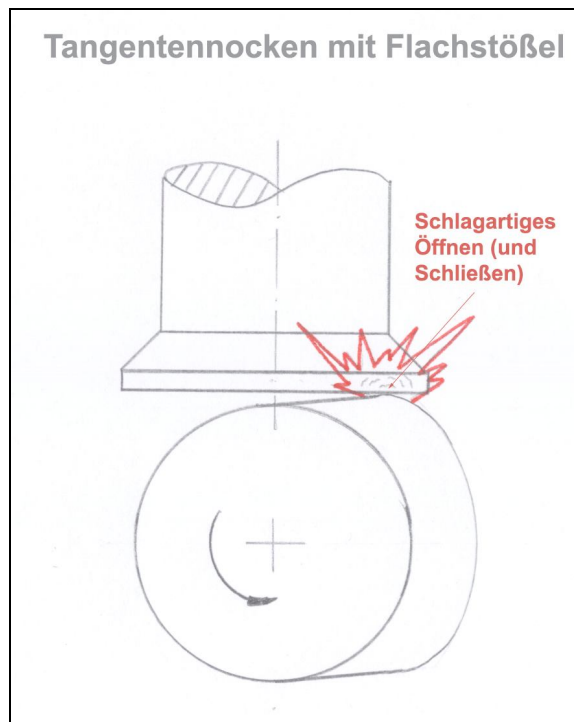


Bild 5.2.1.5-3 Zeichnung: Tangentennocken mit Flachstößel

Beim Schließen des Ventils kommt noch hinzu, dass das Ventil bei zu schnellem Auftreffen auf seinen Sitz von diesem wieder abprallt. Das kann nicht erwünscht sein, da dieses Ventilprellen eine zu hohe mechanische Belastung des Materials darstellt. Zusätzlich wäre die Dichtheit eines prellenden Ventils nur unbefriedigend.

Das Ventil soll also „so schnell und so hoch wie möglich geöffnet werden, verhältnismäßig lange offen bleiben und schnell geschlossen werden, wobei es sanft auf seinen Sitz aufsetzen soll.“⁵⁷

Aus Gründen mangelnder Verfügbarkeit werden bei dieser Arbeit weder Rollenstößel noch Rollenkipphebel verwendet. Deshalb muss der Nocken über einen sanften Anlauf beim Heben verfügen. Also ist auch hier wieder ein Kompromiss gefragt. Ein sog. „Fülliger Nocken“⁵⁸ stellt hier das Optimum dar. Er verfügt über kreisbogenförmige Flanken mit einem sanften Anlauf.⁵⁹ Beim Anlauf gilt es noch zu beachten, dass das Ventilspiel diesen nicht vollständig überdecken darf.

⁵⁷ G; Seite 54

⁵⁸ Siehe Bild 5.2.1.5-1 Diagramm: Fülliger Nocken

⁵⁹ Siehe Bild 5.2.1.5-4 Kreisbogennocken

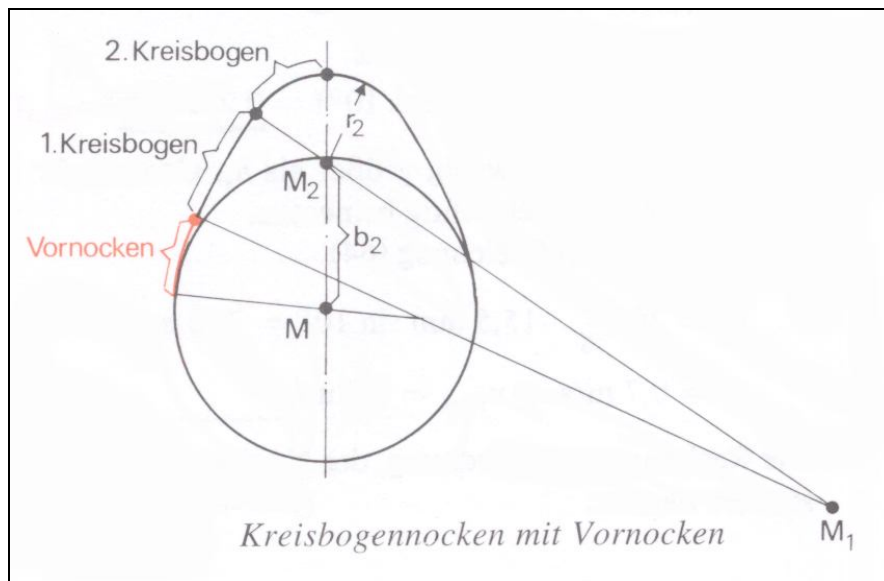


Bild 5.2.1.5-4 Kreisbogennocken⁶⁰

Die Ventilerhebungskurve der verwendeten Nockenwelle ist unter „5.4.2 Nockenwelle“ zu finden. Zum Vergleich ist dort auch die Ventilerhebungskurve der Originalnockenwelle gezeigt. Die Fläche unter der Kurve stellt die Öffnungsdauer der Ventile dar. Sie ist beim fülligen Nocken sichtbar größer.

Um ein möglichst schnelles Öffnen und Schließen der Ventile zu ermöglichen (also lange Öffnungsdauer), werden die Massen der durch den Nocken bewegten Teile verringert.⁶¹

Die Ventulfedern werden gegen neue getauscht. Sie haben eine erhöhte Federsteifigkeit von 120 kp bei maximal zulässiger Stauchung, angepasst an die neue Nockenform.

Die Federn haben die Aufgabe, die Ventile zuverlässig und natürlich auch schnell (lange Öffnungsdauer) zu schließen. Hierbei haben sie dafür zu sorgen, das Ventil genau auf der Linie der Nockenerhebungskurve⁶² zu halten. Diese Nockenerhebungskurve zeigt den Weg auf, den das Ventil während einer Kurbelwellenumdrehung beschreibt. Eine zu schwache Ventulfeder kann das Ventil nicht auf dieser Kurve halten. Bedingt durch die Massenträgheit des Ventils und seiner Fliehkräfte würde das Ventil von der Kurve, und somit vom Stößel/Kipphebel, abheben. Ist dies geschehen, setzt das Ventil viel zu hart wieder auf dem Stößel/Kipphebel oder sogar dem Ventilsitz auf. Es treten erhöhte Materialbelastung und veränderte Steuerzeiten auf. Die Federn dürfen aber nicht zu stark ausgelegt werden, da sonst die Kräfte zu groß würden sie zu öffnen (Reibkräfte im Ventiltrieb reduzieren die Leistung des Motors). Außerdem führen, durch zu hohe Federkraft, hart schließende Ventile ebenfalls zu erhöhtem Verschleiß und veränderten Steuerzeiten durch Prellen beim Aufsetzen. Dieses sogenannte Ventilprellen entsteht, wenn das zu hart schließende Ventil durch die Elastizität des Materials noch einmal von seinem Sitz auffedert, bis es in seinem Sitz zur Ruhe kommt.

⁶⁰ C; Seite 143

⁶¹ siehe 5.2.2.2 Änderungen am Ventiltrieb

⁶² Siehe 5.4.2-1 Nockenerhebungskurve

5.2.1.6 Ventilsitzgeometrie

Die Ventilsitze haben die Aufgabe, für 100%ige Dichtheit beim geschlossenen Ventil zu sorgen. Gleichzeitig sollen sie aber auch so gestaltet sein, dass sie die ein- und ausströmenden Gase möglichst nicht am freien Strömen hindern.

In der Regel werden Ventilsitze unter 45° ausgeformt. Dies stellt den besten Kompromiss zwischen Dichtigkeit und günstigen Strömungsverhältnissen dar. Je flacher der Winkel, desto günstiger das Strömungs- und so ungünstiger das Dichtverhalten. Rein Rechnerisch sollte sich der Einfluss des Sitzwinkels sowohl beim Ansaugen als auch beim Ausstoßen gleichermaßen bemerkbar machen.⁶³ In der Praxis ist es aber so, dass strömungstechnisch günstig geformte Sitze nur beim Auslassventil einen Vorteil bringen. Das liegt daran, dass die größten Strömungsgeschwindigkeiten bei großen Druckunterschieden Brennraum/Kanal und bei nur kleinem Öffnungsquerschnitt auftreten.

Beim Einlass ist der Druckunterschied aber dann am größten, wenn das Ventil schon weit geöffnet hat und die Form des Sitzes nicht mehr stark ins Gewicht fällt. Denn jetzt ist schon ein großer Ventilquerschnitt geöffnet, der es dem Gemisch erlaubt, ungeachtet des Sitzes in den Brennraum zu strömen. Bei leicht geöffneten Einlassventilen ist der Druckunterschied Ansaugkanal/Brennraum nicht sehr groß, das Gemisch strömt relativ langsam ein.

Beim Auslass ist es jedoch so, dass der Druckunterschied Brennraum/Kanal dann am größten ist, wenn gerade die Verbrennung erfolgt ist und das Auslassventil noch geschlossen ist. Öffnet das Auslassventil jetzt, ist das Abgas bestrebt sich mit möglichst großer Geschwindigkeit am Ventil vorbei in den Kanal zu „quetschen“. In einem solchen Fall hat die Form des Sitzes einen großen Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit.

Die Ventilsitze am Prüfling sind bearbeitet und werden, auf Anraten eines mit den Opel – CIH - Motoren erfahrenen Motorenbauers, strömungsoptimiert in Form von Radien ausgebildet.⁶⁴

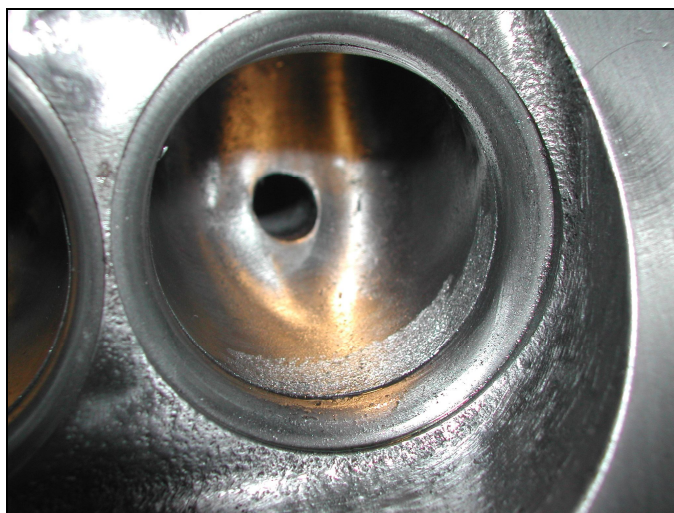


Bild 5.2.1.6-1 Foto Ventilsitz

⁶³ Siehe 5.4.1.1 Strömungsgeschwindigkeiten am Ventilteller

⁶⁴ Siehe Bild 5.2.1.6-1 Foto Ventilsitz

5.2.1.7 Kanalgestaltung

Die Kanäle serienmäßiger, massenproduzierter Zylinderköpfe stellen, insbesondere zur Produktionszeit des Prüflings, in punkto Genauigkeit und Oberflächengüte nur einen Kompromiss zwischen kostengünstiger Fertigung und gewünschter Funktion dar. Da dieser Kompromiss häufig in Richtung der günstigen Fertigung ausgelegt wird, bleibt hier viel Raum zur Nachbesserung.

Um den ein- und ausströmenden Gasen so wenig Widerstand wie möglich zu bieten, sollten die Oberflächen der Kanäle strömungsgünstig ausgebildet sein. Dazu gehört eine glatte Oberfläche. Serienteile, wie auch der Kopf des Probanden, haben eine raue Guss Haut. Desweiteren sollten die Kanäle so wenig wie möglich durch hineinragende „Fremdkörper“ eingeschnürt werden. Solche „Fremdkörper“ können zum einen die Ventilführungen sein, wogegen sich wenig machen lässt, zum anderen aber auch Gussfehler, Fertigungsungenauigkeiten oder Krümmer- und/oder Ansaugrohrdichtungen. Letztere lassen sich entsprechend beschneiden.

Im konkreten Fall des Prüflings können die Fertigungsungenauigkeiten durch das Aufweiten und Glätten der Kanäle egalisiert werden. Ein etwas größerer Kanalquerschnitt begünstigt den Gasdurchsatz bei hohen Drehzahlen. Beim Vergrößern der Kanalquerschnitte gilt es zu beachten, dass, besonders im Ansaugtrakt, der Kanal vom Ventil bis zum Ansaugschnorchel nicht enger werden darf. Dies wäre strömungstechnisch unvorteilhaft, da die einströmenden Gase „vom Stillstand auf eine Geschwindigkeit von 80 bis 100 m/s beschleunigt werden“.⁶⁵ Bei einem Motor, der auch in unteren Drehzahlbereichen über Leistung verfügen soll, gilt es zu beachten, die Kanäle nicht zu groß im Durchmesser werden zu lassen. Das würde die Ansaugluft bei niedrigen Drehzahlen zu sehr verlangsamen, was zu einer schlechten Füllung des Zylinders führt.

⁶⁵ G; Seite 31

5.2.1.8 Vergrößern des Saugrohrquerschnitts

Der Querschnitt des Saugrohres wird vergrößert, indem ein Exemplar des 3 - Liter Sechszylindermotors der CIH - Baureihe montiert wird. Da es in den Befestigungspunkten konstruktiv mit dem Saugrohr des 2,2 - Liter - Vierzylindermotors übereinstimmt, genügt es die hinteren zwei Ansaugrohre (Zylinder 5 und 6) abzusägen. Die entstandene Öffnung wird mit einer Aluminiumplatte verschlossen.⁶⁶ Es verfügt „ab Werk“ über Kanäle mit einem größeren Durchmesser. Diese werden zusätzlich am Übergang zum Zylinderkopf auf Dichtungsmaß aufgeweitet.⁶⁷



Bild 5.2.1.8-1 Foto Umgearbeitetes 6 – Zylinder - Saugrohr

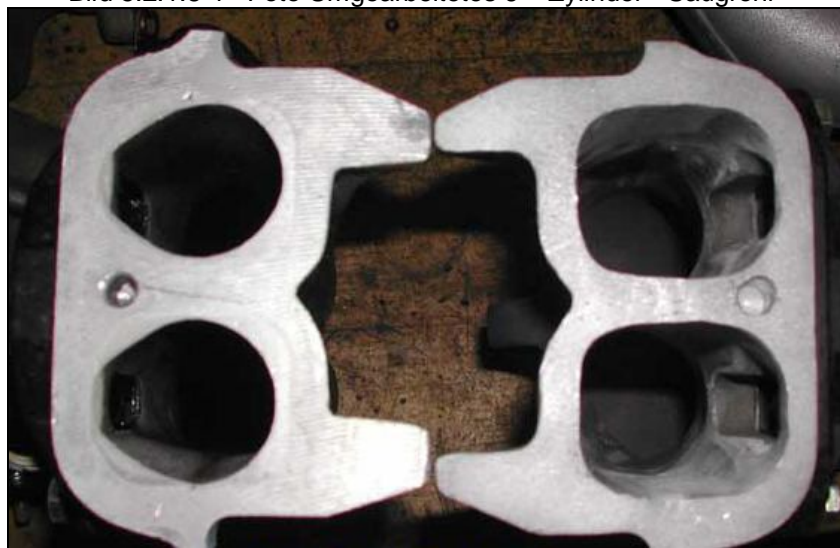


Bild 5.2.1.8-2 Foto Vergleich Seriensaugrohr (links) zu 6 – Zylinder Version

⁶⁶ Siehe Bild 5.2.1.8-1 Foto Umgearbeitetes 6 – Zylinder - Saugrohr

⁶⁷ Siehe Bild 5.2.1.8-2 Foto Vergleich Seriensaugrohr zu 6 – Zylinder Version

5.2.1.9 Vergrößern des Drosselklappenquerschnitts

Der Querschnitt der Drosselklappe lässt sich auf noch elegantere Weise vergrößern, als der Saugrohrquerschnitt. Dazu ist keinerlei Bearbeitung nötig. An das verkürzte 3-Liter-Saugrohr wird einfach das entsprechende Drosselklappengehäuse des Sechszylinder-Motors geschraubt. Dieses verfügt über einen um 10 mm größeren Querschnitt und ist ansonsten baugleich mit dem Vierzylinderpendant⁶⁸.

	Ø [mm]	Querschnittsfläche [mm ²]
Drosselklappe Vierzylinder	55	2376
Drosselklappe Sechszylinder	65	3318

Tabelle 5.2.1.9-1 Querschnittsflächen Drosselklappe

5.2.1.10 Vergrößern des Abgaskrümmersquerschnitts

Als Abgaskrümmers kommt der serienmäßige zum Einsatz. Es ist ein Gusskrümmer, bei dem es bei dieser Art Motor erfahrungsgemäß nur einer Anpassung der Kanäle an die Querschnitte der Krümmerdichtung bedarf. So bearbeitet, hat der Serienkrümmer genügend Potential, um die angestrebte Motorleistung erreichen zu können. Ohnehin entspricht die restliche Abgasanlage des Prüfstandaufbaus aufgrund der Platzverhältnisse nicht der Anlage, die später im Auto zum Einsatz kommen wird. Sie ist ungünstiger geschlungen und misst nur 50 mm im Querschnitt und verfügt über lediglich einen Schalldämpfer.

5.2.2 Erhöhen der Drehzahlfestigkeit / Anheben der Drehzahlgrenze

Der Serienmotor ist für eine maximale Dauerdrehzahl von 6400 1/min ausgelegt. Der bearbeitete Motor soll Dauerdrehzahlen von mindestens 7000 1/min ertragen können. Erfahrungswerte anderer Motorenbauer können hier als Grundlage für Veränderungen am Motor dienen.

5.2.2.1 Änderungen am Kurbeltrieb

Um den Kurbeltrieb für höhere Drehzahlen auszuliegen, wird die Kurbelwelle in einem Fachbetrieb zusammen mit dem Schwungrad exakt ausgewuchtet. Anschließend wird die Oberfläche der Kurbelwelle nitriert. Dies erhöht die Oberflächenspannung und wirkt einer Rissbildung entgegen. Die Pleuel werden ebenfalls in einem Fachbetrieb etwas erleichtert und aufs Zehntel Gramm genau ausgewuchtet. Hierbei werden die oszillierenden und die rotierenden Massenanteile der Pleuel separat ausgewuchtet und auf identische Gewichte gebracht. Im Idealfall ist das Gewicht der vier rotierenden und der vier oszillierenden Massen exakt gleich. Die Massen der Pleuel inklusive Pleuelbolzen sind glücklicherweise bei allen vier Exemplaren identisch. Hier war kein Handlungsbedarf. Es empfiehlt sich auch nicht, am Pleuel Material zwecks Erleichterung abzunehmen, da der Pleuel der 2,4 – Liter – Version des CIH – Motors erfahrungsgemäß sehr empfindlich hinsichtlich seiner Stabilität darauf reagiert. Die Pleuel werden nach dem Erleichtern zusätzlich kugelgestrahlt. Bei diesem Verfahren werden die Bauteile mittels Druckluft mit Stahlkugeln beschossen. Dadurch verdichtet sich die Oberfläche, die Eigenspannung wird dort erhöht und wirkt einer Rissbildung entgegen.

⁶⁸ Siehe Tabelle 5.2.1.9-1 Querschnittsflächen Drosselklappe

5.2.2.2 Änderungen am Ventiltrieb

Im Ventiltrieb werden die bewegten Massen reduziert. Dies geschieht unter Verwendung mechanischer Stößel, wie sie in den frühen Versionen des CIH - Motors Verwendung fanden, anstatt der serienmäßigen, mit hydraulischem Ventilspielausgleich.⁶⁹ Der hieraus entstehende Nachteil der turnusmäßig anfallenden Ventilspieleinstellung wird im Gegenzug in Kauf genommen. Die Hydrostößel wiegen pro Stück 94,5 g, die mechanischen lediglich 63,5 g. Zusätzlich werden die Ventilderteller aus Stahl (29 g) durch Exemplare aus hochfestem Aluminium (10,5 g) ausgetauscht.⁷⁰

	neu	original	Gewichtersparnis
Stößel	63,5 g	94,5 g	31 g
Ventilderteller	10,5 g	29 g	18,5 g
Summe Gesamtersparnis:			59,5 g

Tabelle 5.2.2.2-1 Gewichtersparnis im Ventiltrieb pro Ventil

Die verwendeten Kipphebel sind neue Originalteile. Diese Stahlblech-Presssteile sind dafür bekannt, dass sie nicht sehr drehzahlfest sind und unter hoher Beanspruchung zu brechen neigen. Aus diesem Grund sind sie entgratet und an den gefährdeten Stellen poliert worden um potentiellen Rissen weniger Angriffspunkte zu bieten.

5.2.2.3 Austausch der Zündanlage

Die TSZ-H - Serienzündanlage des 2,2 – Liter Motors ist kennfeldgesteuert und mit einer elektronischen Drehzahlbegrenzung ausgerüstet. Der Begrenzer setzt bei 6400 Umdrehungen ein. Da der Motor nach der Optimierung Drehzahlen bis zu 7000 Umdrehungen laufen soll, wird die komplette Zündanlage eines 2,0 E CIH – Motors verwendet. Diese arbeitet ebenfalls nach dem TSZ-H Prinzip. Der Unterschied zur Serienzündanlage besteht im Fehlen des Zündsteuergerätes. Der Drehzahlbegrenzer ist in der Programmierung dieses Steuergerätes integriert. Da die Kennlinien der Serienzündung ohnehin nicht mehr mit der veränderten Ventilsteuerung übereinstimmen würden, bietet es sich an, das Zündmodul zu entfernen. Der nun zur Verwendung kommende Verteiler älterer Bauart besitzt an Stelle der elektronischen Steuerung neben der Unterdruckverstellung noch eine Fliehkraftverstellung.

5.2.3 Erhöhen der Verdichtung

Der Brennraum des Versuchsmotors hat eine Keilform und verfügt über Zweiventiltechnik.⁷¹ Die Brennraumoberfläche sollte möglichst glatt sein, um zu vermeiden, dass sich hervorstehende Teile der Gusschale über Gebühr erhitzen und so das Gemisch frühzünden können. Diese Ereigniskette würde dann „Klopfen“ hervorrufen.⁷² Um eine identische Verdichtung in allen Zylindern zu erhalten, sollten alle Brennräume exakt das gleiche Volumen aufweisen. Aus diesen Gründen sind die Brennräume „entgratet“, poliert und auf das gleiche Volumen gebracht worden. Letzteres geschah durch Auslitern mit Flüssigkeit und anschließender Angleichung der

⁶⁹ Siehe Bild 4.7-4 Fotos Vergleich hydraulischer/mechanischer Stößel

⁷⁰ Siehe Tabelle 5.2.2.2-1 Gewichtersparnis im Ventiltrieb pro Ventil

⁷¹ Siehe Bild 5.1-2 Foto: Vergleich Brennräume inkl. Ventile

⁷² Siehe 4.5 Das Verbrennungsklopfen

drei kleineren an den größten Brennraum. Die Ermittlung des exakten Volumens der Brennräume ist zusätzlich nötig, um die Verdichtung genau berechnen zu können.⁷³ Das Ausfräsen der Brennräume hat eine Vergrößerung des Brennraumes, also eine Verdichtungsreduzierung, zur Folge. Um dies zu kompensieren und die serienmäßige Verdichtung gleichzeitig noch zu erhöhen, ist die Dichtfläche des Zylinderkopfes des Prüflings 2 mm geplant worden. Dazu bedarf es geeigneter Maschinen. Diese Arbeit wurde in einem Fachbetrieb durchgeführt.

5.3 Berechnung physikalischer Größen an „Motor 2“

Es wurde kein neuer Motor konstruiert, sondern ein vorhandener, funktionierender Motor verändert. Es soll daher bei der Berechnung nicht allzu sehr ins Detail gegangen werden.

Dennoch sollen die Größen, die durch die Eingriffe am Motor Veränderung erfahren, neu ermittelt werden.

5.3.1 Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis ε eines Hubkolbenmotors berechnet sich nach der Formel

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad [..]^{74}$$

ε = Verdichtungsverhältnis

V_h = Hubraum eines Zylinders

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot H}{4} \quad [cm^3]^{75}$$

D = Durchmesser eines Zylinders
= 95,50 mm (gemessen)

H = Kolbenhub
= 85 mm (gemessen)

$$V_h = \frac{\pi \cdot 9,550^2 cm^2 \cdot 8,5 cm}{4} = \underline{608,86 cm^3}$$

V_c = Kompressionsvolumen eines Zylinders

$$V_c = V_{BR} + V_{KD} + V_{KM} - V_{KÜ} \quad [cm^3]$$

V_{BR} = Volumen eines Brennraumes
= 48,5 cm³ (ausgelitert)

V_{KD} = Volumen im Bereich der Kopfdichtung

$$V_{KD} = \frac{\pi \cdot D_{KD}^2 \cdot H_{KD}}{4} \quad [cm^3]$$

⁷³ Siehe 5.3.5.1 Hubraum

⁷⁴ A) Seite 417

⁷⁵ A) Seite 417

D_{KD} = Bohrungsdurchmesser der Zylinderkopfdichtung
 = 95,50 mm (gemessen)
 H_{KD} = Dicke der Kopfdichtung im gepressten Zustand
 = 1,2 mm (Angabe des Dichtungsherstellers)

$$V_{KD} = \frac{\pi \cdot 9,65^2 \text{cm}^2 \cdot 0,12 \text{cm}}{4} = \underline{8,78 \text{cm}^3}$$

V_{KM} = Volumen der Kolbenmulde
 = 12 cm³ (ausgelitert)

$V_{KÜ}$ = Volumen, welches der Kolbenüberstand einnimmt

$$V_{KÜ} = \frac{\pi \cdot D_K^2 \cdot H_{KÜ}}{4} \quad [\text{cm}^3]$$

D_K = Durchmesser eines Kolbens
 = 95,47 mm (gemessen)

$H_{KÜ}$ = Höhe des Kolbenüberstandes
 = 0,3 mm (gemessen)

$$V_{KÜ} = \frac{\pi \cdot 9,547^2 \text{cm}^2 \cdot 0,03 \text{cm}}{4} = \underline{2,15 \text{cm}^3}$$

$$V_c = 48,5 \text{cm}^3 + 8,78 \text{cm}^3 + 12 \text{cm}^3 - 2,15 \text{cm}^3 = \underline{67,13 \text{cm}^3}$$

$$\varepsilon = \frac{608,86 \text{cm}^3 + 67,13 \text{cm}^3}{67,13 \text{cm}^3} = \underline{10,07} \quad \triangleright \quad \underline{\underline{\varepsilon = 10,07 : 1}}$$

Der 2,2 – Liter Serienmotor hat ein Verdichtungsverhältnis von 9,4 : 1. Dies mit einem flachen Kolben. Der 2,4 – Liter Serienmotor, von welchem beim Prüfling der Kurbeltrieb stammt und welcher über verdichtungssenkende Mulden in den Kolben verfügt, hat ein Verdichtungsverhältnis von 9,2 : 1.⁷⁶ Hinzu kommt, dass die Ventile zwecks Erleichterung und Freigängigkeit zum Kolben unten plangedreht sind und die Brennräume ausgelitert wurden. Durch das Plandrehen und das Auslitern vergrößerte sich das Brennraumvolumen nochmals. Das Planen des Zylinderkopfes um 2 mm war somit nötig, um die gewünschte Verdichtungserhöhung auf 10 : 1 zu erzielen.

⁷⁶ Verdichtungswerte aus Technischen Unterlagen der Adam Opel AG

5.3.2 Wirkungsgrade

Die Wirkungsgrade geben Aufschluss über das Vermögen einer Maschine, die ihr zugeführte Energie in Arbeitsleistung zu wandeln.

5.3.2.1 Thermischer Wirkungsgrad

Der thermische Wirkungsgrad eines Ottomotors wird nach dem Gleichraum-Prozess errechnet.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad 77$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \text{Verdichtungsverhältnis} \\ &= \underline{10,07} \quad 78 \\ \kappa &= \text{Isentropenexponent} \\ &= \underline{1,4} \quad 79 \end{aligned}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{10,07^{1,4-1}} = \underline{\underline{0,60}}$$

Der thermische Wirkungsgrad beträgt 0,60. Der thermische Wirkungsgrad hat sich durch die Erhöhung der Verdichtung verbessert.

5.3.2.2 Nutzwirkungsgrad

Der Nutzwirkungsgrad gibt das Verhältnis der im Kraftstoff zugeführten Wärmeleistung zur Nutzleistung.

$$\eta_e = \frac{86}{b_e} \quad 80$$

$$\begin{aligned} b_e &= \text{spezifischer Verbrauch bei Nutzleistung } P_e \\ &= \underline{\underline{312}} \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \quad 81 \end{aligned}$$

$$\eta_e = \frac{86}{312} = \underline{\underline{0,276}}$$

Der Nutzwirkungsgrad beträgt 0,276 und liegt somit genau innerhalb der für Ottomotoren üblichen Werte von $0,25 < \eta_e < 0,30$.⁸² Das bedeutet, dass der Motor die vom Kraftstoff zur Verfügung gestellte Energie effektiv (für Ottomotoren) in Nutzleistung umsetzt.

⁷⁷ C; Seite 47

⁷⁸ Siehe 5.3.1 Verdichtungsverhältnis

⁷⁹ C; Seite 47

⁸⁰ C; Seite 51

⁸¹ siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

⁸² C; Seite 51

5.3.2.3 Mechanischer Wirkungsgrad

„Jede Maschine hat Reibung! Dadurch ist die effektiv an der Welle messbare Leistung geringer, als die im inneren der Maschine abgegebene indizierbare Leistung.“⁸³
Der mechanische Wirkungsgrad wird mit 80% angenommen.⁸⁴

$$\eta_m = \underline{\underline{0,80}}$$

5.3.2.4 Innerer Wirkungsgrad

Der Innenwirkungsgrad gibt das Verhältnis von Innenleistung und im Kraftstoff zugeführter Wärmeleistung an.

$$\eta_i = \frac{P_i}{\Phi_z} \quad 85$$

P_i = Innenleistung

$$P_i = \frac{P_e}{\eta_m} \quad 86$$

P_e = effektive Motorleistung
= 128,9 kW⁸⁷

η_m = mechanischer Wirkungsgrad
= 0,8⁸⁸

$$P_i = \frac{128,9kW}{0,8} = \underline{\underline{161,13kW}}$$

Φ_z = Wärmeleistung des Kraftstoffs

$$\Phi_z = B \cdot H_u \quad [kW] \quad 89$$

B = Kraftstoffverbrauch (bei Nutzleistung)
= 40,2 $\left[\frac{kg}{h} \right]$ ⁹⁰

H_u = spezifischer Heizwert des Gemischs
= 42000 $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$ ⁹¹

$$\Phi_z = 40200 \frac{g}{h} \cdot 42000 \frac{kJ}{kg} \cdot \frac{kWh}{3600kJ} \cdot \frac{kg}{1000g} = \underline{\underline{469kW}}$$

$$\eta_i = \frac{161,13kW}{469kW} = \underline{\underline{0,34}}$$

Der Innenwirkungsgrad beträgt 0,34. D.h. es werden im Brennraum 34% der im Treibstoff zugeführten chemischen Energie in Leistung umgesetzt.

⁸³ Vorlesungsmitschrift VM1; WS 00/01; Prof. Dipl. Ing. Reinhard Winzer

⁸⁴ C; Seite 50

⁸⁵ C; Seite 50

⁸⁶ Vorlesungsmitschrift VM1; WS 00/01; Prof. Dipl. Ing. Reinhard Winzer

⁸⁷ siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

⁸⁸ siehe 5.3.2.3 Mechanischer Wirkungsgrad

⁸⁹ C; Seite 50

⁹⁰ siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

⁹¹ C; Seite 51

5.3.3 Mittlerer Kolbendruck

Der mittlere effektive Kolbendruck, welcher im Brennraum herrscht.

$$p_e = \frac{P_e}{V_h \cdot z \cdot n \cdot i} \quad [\text{bar}]^{92}$$

P_e = effektive Motorleistung

$$= \underline{128,9 \text{ kW}}^{93}$$

V_h = Hubraum eines Zylinders

$$= \underline{608,86 \text{ cm}^3}^{94}$$

z = Anzahl der Zylinder

$$= \underline{4}$$

n = Drehzahl bei Nennleistung

$$= \underline{6443 \text{ 1/min}}^{95}$$

i = Index (0,5 bei Viertaktmotor, 1 bei Zweitaktmotor)

$$= \underline{0,5}^{96}$$

$$p_e = \frac{128,9 \text{ kW} \cdot \text{min}}{608,86 \text{ cm}^3 \cdot 4 \cdot 6443 \cdot 0,5} = \frac{128,9 \cdot 1000 \text{ Nm} \cdot 100 \text{ cm} \cdot 60 \text{ s} \cdot \text{min}}{608,86 \text{ cm}^3 \cdot 4 \cdot 6443 \cdot 0,5 \cdot \text{s} \cdot 1 \text{ m} \cdot 1 \text{ min}} = 98,58 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = \underline{\underline{9,858 \text{ bar}}}$$

Der Wert von 9,858 bar für den mittleren effektiven Kolbendruck liegt im Bereich der zulässigen Werte für Personenwagenottomotoren ($7 \text{ bar} < p_e < 11 \text{ bar}$)⁹⁷ und ist somit in Ordnung.

5.3.4 Leistung

5.3.4.1 Effektive Leistung

Die effektive Leistung P_e (auch „Nutzleistung“ genannt) ist die Leistung, die an der Motorkupplung gemessen wird. Es existieren zwei verschiedene Normen zur Angabe der effektiven Leistung: Die DIN-Norm und die SAE-Norm. Bei der in Europa gültigen DIN-Norm wird die effektive Leistung eines Motors so ermittelt, wie der Motor später im Betrieb gefahren wird. Alle Nebenaggregate wie Lichtmaschine, Wasserpumpe werden vom Prüfling selbst angetrieben und auch die Ansaug- sowie die Abgasanlage entsprechen den Bedingungen im Auto. Wird die Leistung nach der SAE-Norm (hauptsächlich gültig in Nordamerika) ermittelt, so hat der Motor keine Nebenaggregate anzutreiben und Ansaug- sowie Abgasanlage müssen nicht unbedingt den Gegebenheiten im Auto entsprechen. Die SAE-Leistungsangabe fallen daher immer etwas höher aus, als die DIN-Leistungsangaben.

Bei der Studienarbeit wird die Leistung nach DIN ermittelt.

$$P_e = \underline{\underline{128,9 \text{ kW}}}^{98}$$

⁹² C; Seite 52

⁹³ siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

⁹⁴ siehe 5.3.1 Verdichtungsverhältnis

⁹⁵ siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

⁹⁶ E

⁹⁷ C; Seite 55

⁹⁸ siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

5.3.4.2 Innere Leistung

Die innere Leistung ist um die Reibleistung größer als die effektive Motorleistung.

$$P_i = \underline{161,13 \text{ kW}}^{99}$$

5.3.4.3 Hubraumleistung

Die Hubraumleistung ist die Nutzleistung des Motors bezogen auf seinen Hubraum.

$$P_l = \frac{P_e}{V_H} \left[\frac{\text{kW}}{\text{l}} \right]^{100}$$

P_e = Effektive Motorleistung
= 128,9 kW¹⁰¹

V_H = Hubraum des gesamten Motors

$$V_H = V_h \cdot z \quad [\text{cm}^3]$$

V_h = Hubraum eines Zylinders
= 608,86 cm³¹⁰²

z = Anzahl der Zylinder
= 4

$$V_H = 608,86 \text{ cm}^3 \cdot 4 = \underline{2435 \text{ cm}^3}$$

$$P_l = \frac{128,9 \text{ kW}}{2435 \text{ cm}^3} = 0,0529 \frac{\text{kW}}{\text{cm}^3} = \underline{\underline{52,93 \frac{\text{kW}}{\text{l}}}}$$

Dieser Wert liegt innerhalb der Erfahrungswerte für Personenwagen-Ottomotoren.¹⁰³

5.3.5 Hauptabmessungen

5.3.5.1 Hubraum

Da die Zylinderbohrungen im Zuge der Motorbearbeitung auf ein Übermaß neu gebohrt wurden, soll hier noch mal eine Genaubestimmung des tatsächlich vorhandenen Hubraums erfolgen. Die Berechnung erfolgte schon in 5.3.4.3 Hubraumleistung.

Der Gesamthubraum V_H beträgt 2435 cm³.¹⁰⁴

5.3.5.2 Mittlere Kolbengeschwindigkeit

Der Hub wurde erhöht und die Nenndrehzahl gesteigert. Somit ergibt sich eine neue, höhere mittlere Kolbengeschwindigkeit, die es zu überprüfen gilt.

$$c_m = 2 \cdot H \cdot n \approx c_{m_{zul}} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]^{105}$$

⁹⁹ siehe 5.3.2.4 Innerer Wirkungsgrad

¹⁰⁰ C; Seite 50

¹⁰¹ siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

¹⁰² siehe 5.3.1 Verdichtungsverhältnis

¹⁰³ C; Seite 50

¹⁰⁴ siehe 5.3.4.3 Hubraumleistung

¹⁰⁵ C; Seite 55

- c_m = Mittlere Kolbengeschwindigkeit
 H = Kolbenhub eines Zylinders
 = 85 mm (gemessen)
 n = Nenndrehzahl
 = 6443 1/min¹⁰⁶
 $c_{m\text{ zul}}$ = Zulässige mittlere Kolbengeschwindigkeit
 = 10 – 17 m/s¹⁰⁷

$$c_m = 2 \cdot 0,085\text{m} \cdot 6443 \frac{1}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60\text{s}} = 18,255 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Die vorhandene mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 18,255 \text{ m/s}$ ist geringfügig größer als die in der Literatur vorgeschlagenen Werte für Personenwagen mit serienmäßigen Otto-Viertakt-Motoren von 10 bis $17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.¹⁰⁸

Da es sich beim Versuchsobjekt jedoch um einen „Sportmotor“ handelt, der im Zuge seiner Überarbeitung einige Modifikationen zur Erhöhung der Drehzahlfestigkeit erfahren hat¹⁰⁹, ist der Wert für die mittlere Kolbengeschwindigkeit als zulässig einzustufen.

¹⁰⁶ siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

¹⁰⁷ C; Seite 55

¹⁰⁸ C; Seite 55

¹⁰⁹ siehe 5.2.2 Erhöhen der Drehzahlfestigkeit / Anheben der Drehzahlgrenze

5.4 Berechnung einzelner Bauteile

5.4.1 Ventile

5.4.1.1 Strömungsgeschwindigkeit am Ventilteller

$$w_m = c_m \frac{D^2}{4 \cdot d \cdot h_{\max} \cdot \cos \sigma} \quad {}^{110}$$

- w_m = Strömungsgeschwindigkeit
 c_m = mittlere Kolbengeschwindigkeit
= 18,255 m/s ¹¹¹
 D = Durchmesser der Zylinderbohrung
= 95,50 mm (gemessen)
 d = Ventiltellerdurchmesser
 h_{\max} = maximaler Ventilhub
= 11,8 mm ¹¹²
 σ = Ventilsitzwinkel
= 45° (gemessen)

Strömungsgeschwindigkeit für verwendetes Einlassventil 45 mm:

$$w_{m_E} = 18,255 \frac{m}{s} \cdot \frac{95,50^2 mm^2}{4 \cdot 45 mm \cdot 11,8 mm \cdot \cos 45^\circ} = \underline{\underline{149,21 \frac{m}{s}}}$$

Strömungsgeschwindigkeit für verwendetes Auslassventil 40 mm:

$$w_{m_A} = 18,255 \frac{m}{s} \cdot \frac{95,50^2 mm^2}{4 \cdot 40 mm \cdot 11,8 mm \cdot \cos 45^\circ} = \underline{\underline{167,87 \frac{m}{s}}}$$

Zum Vergleich die Strömungsgeschwindigkeiten der ebenfalls in Betracht gezogenen größeren Ventile 46/41 mm:

Strömungsgeschwindigkeit für alternatives Einlassventil 46 mm:

$$w_{m_E} = 18,255 \frac{m}{s} \cdot \frac{95,50^2 mm^2}{4 \cdot 46 mm \cdot 11,8 mm \cdot \cos 45^\circ} = \underline{\underline{145,96 \frac{m}{s}}}$$

Strömungsgeschwindigkeit für alternatives Auslassventil 41 mm:

$$w_{m_A} = 18,255 \frac{m}{s} \cdot \frac{95,50^2 mm^2}{4 \cdot 41 mm \cdot 11,8 mm \cdot \cos 45^\circ} = \underline{\underline{163,77 \frac{m}{s}}}$$

Die ausgewählten, kleineren Ventile erzeugen im Ventilquerschnitt eine höhere Strömungsgeschwindigkeit. Daraus resultieren eine bessere Füllung und ein verbessertes Drehmoment im unteren Drehzahlbereich.

¹¹⁰ C; Seite 137

¹¹¹ siehe 5.3.5.2 Mittlere Kolbengeschwindigkeit

¹¹² siehe 5.4.2 Nockenwelle

5.4.1.2 Ventilquerschnitte

Der Ventilquerschnitt ist eigentlich kein Querschnitt, sondern eine Kegelstumpfmantelfläche.

Da die Berechnung einer solchen Fläche jedoch sehr aufwändig ist, wird die Öffnungsfläche des Ventils vereinfacht als eine Zylindermantelfläche angenommen.

Auch beinhaltet die Formel zur Berechnung dieser Fläche keine Drossel- und Umlenkungsverluste.

$$A_V = \pi \cdot d \cdot h \cdot \cos \sigma \quad ^{113}$$

- A_V = Mantelfläche bzw. Ventilquerschnitt
- d = Ventiltellerdurchmesser
- h = Ventilhub
= 11,8 mm
- σ = Ventilsitzwinkel
= 45°

Ventilquerschnitt am Einlassventil:

$$A_{V_{E \max}} = \pi \cdot 45 \text{ mm} \cdot 11,8 \text{ mm} \cdot \cos 45^\circ = \underline{\underline{876,34 \text{ mm}^2}}$$

Ventilquerschnitt am Auslassventil:

$$A_{V_{A \max}} = \pi \cdot 40 \text{ mm} \cdot 11,8 \text{ mm} \cdot \cos 45^\circ = \underline{\underline{778,96 \text{ mm}^2}}$$

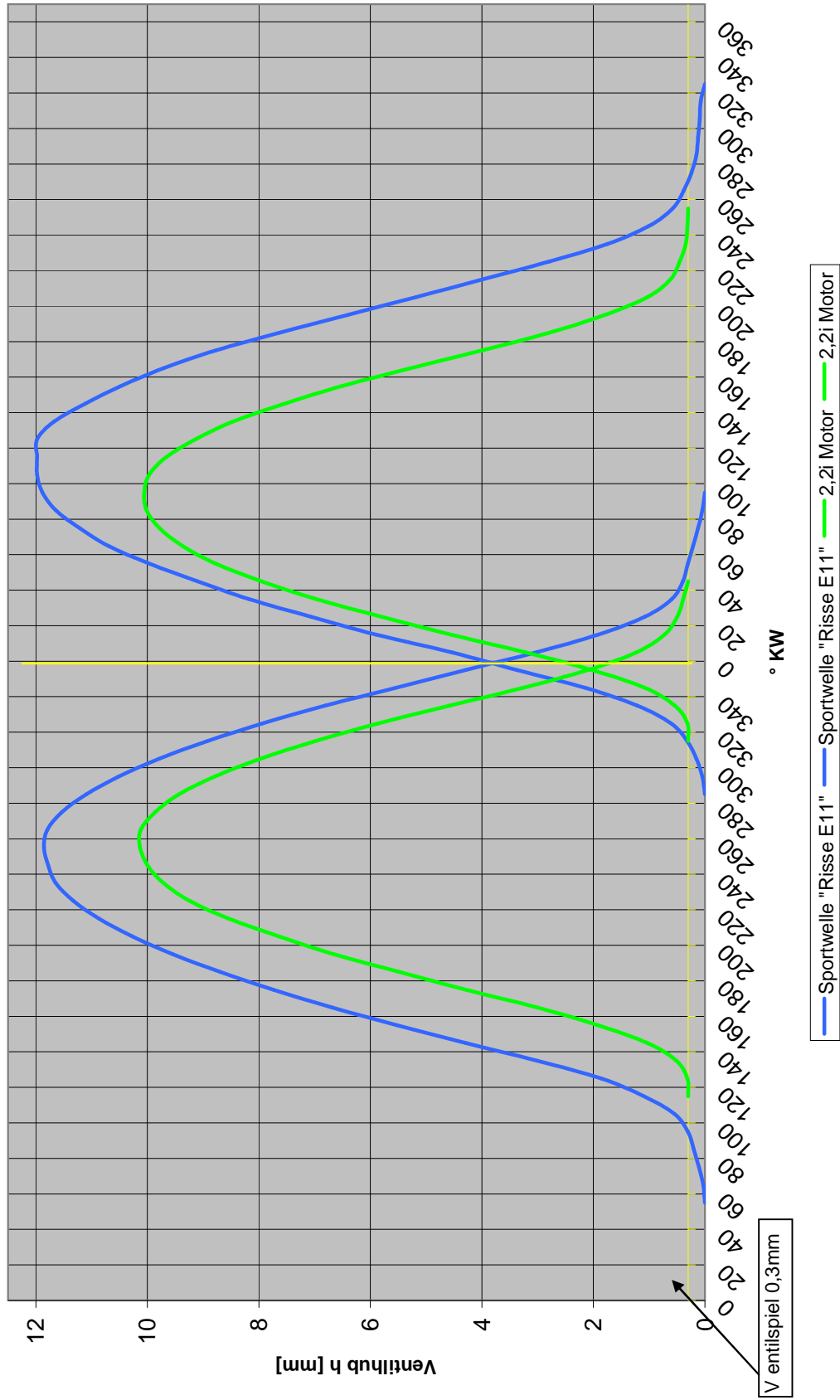
5.4.2 Nockenwelle

Es ist eine 308° Nockenwelle (Typbezeichnung: E11) der Firma Risse Motorsport im geprüften Motor verbaut. Diese wurde vom Geschäftsführer der Firma Risse, welcher über langjährige Erfahrung im Motorsport mit den Opel – CIH – Motoren verfügt, empfohlen. Sie weist eine Spreizung von 107,5°, einen maximalen Ventilhub von 11,86 mm am Auslass und 11,98 mm am Einlass auf. Der Ventilhub in OT beträgt 3,02 mm am Auslass und 4,54 mm am Einlass.¹¹⁴

¹¹³ C; Seite 138

¹¹⁴ Siehe 5.4.2-3 Nockenwellendaten Serie 2.2i / Risse E11

Nockenerhebungskurven Opel CIH original 2.2i / Tuning Risse E11



5.4.2-1 Nockenerhebungskurve¹¹⁵

¹¹⁵ Wertetabelle zu diesen Kurven siehe 5.4.2-2 Nockenwellenmesswerte

	Winkel der Wellen		Serienwelle "M"				Sportwelle "Risse E11"			
			2,2i Motor							
			GM R 90 098 582; 8469							
			Auslass		Einlass		Auslass		Einlass	
KW	Nocke	Nocke	Ventil	Nocke	Ventil	Nocke	Ventil	Nocke	Ventil	
[Grad]	[Grad]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	
Kipphebelverhältnis			1,52		1,520		1,52		1,520	
OT	0	180								
	10	185								
	20	190								
	30	195								
	40	200								
	50	205					0,00	0,00		
	60	210					0,02	0,03		
	70	215					0,07	0,11		
	80	220					0,13	0,20		
	90	225					0,20	0,30		
	100	230					0,36	0,55		
	110	235	0,00	0,30			0,72	1,09		
	120	240	0,01	0,32			1,22	1,85		
	130	245	0,14	0,51			1,98	3,01		
	140	250	0,48	1,03			2,82	4,29		
	150	255	1,07	1,93			3,64	5,53		
	160	260	1,78	3,01			4,40	6,69		
	170	265	2,62	4,28			5,09	7,74		
UT	180	270	3,41	5,48			5,72	8,69		
	190	275	4,18	6,65			6,28	9,55		
	200	280	4,83	7,64			6,76	10,28		
	210	285	5,42	8,54			7,15	10,87		
	220	290	5,88	9,24			7,45	11,32		
	230	295	6,19	9,71			7,66	11,64		
	240	300	6,38	10,00			7,75	11,78		
	250	305	6,47	10,13			7,80	11,86		
	260	310	6,46	10,12			7,76	11,80		
	270	315	6,29	9,86			7,59	11,54		
	280	320	6,01	9,44			7,30	11,10	0,00	0,00
	290	325	5,59	8,80			6,92	10,52	0,03	0,05
	300	330	5,05	7,98			6,44	9,79	0,10	0,15
	310	335	4,40	6,99	0,00	0,30	5,87	8,92	0,21	0,32
	320	340	3,66	5,86	0,01	0,32	5,22	7,93	0,40	0,61
	330	345	2,81	4,57	0,16	0,54	4,48	6,81	0,80	1,22
	340	350	1,95	3,26	0,51	1,08	3,65	5,55	1,41	2,14
	350	355	1,18	2,09	1,14	2,03	2,82	4,29	2,22	3,37
OT	0	0	0,61	1,23	1,92	3,22	1,99	3,02	2,99	4,54
	10	5	0,28	0,73	2,80	4,56	1,26	1,92	3,88	5,90
	20	10	0,13	0,50	3,62	5,80	0,71	1,08	4,65	7,07
	30	15	0,06	0,39	4,39	6,97	0,39	0,59	5,38	8,18
	40	20	0,00	0,30	5,04	7,96	0,26	0,40	5,99	9,10
	50	25			5,58	8,78	0,20	0,30	6,56	9,97
	60	30			5,97	9,37	0,14	0,21	7,04	10,70
	70	35			6,24	9,78	0,08	0,12	7,38	11,22
	80	40			6,39	10,01	0,03	0,05	7,66	11,64
	90	45			6,42	10,06	0,00	0,00	7,82	11,89
	100	50			6,36	9,97			7,88	11,98
	110	55			6,16	9,66			7,88	11,98

	120	60			5,81	9,13			7,88	11,98
	130	65			5,37	8,46			7,68	11,67
	140	70			4,76	7,54			7,31	11,11
	150	75			4,08	6,50			6,89	10,47
	160	80			3,28	5,29			6,39	9,71
	170	85			2,43	3,99			5,77	8,77
UT	180	90			1,64	2,79			5,02	7,63
	190	95			0,98	1,79			4,21	6,40
	200	100			0,48	1,03			3,41	5,18
	210	105			0,21	0,62			2,63	4,00
	220	110			0,10	0,45			1,84	2,80
	230	115			0,03	0,35			1,15	1,75
	240	120			0,01	0,32			0,66	1,00
	250	125			0,00	0,30			0,38	0,58
	260	130							0,25	0,38
	270	135							0,16	0,24
	280	140							0,10	0,15
	290	145							0,08	0,12
	300	150							0,06	0,09
	310	155							0,05	0,08
	320	160							0,00	0,00
	330	165								
	340	170								
	350	175								
OT	360	180								

5.4.2-2 Nockenwellenmesswerte

Nockenwellendaten Opel CIH Motor														
	Kennung:	Kennzeichnung auf der Welle:	Stößel:	Einlass öffnet vor OT [°KW]:	Einlass schliesst nach UT [°KW]:	Einlass öffnet nach UT [°KW]:	Auslass öffnet (Dauer) [°KW]:	Auslass öffnet vor UT [°KW]:	Auslass schliesst nach OT [°KW]:	Überschneidung [°KW]:	Spreizung [°KW]:	Spreizung [°NW]:	Ventilhub [mm]:	Ventilhub in OT [mm]:
2.2i	M		Hydro	22	80	282	64	34	278	56	112,0	224,0	A: 9,83 E: 9,75	Prüfung: Welle aus einem E-Rekord Bj. 86; Motor hatte auf Prüfstand volle Leistung; Welle optisch i.O.; Messung durchgeführt von Matthias
Risse E11	E11	0	Mechanisch	75	130	308	120	80	308	155	107,5	215,0	A: 11,86 E: 11,98	3,7 Prüfung: Welle der Firma Risse Zustand neuwertig; Messung durchgeführt von Matthias

5.4.2-2 Nockenwellendaten Serie 2.2i / Risse E11

6 Das Auto

Nach Fertigstellung wird der Motor in einem Opel Kadett B 1700, 4-türige Limousine, Baujahr 1970 eingebaut.¹¹⁶ Fahrzeuge dieses Modells wurden serienmäßig mit Motoren der CIH - Baureihe in den Hubraumversionen 1700 cm³ und 1900 cm³ (beide mit Vergaser) ausgestattet. Das Leergewicht wird voraussichtlich 900 kg betragen, womit sich mit der angepeilten Leistung P_e von 130 kW ein Leistungsgewicht von rund 7 kg pro kW ergibt.



Bild 6-1 Opel Kadett B 1700

¹¹⁶ Siehe Bild 6-1 Opel Kadett B 1700

7 Prüfstand und Messtechnik

Der Motorenprüfstand der Fachhochschule Wiesbaden ist mit einer Wirbelstrombremse des Typs „W150“ der Firma „Schenck“ ausgestattet.^{117, 118, 119, 120}

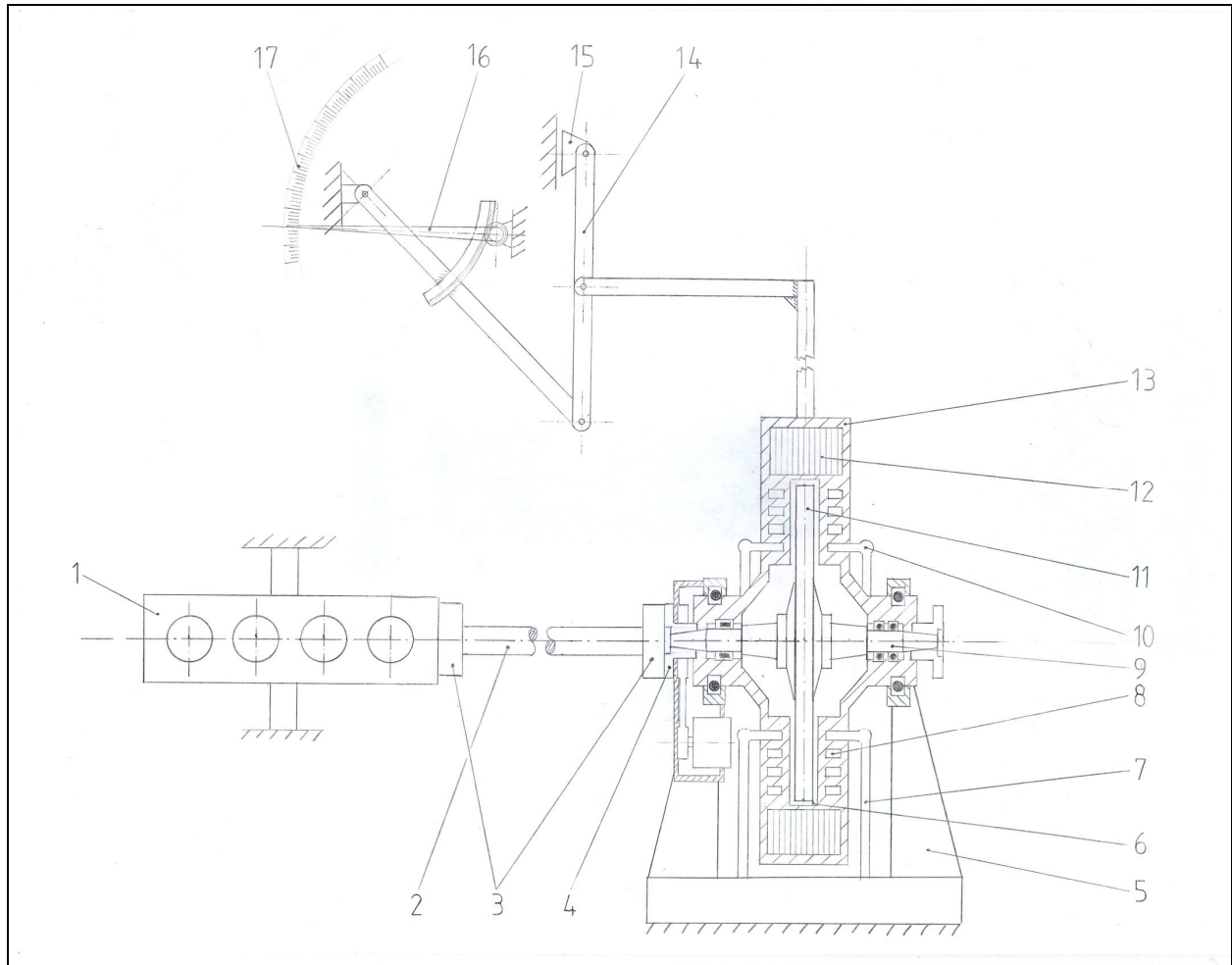


Bild 7-1 Funktionsschema Wirbelstrombremse

Teilleiste zu Bild 7-1:

- | | |
|--------------------|------------------------|
| 1 Prüfling (Motor) | 10 Wasserkühlung |
| 2 Antriebswelle | 11 Polscheibe |
| 3 Hardyscheiben | 12 Erregerwicklung |
| 4 Anschlussflansch | 13 Gehäuse |
| 5 Gestell | 14 Betätigungsgestänge |
| 6 Luftspalt | 15 Gleitlagerung |
| 7 Wasserkühlung | 16 Zeiger |
| 8 Kühlkammern | 17 Skala |
| 9 Bremsenwelle | |

(Bemerkung: Anzeigeverbund an Trennstelle um 90° geg. Uhrzeigersinn gedreht)

¹¹⁷ Siehe Bild 7-1 Funktionsschema Wirbelstrombremse

¹¹⁸ Siehe Bild 7-2 Foto: Wirbelstrombremse

¹¹⁹ Siehe Bild 7-3 Foto: Übertragungsmechanismus der Drehmomentwaage

¹²⁰ Siehe Bild 7-4 Foto: Mechanik der Anzeigenskala

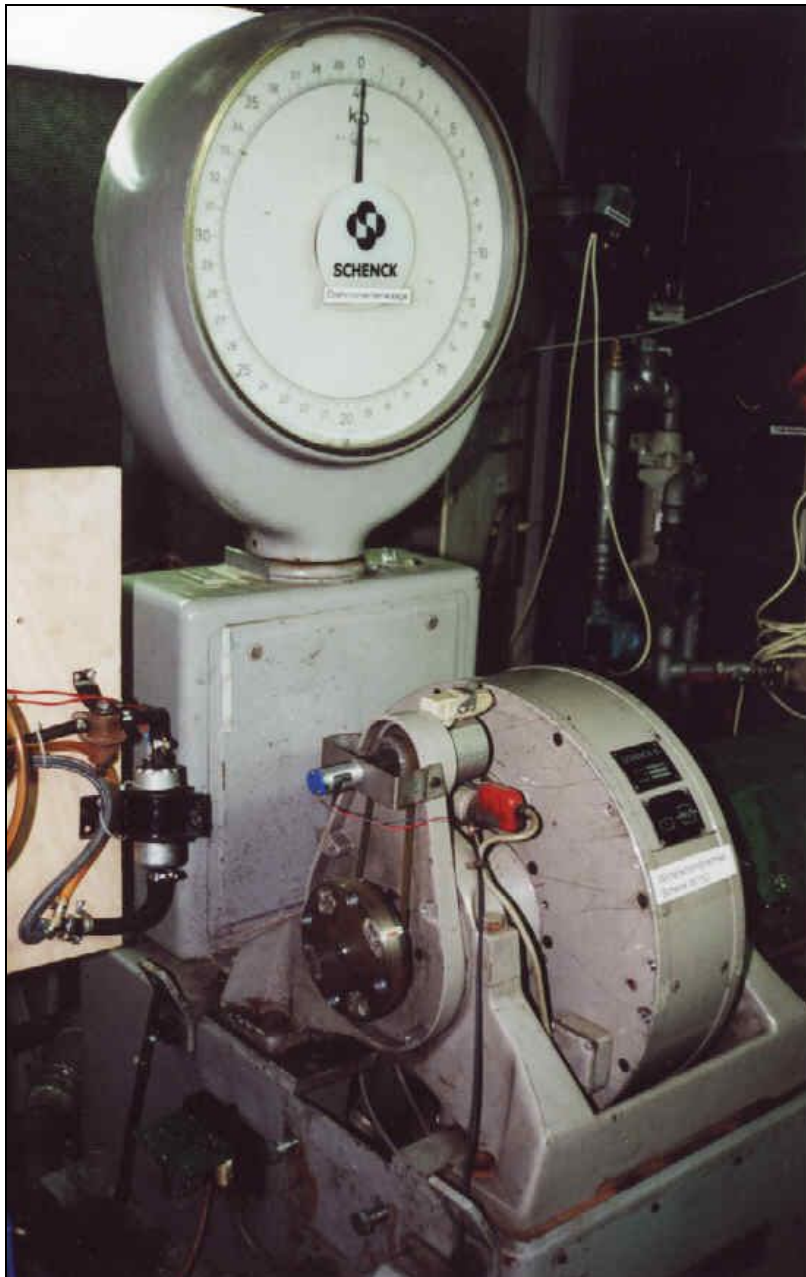


Bild 7-2 Foto Wirbelstrombremse

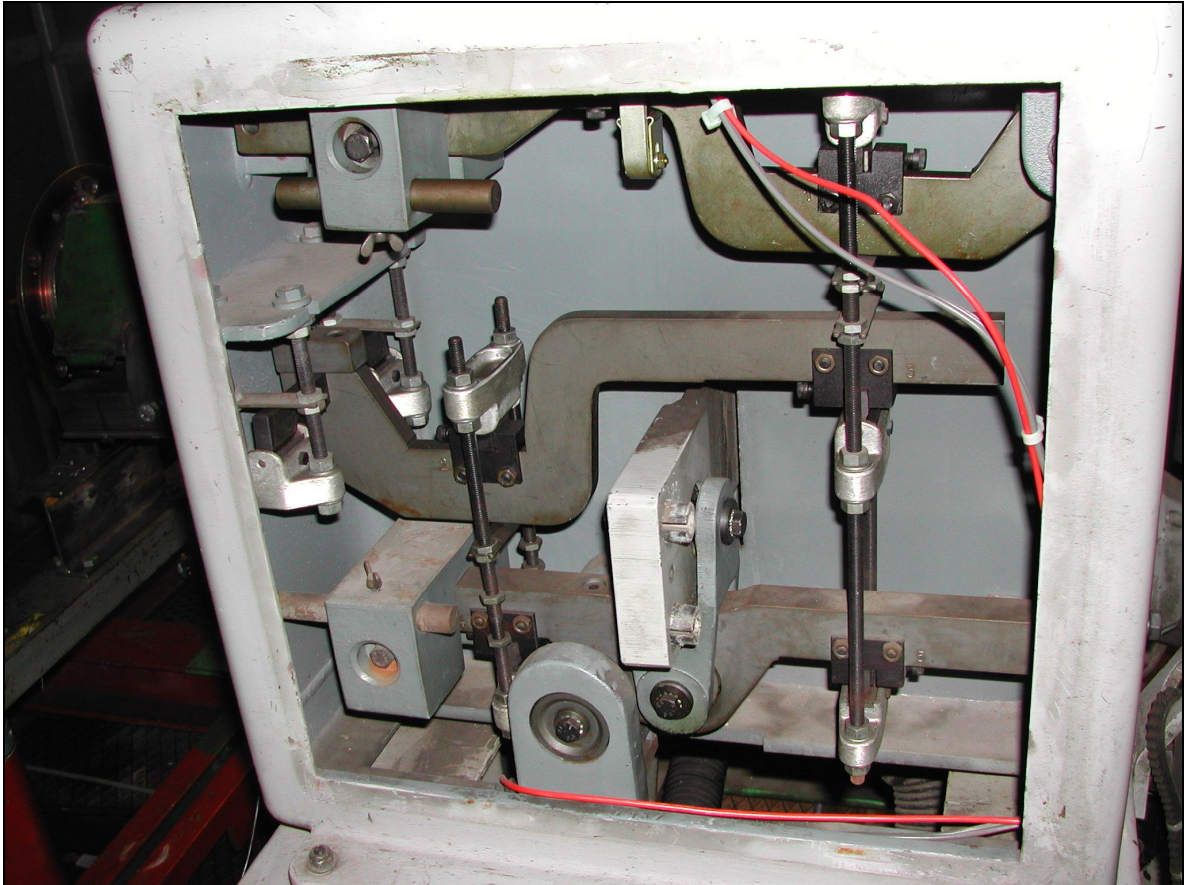


Bild 7-3 Foto: Übertragungsmechanismus der Drehmomentwaage

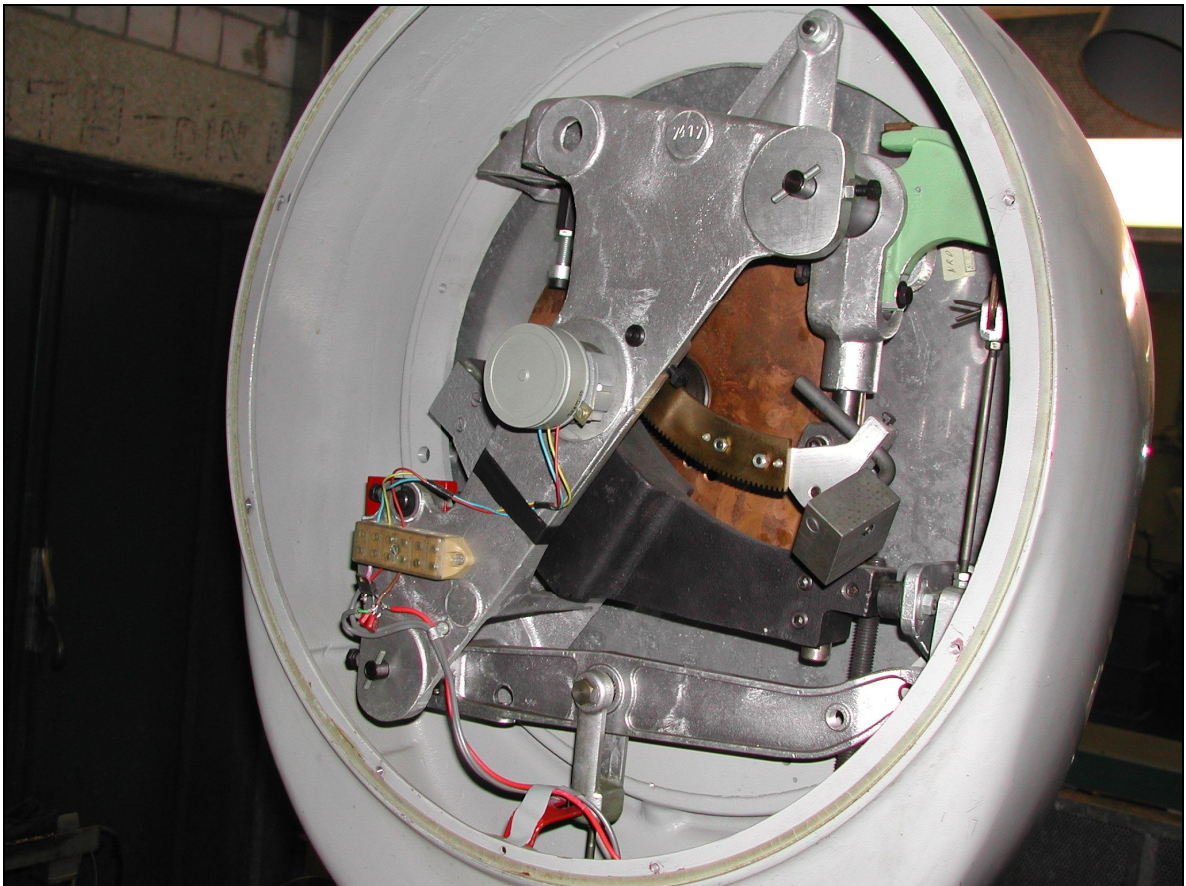


Bild 7-4 Foto: Mechanik der Anzeigenskala

Diese Wirbelstrombremse wird von einem separaten Raum aus mittels eines PC (iMac) angesteuert. Die Ansteuerung der Bremse über den Computer hat den Vorteil, dass neben dem Ausgang zur Steuerung der Bremse noch ein Ausgang zur Ansteuerung der Drosselklappe des Motors und 32 mögliche Eingänge für analoge und/oder digitale Eingangssignale zur Verfügung stehen. Diese Vielfalt an Eingängen wird durch die zwischen PC und Prüfstandsraum zwischengeschalteten „Easydaqs“ ermöglicht. Hierbei handelt es sich um Messkarten. Die beiden Easydaqs sammeln alle Eingangssignale und geben sie über eine USB-Leitung an den iMac weiter. Jedes Easydaq verfügt über 1 analogen Ausgangs- und 16 Eingangskanäle. Die Eingangsspannung darf jedoch 5 Volt nicht überschreiten. Die von den Easydaqs an den Computer übermittelten Informationen werden dort mit einer Mess- und Steuerungssoftware namens „G-Lab“ verarbeitet. Soll der Eingang der Messkarte digital genutzt werden, so wird jede Eingangsspannung unter 1 V als „0“ und jede Spannung über 1 V als „1“ ausgegeben. Bei analoger Nutzung des Eingangssignals rechnet der PC mit dem Zahlenwert der tatsächlich vorhandenen Spannung. Es stehen verschiedene Aktuatoren (Schalter, Taster, Schieberegler), Berechnungsglieder (Kalkulationsglieder, Vergleicher, Pulsatoren), Anzeigeglieder (Digitalanzeige, Zeigerinstrument, Diagramm, Balkenanzeige), Warneinrichtungen (akustisch/optisch) und Aufzeichnungsglieder (Endlosdiagramm, „Log-Funktion“) zur Verfügung. Mit Hilfe dieser Optionen lassen sich die Eingangssignale mathematisch in die gewünschte Form bringen. Aus einer Eingangsspannung von 1,5 V kann zum Beispiel eine Drehzahl von 2000 min^{-1} generiert und dem Benutzer angezeigt werden.¹²¹

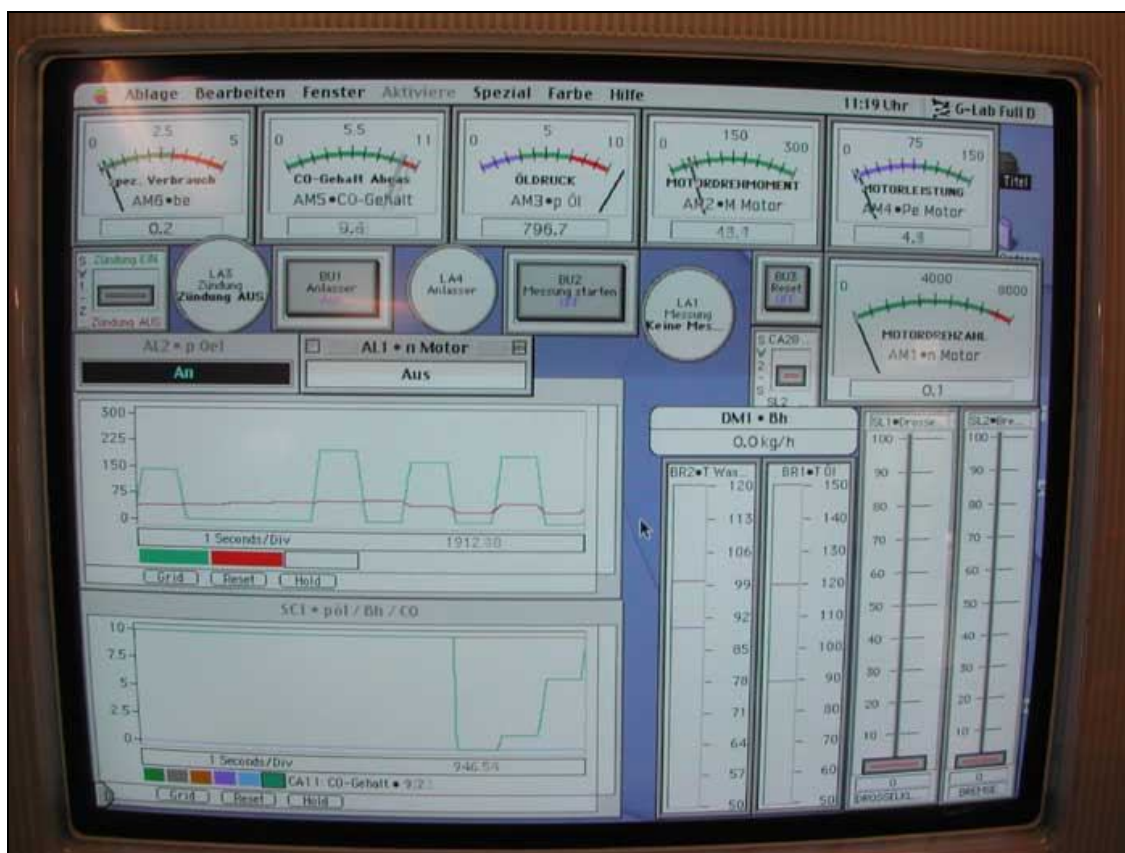


Bild 7-5 Foto: Benutzeroberfläche G-Lab

¹²¹ Siehe Bild 7-5 Foto: Benutzeroberfläche G-Lab

Die Ansteuerung der Drosselklappe des Motors geschieht mit Hilfe eines Tempomatmotors.¹²²

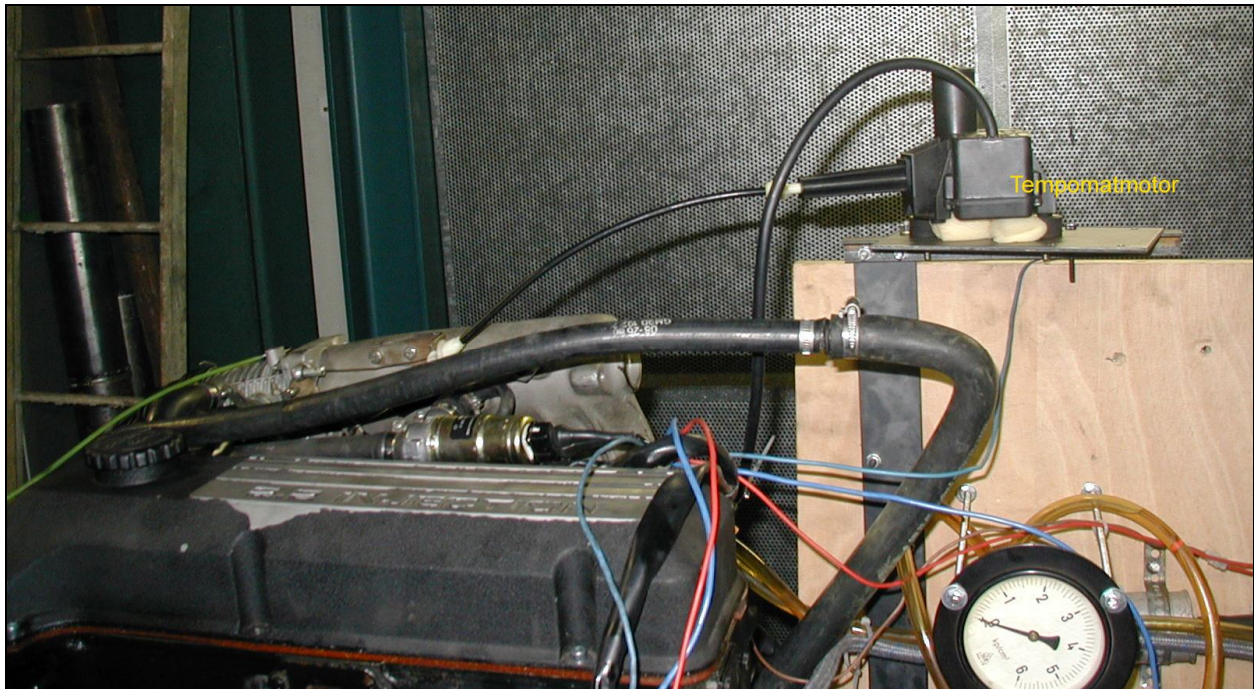


Bild 7-6 Foto: Tempomatmotor

Dieser bekommt von der Messkarte ein Spannungssignal, welches er mittels Elektromotor in eine translatorische Bewegung seines Zugseiles umsetzt. Dieses Zugseil ist am Gasgestänge des Motors befestigt und zieht die Drosselklappe auf. Deren Rückstellung erfolgt über Federkraft.

Die Wirbelstrombremse setzt die an sie gesendete Steuerspannung, mittels Erregerwicklungen im Gehäuse der Bremse, in Wirbelströme um. Diese bremsen das vom Ottomotor angetriebene Polrad auf eine bestimmte Drehzahl ein. Überschüssige Kraft, die vom Prüfling in die Wirbelstrombremse eingespeist wird, schlägt sich dadurch nicht mehr in einer Erhöhung der Drehzahl, sondern in einer Erhöhung des Drehmoments nieder. Der Motor kann so bei konstanter Drehzahl in unterschiedlichen Lastzuständen bewegt werden. Als Beispiel sei hier eine konstante Drehzahl von 3000 min^{-1} bei voll geöffneter Drosselklappe erwähnt. Das über das Magnetfeld auf das Gehäuse übertragene Drehmoment wird mittels eines Hebels, der die Drehmomentwaage beaufschlagt, gemessen. Die in die Bremse eingeleitete Leistung bleibt ungenutzt, wird in Wärme umgewandelt und über das Kühlwasser abgeführt. Im Gegensatz zu einer Gleichstrombremse kann die Wirbelstrombremse den Motor nicht antreiben. Eine Messung der inneren Reibleistung und eine Bestimmung des daraus resultierenden inneren Wirkungsgrades kann somit nicht erfolgen.

Das in die Drehmomentwaage eingeleitete Moment wird über einen Hebel in eine Kraft gewandelt. Diese wird mechanisch auf eine analoge Rundskala übertragen. Dort wird die anliegende Kraft mittels eines Zeigers in der veralteten Einheit Kilopond angezeigt. 1 kp entspricht 9,81 N. Mit der bekannten Hebellänge der Waage lässt sich mit der angezeigten Kraft das Drehmoment berechnen. Die Leistung P_e des Motors lässt sich

¹²² Siehe Bild 7-6 Foto: Tempomatmotor

direkt mit dem Wert der Analoganzeige und der Drehzahl, bei der diese Kraft generiert wird, berechnen. Die Formel hierzu lautet:

$$P_e = \frac{F \cdot n}{1000} \quad [PS] \quad ^{123}$$

Leider liegt das Ergebnis auch hier in einer veralteten Dimension vor, der „Pferdestärke“. Um die gemessene Kraft F in den Steuer-PC zu bekommen, ist an der Drehachse des analogen Zeigers der Waage ein Drehpotentiometer angeschlossen. Dieses wird mit einer Spannung von 5 V versorgt. Da die Messkarten keine Spannungen größer 5 V vertragen, werden diese 5 V mit Hilfe eines Spannungskonstanters sichergestellt. Der Konstanter wird über die 12 V Autobatterie, von der der gesamte Prüfstand versorgt wird, gespeist. Das Potentiometer ändert diese 5 V Versorgungsspannung durch seinen veränderlichen Widerstand in eine Ausgangsspannung im Bereich 0 – 4 V. Wobei 0 V einer Kraft von 0 kp (0 N) und 4 V einer Kraft von 40 kp (392,4 N) entspricht und an die Messkarte weitergeleitet wird. Im Mess-PC angekommen wird das Spannungssignal mit einem Faktor multipliziert und so in einen Wert für das anliegende Motordrehmoment gewandelt. Mit der Formel

$$P_e = \frac{M \cdot n}{9550} \quad [kW] \quad ^{124}$$

rechnet der PC anschließend die Motorleistung P_e in Kilowatt aus. Den hierfür nötigen Wert für die Drehzahl bekommt der PC von der Wirbelstrombremse in form eines motordrehzahlveränderlichen Spannungssignals, welches ebenfalls mit einem Faktor multipliziert den Wert für die tatsächliche Motordrehzahl ergibt.

Der Verbrauch des Motors (B [g/h]) wird mit einem Durchflussmengenmesser der Firma Danfoss, Typ Massflo 2100, ermittelt. Der Durchflussmengenmesser gibt ebenfalls ein analoges Spannungssignal an den Mess-Computer weiter. Dort wird es mit Hilfe eines Umrechnungsfaktors in den reellen Verbrauchswert umgewandelt. Der spezifische Verbrauch b_e wird anschließend mit folgender Formel errechnet:

$$b_e = \frac{B}{P_e} \quad \left[\frac{g}{kWh} \right] \quad ^{125}$$

Die Kühlwassertemperatur wird mit einem temperaturveränderlichen Widerstand und einer entsprechenden Schaltung am Motor abgenommen. Hierfür wurde eine Aluminiumscheibe passgenau in einen Froststopfen des Motors eingesetzt.¹²⁶

¹²³ Aufdruck auf Zifferblatt der Drehmomentwaage

¹²⁴ E

¹²⁵ C; Seite 51

¹²⁶ siehe Bild 7-7 Foto: Temperaturfühler

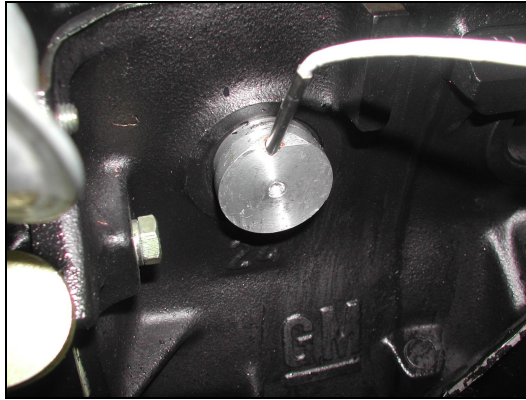


Bild 7-7 Foto: Temperaturfühler

Das zu messende Kühlwasser befindet sich so nur durch das dünne Material des Froststopfens von dem Aluminium getrennt. In der Aluminiumscheibe ist der Temperaturfühler in eine Bohrung eingesteckt. Die Öltemperatur und der Öldruck zur Kontrolle des Motorzustandes werden mit Hilfe zweier analoger Zeigerinstrumente außerhalb des Mess-PCs angezeigt.

Der CO-Gehalt des Abgases zur Bestimmung der Gemisch- und Abgaszusammensetzung wird mit einem separaten CO-Messgerät sondiert und direkt am Gerät digital angezeigt. Es handelt sich hierbei um ein Messgerät, welches z.B. auch bei einer Abgassonderuntersuchung (ASU) Verwendung findet. Es saugt mit Hilfe einer integrierten Pumpe das Abgas des Motors über eine Sonde im Abgassystem an.

Der Motor ist ohne Getriebe, mittels der originalen vorderen Motorhalter und einer selbstgebauten Traverse (getriebeseitig) auf einem Metallgestell vor die Wirbelstrombremse fest montiert. Das originale Schwungrad ist so modifiziert, dass es als Aufnahme und gleichzeitig Zentrierung einer Adapterplatte dient. Diese Adapterplatte ist notwendig um die Stahlwelle montieren zu können, die als Verbindung zur Wirbelstrombremse fungiert. Die Welle ist an beiden Enden mit einer Hardyscheibe versehen um eventuelle Ungenauigkeiten in der Flucht Motorausgang/Bremseneingang auszugleichen.

8 Messung

Der Prüfling wird zunächst in serienmäßigem Zustand, mit einer Laufleistung von c.a. 150.000 km, innerlich komplett gereinigt und neu abgedichtet, auf den Motorprüfstand der FH-Wiesbaden montiert. Dort wird seine Leistung, sein Verbrauch und sein Abgasverhalten ermittelt und notiert. Ist dies geschehen wird der Motor wieder vom Prüfstand genommen und nach dem Lastenheft¹²⁷ verändert.

Anschließend wird er ein zweites mal auf den Prüfstand montiert. Dort wird der Motor zuerst grob eingestellt und eingefahren. Das Einfahren wird nötig sein, da der Ventiltrieb, Lager, Kolben und Kolbenringe als Neuteile zum Einsatz kommen, und die Zylinderbohrungen neu gebohrt und gehohnt werden. Das Einfahren wird mit einer Füllung qualitativ schlechtem Motoröl in Angriff genommen, damit sich zwischen den Reibpartnern ein etwas höherer Abrieb einstellt. Dadurch „schleifen“ sich die Komponenten schneller „ein“. Das Einfahren geschieht zunächst durch einen mehrstündigen Lauf bei Leerlaufdrehzahl. Anschließend wird das Motorenöl durch einen Feinfilter abgelassen. Der Filter dient zum Auffangen von eventuell vorhandenen größeren Abrieb- oder sonstigen Stücken. Durch Begutachtung der Filterrückstände lassen sich Rückschlüsse auf den Zustand des Motors ziehen. Als zweite Einfahrstufe wird der Motor ebenfalls mit dem minderwertigen Öl, diesmal unter wechselnden Drehzahlen und Lastzuständen, gefahren. Wobei zu beachten ist, daß die Last 70% und die Drehzahl etwa 4000 1/min nicht übersteigt. Nach dem abermals notwendigen Öl- und Filterwechsel, diesmal wird ein hochwertigeres 10W40 Öl eingefüllt, und einer Kontrolle des Ventilspiels und der Kompression sollte der Motor ausreichend auf die anstehenden Vollastmessungen vorbereitet sein. Nach dem Einfahrvorgang wird der Motor auf den bestmöglichen Kompromiss zwischen höchster Leistung, gutem Abgasverhalten und günstigem Verbrauch feinabgestimmt, wobei klar ist, dass eine endgültige Einstellung nur vernünftig erfolgen kann, wenn der Motor im Auto eingebaut ist und dieses auf einem Rollenprüfstand zur Verfügung steht. Denn im Auto wird eine komplett andere Abgasanlage und ein wesentlich leichteres Schwungrad zum Einsatz kommen.

Für die Leistungsmessung selbst wird eine „automatische Rampe“ im Messprogramm G-Lab erstellt. Es wird die Drosselklappe automatisch voll geöffnet und mittels eines Zeitgliedes gleichzeitig begonnen die Bremse kontinuierlich zu öffnen, d.h. die Drehzahl zu steigern. Dies geschieht bis zu einer festgelegten Maximaldrehzahl. Ist diese erreicht wird die Drosselklappe automatisch geschlossen und die Bremse geöffnet. Auf diese Weise sind wiederhol- und vergleichbare Messdurchläufe möglich. G-Lab zeichnet die Messwerte auf und legt für jede Messung automatisch eine Datei mit den aufgezeichneten Messwerten an. Diese Daten können mit Microsoft Excel in eine Tabelle konvertiert werden. Das Ergebnis ist unter: „8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2,4“ zu sehen.

Das Verbrauchskennfeld wird ebenfalls mit Hilfe einer solchen Automatik erfahren. Hierbei durchläuft der Motor verschiedene Drehzahlstufen, wobei er auf jeder Stufe mit von 0% - 100% geöffneter Drosselklappe gefahren wird. Nach der Konvertierung in Excel erhält man eine Tabelle gemäß „8.2-3 Messung Verbrauchskennfeld Opel CIH 2.4“.

¹²⁷ Siehe 3 Lastenheft

Mit den Werten dieser Tabelle wird das Muscheldiagramm¹²⁸ des Verbrauchskennfeldes erstellt. Hierzu werden aus der Tabelle „8.2-3 Messung Verbrauchskennfeld Opel CIH 2.4“ die Werte für den spezifischen Verbrauch b_e über dem Drehmoment M aufgetragen. Daraus entsteht „8.2-4 Diagramm Moment über Verbrauch zur Ermittlung des Verbrauchskennfeldes“. In diesem Diagramm 8.2-4 werden die Schnittpunkte der horizontal verlaufenden Linien der verschiedenen Werte für b_e mit den Drehzahlkurven manuell abgenommen und in Tabelle „8.2-5 Tabelle Drehmoment im Verhältnis zu spezifischem Verbrauch und Drehzahl zur Ermittlung des Verbrauchskennfeldes“ festgehalten.

Aus Tabelle 8.2-5 bekommt man für jedes b_e die Schnittpunkte von Drehmoment M über der Drehzahl n . Das Verbinden der Punkte in Form eines Muscheldiagramms erfolgt von Hand. Es entsteht das Verbrauchskennfeld „8.2-6 Verbrauchskennfeld Opel CIH 2.4“.

8.1 Messwerte „Motor 1“

Leider hat die Prüfstandstechnik den geplanten Ablauf dieser Studienarbeit stark beeinträchtigt.¹²⁹

Für Motor 1 konnte deshalb keine Leistungsmessung und kein Verbrauchskennfeld messtechnisch erfasst werden. Zum Vergleich mit Motor 2 müssen deshalb die Leistungsangaben des Herstellers für diesen Motortyp herangezogen werden.

Diese betragen:

$$P = 85kW \text{ bei } 4800 \frac{1}{\text{min}} \quad 130$$

$$M = 182Nm \text{ bei } 2600 \frac{1}{\text{min}} \quad 131$$

Bedauerlicherweise war es nicht möglich ein Verbrauchskennfeld für diesen Motortyp bei der Firma Opel zu erhalten oder im Internet ausfindig zu machen. Ein Vergleich des Verbrauchs vorher/nacher ist dadurch nicht möglich.

8.2 Messwerte „Motor 2“

Die Messungen zu Motor 2 wurden ebenfalls von den Problemen mit dem Leistungsprüfstand überschattet. Desweiteren trat bei Motor 2 im Laufe der Messungen ein kapitaler Schaden auf.¹³²

Es konnte von Motor 2 nur einmalig eine komplette Messung der Leistung und eine des Verbrauches gefahren werden.

Die ermittelte Leistung und das Moment für Motor 2 lautet:

$$P = 128,9kW \text{ bei } 6443 \frac{1}{\text{min}} \quad 133$$

¹²⁸ Siehe 8.2-6 Verbrauchskennfeld Opel CIH 2.4

¹²⁹ Siehe 8.3 Fehlerbetrachtung

¹³⁰ aus Technischen Unterlagen der Adam Opel AG

¹³¹ aus Technischen Unterlagen der Adam Opel AG

¹³² Siehe 8.3 Fehlerbetrachtung

¹³³ Siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

$$M = 205 \text{ Nm bei } 4753 \frac{1}{\text{min}} \quad ^{134}$$

Der beste Verbrauchswert beträgt 263 g/kWh bei 5000 1/min und einem Drehmoment von 180 Nm.¹³⁵

Im folgenden Bild „8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4“ sind die ermittelten Messwerte zur Bestimmung der Vollastkurve aufgelistet.

Daraus werden im Diagramm „8.2-2 Vollastkurve Opel CIH 2.4“ die Leistung P und das Moment M über der Drehzahl n aufgetragen.

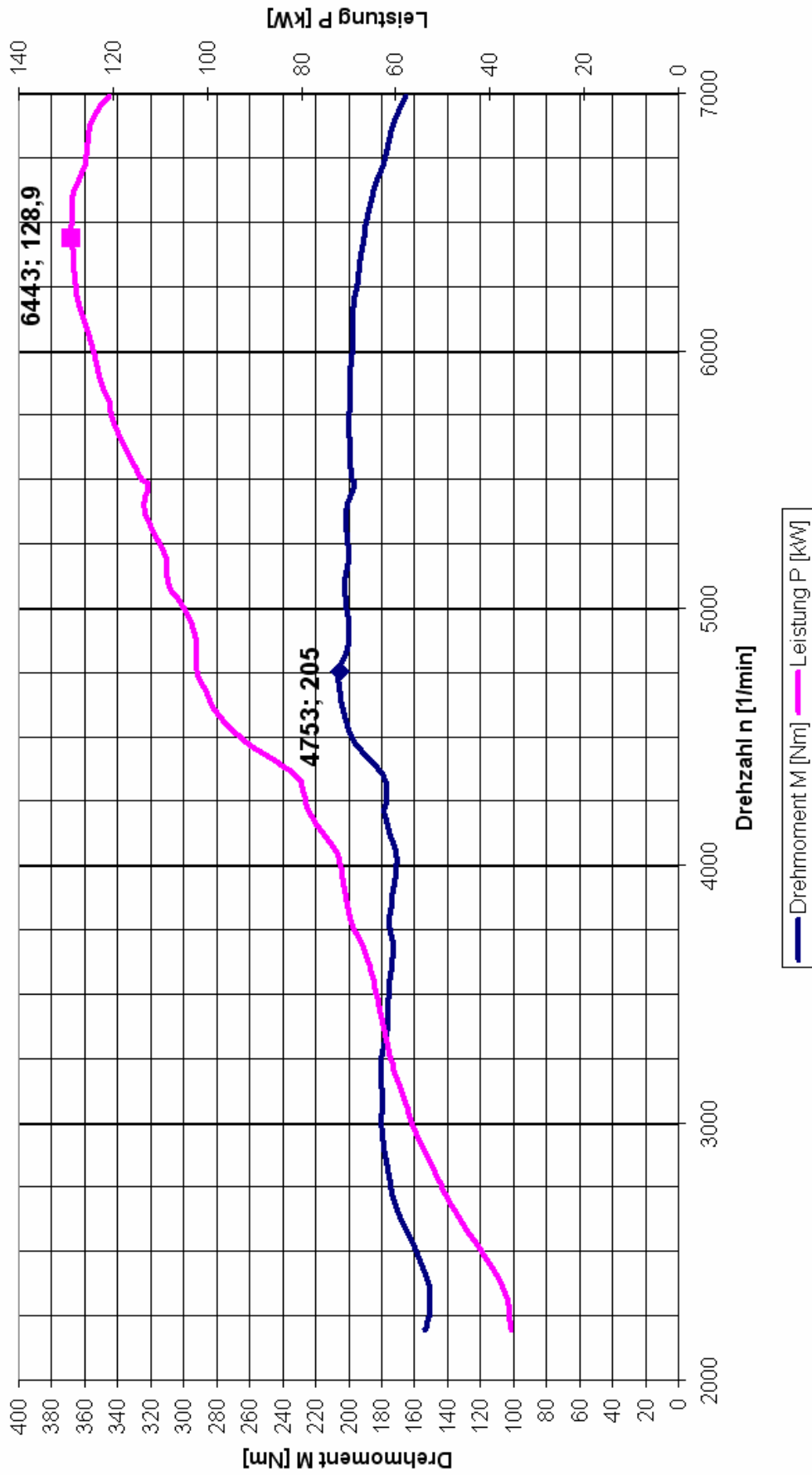
¹³⁴ Siehe 8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

¹³⁵ Siehe 8.2-4 Diagramm Moment über Verbrauch zur Ermittlung des Verbrauchskennfeldes

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	Vollast Opel 2,4 Liter CIH / Messung 16 / Saugrohr 3,0 / LMM 2,2l / Zündung 30° vOT / 100% DK / Überschneidung 4° NACH OT									
2	Datum	Zeit	n [1/min]	M [Nm]	Pe [kW]	T Wasser [°C]	Bh [kg/h]	Berechnung be [g/kWh]	Tempomat	Leistung P [PS]
129	4-Nov-03	14:07:39	2195	154	35,4	70,2	14,8	419	5	48
130	4-Nov-03	14:07:39	2203	153	35,4	69,2	14,8	418	5	48
131	4-Nov-03	14:07:40	2370	151	37,4	68,8	14,5	389	5	51
132	4-Nov-03	14:07:43	2685	172	48,4	64,6	17,0	351	5	66
133	4-Nov-03	14:07:44	2780	175	50,9	68,0	17,9	352	5	69
134	4-Nov-03	14:07:45	2888	178	53,9	70,9	18,3	339	5	73
135	4-Nov-03	14:07:46	2975	180	56,1	70,1	18,8	335	5	76
136	4-Nov-03	14:07:47	3088	179	58	71,2	18,9	326	5	79
137	4-Nov-03	14:07:47	3149	180	59,4	72,6	19,5	328	5	81
138	4-Nov-03	14:07:48	3259	180	61,3	71,0	20,4	332	5	83
139	4-Nov-03	14:07:49	3360	177	62,4	68,3	20,7	332	5	85
140	4-Nov-03	14:07:50	3454	176	63,6	67,6	21,5	338	5	86
141	4-Nov-03	14:07:51	3590	174	65,3	69,3	21,5	329	5	89
142	4-Nov-03	14:07:52	3688	173	66,9	68,7	22,2	331	5	91
143	4-Nov-03	14:07:53	3788	175	69,5	68,8	23,2	334	5	95
144	4-Nov-03	14:07:54	3991	171	71,5	69,9	24,4	341	5	97
145	4-Nov-03	14:07:55	4050	171	72,5	69,9	25,3	349	5	99
146	4-Nov-03	14:07:56	4198	178	78,1	71,8	26,9	344	5	106
147	4-Nov-03	14:07:56	4268	177	79,3	71,6	27,2	343	5	108
148	4-Nov-03	14:07:57	4350	179	81,4	72,1	27,8	342	5	111
149	4-Nov-03	14:07:58	4478	196	91,7	73,4	30,4	332	5	125
150	4-Nov-03	14:08:00	4590	203	97,8	74,5	31,6	323	5	133
151	4-Nov-03	14:08:01	4673	205	100,2	75,3	32,3	323	5	136
152	4-Nov-03	14:08:03	4753	205	102,1	76,7	32,8	321	5	139
153	4-Nov-03	14:08:05	4882	200	102,4	76,1	34,9	341	5	139
154	4-Nov-03	14:08:08	4994	201	104,9	75,9	36,4	348	5	143
155	4-Nov-03	14:08:10	5095	203	108,3	76,2	37,0	342	5	147
156	4-Nov-03	14:08:12	5198	200	108,8	76,0	37,1	341	5	148
157	4-Nov-03	14:08:14	5294	201	111,5	76,0	35,5	318	5	152
158	4-Nov-03	14:08:17	5387	201	113,3	75,4	36,0	318	5	154
159	4-Nov-03	14:08:19	5484	196	112,5	77,9	37,4	332	5	153
160	4-Nov-03	14:08:21	5501	198	113,9	76,4	36,5	320	5	155
161	4-Nov-03	14:08:25	5712	200	119,6	78,5	38,7	323	5	163
162	4-Nov-03	14:08:27	5803	199	120,9	79,0	39,2	324	5	164
163	4-Nov-03	14:08:30	5895	199	122,8	79,4	39,7	323	5	167
164	4-Nov-03	14:08:32	5986	198	124,1	79,8	39,0	314	5	169
165	4-Nov-03	14:08:34	6078	197	125,4	80,3	39,1	312	5	171
166	4-Nov-03	14:08:36	6169	197	127,3	80,7	39,5	310	5	173
167	4-Nov-03	14:08:39	6261	195	127,8	81,2	38,8	304	5	174
168	4-Nov-03	14:08:41	6352	193	128,4	81,6	39,8	310	5	175
169	4-Nov-03	14:08:43	6443	191	128,9	82,1	40,2	312	5	175
170	4-Nov-03	14:08:45	6535	188	128,6	82,5	40,5	315	5	175
171	4-Nov-03	14:08:47	6626	185	128,4	83,0	40,8	318	5	175
172	4-Nov-03	14:08:50	6718	179	125,9	83,4	40,4	321	5	171
173	4-Nov-03	14:08:52	6809	176	125,5	83,9	39,5	315	5	171
174	4-Nov-03	14:08:54	6901	172	124,3	84,3	39,3	316	5	169
175	4-Nov-03	14:08:57	6992	165	120,8	84,8	39,1	324	5	164
176										

8.2-1 Messwerte Vollastmessung Opel CIH 2.4

Vollast Opel 2,4 Liter CIH / Messung 16 / Saugrohr 3,0 / LMM 2,2i / Zündung 30° vOT / 100% DK / Überschneidung 4°
 NACH OT / 4.11.2003 / gemessen von Matthias Raab

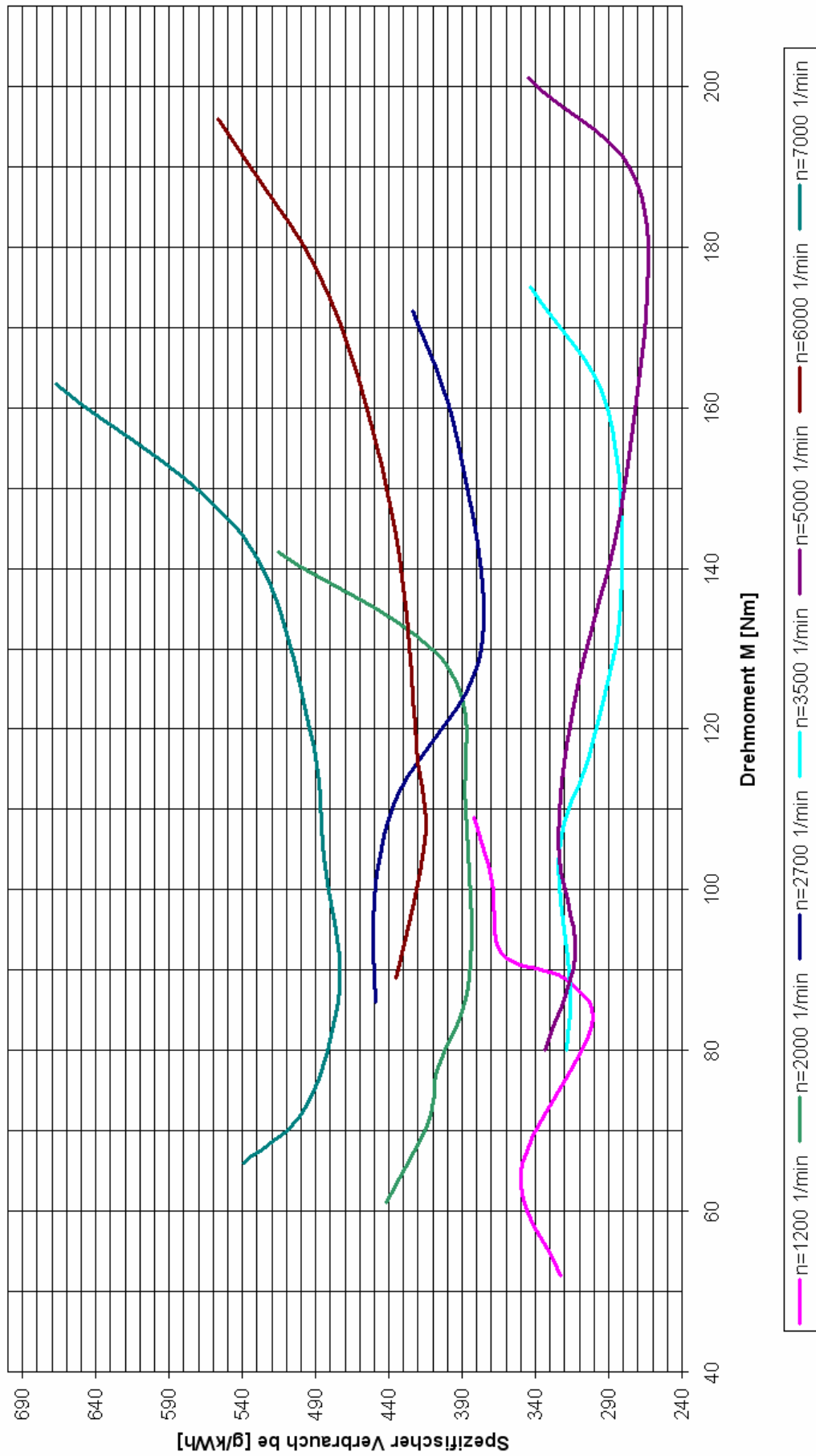


8.2-2 Vollastkurve Opel CIH 2.4

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
	Verbrauchskennfeld Zeit	Opel 2,4 Liter CIH / Messung 24 / Saugrohr 3.0 / LMM 2.21 / Zündung 30° vOT / 100% DK / Überschneidung 4° NACH OT Drosselklappenöffnung [%] n [1/min] M [Nm] Pe [kW] T Wasser [°C] Bh [kg/h] Berechnung be [q/kWh] Leistung P [PS]									
1											
2	Datum										
4	4-Nov-03 14:07:34	20	1215	65	8,3	67,1	2,89		349	11	n=1200 1/min
5	4-Nov-03 14:07:35	30	1211	83	10,5	66,1	3,17		301	14	
6	4-Nov-03 14:07:36	40	1226	89	11,4	66,4	3,66		320	16	
7	4-Nov-03 14:07:36	50	1215	92	11,7	67,0	4,25		363	16	
8	4-Nov-03 14:07:36	70	1203	101	12,7	68,9	4,70		369	17	
9	4-Nov-03 14:07:37	90	1210	109	13,8	69,2	5,27		382	19	
10	4-Nov-03 14:07:37	10	1905	61	12,2	70,4	5,37		441	17	
11	4-Nov-03 14:07:38	20	1946	71	14,5	68,1	5,97		413	20	n=2000 1/min
12	4-Nov-03 14:07:39	30	1975	78	16,1	69,1	6,55		406	22	
13	4-Nov-03 14:07:39	40	1974	89	18,4	70,2	7,09		385	25	
14	4-Nov-03 14:07:39	50	1935	110	22,3	69,2	8,64		388	30	
15	4-Nov-03 14:07:40	70	1929	128	25,9	68,8	10,37		401	35	
16	4-Nov-03 14:07:40	90	1932	142	28,7	69,7	14,80		515	39	
17	4-Nov-03 14:07:41	10	2718	0	0,0	70,8	5,26	#DIV/0!	0	0	
18	4-Nov-03 14:07:41	20	2763	86	24,9	70,9	11,17		449	34	n=2700 1/min
19	4-Nov-03 14:07:42	30	2759	99	28,6	69,3	12,87		450	39	
20	4-Nov-03 14:07:42	40	2757	112	32,3	65,7	14,02		434	44	
21	4-Nov-03 14:07:43	50	2757	130	37,5	64,6	14,16		377	51	
22	4-Nov-03 14:07:43	70	2748	156	44,9	65,9	17,66		393	61	
23	4-Nov-03 14:07:44	90	2750	172	49,5	68,0	20,98		424	67	
24	4-Nov-03 14:07:44	10	3489	80	29,2	68,9	9,31		319	40	
25	4-Nov-03 14:07:45	20	3552	88	32,7	70,9	10,35		316	45	n=3500 1/min
26	4-Nov-03 14:07:45	30	3565	105	39,2	70,8	12,70		324	53	
27	4-Nov-03 14:07:46	40	3548	118	43,8	70,1	13,22		302	60	
28	4-Nov-03 14:07:46	50	3544	136	50,5	69,9	14,21		282	69	
29	4-Nov-03 14:07:47	70	3568	160	59,8	71,2	17,37		291	81	
30	4-Nov-03 14:07:47	90	3571	175	65,4	72,6	22,49		344	89	
31	4-Nov-03 14:07:48	10	4890	80	41,0	72,7	13,67		334	56	
32	4-Nov-03 14:07:48	20	5042	92	48,6	71,0	15,19		313	66	n=6000 1/min
33	4-Nov-03 14:07:49	30	5063	106	56,4	70,0	18,32		325	77	
34	4-Nov-03 14:07:49	40	5101	123	65,7	68,3	20,61		314	89	
35	4-Nov-03 14:07:50	50	5096	151	80,6	67,9	22,46		279	110	
36	4-Nov-03 14:07:50	70	5095	186	99,2	67,6	26,48		267	135	
37	4-Nov-03 14:07:51	90	5092	201	107,2	68,6	37,00		345	146	
38	4-Nov-03 14:07:51	10	5747	27	16,2	69,3	9,11		561	22	
39	4-Nov-03 14:07:52	20	6002	89	55,9	68,7	24,36		436	76	n=6000 1/min
40	4-Nov-03 14:07:52	30	6018	106	66,8	68,1	27,75		415	91	
41	4-Nov-03 14:07:53	40	6016	118	74,3	68,4	31,28		421	101	
42	4-Nov-03 14:07:53	50	6013	145	91,3	68,8	39,80		436	124	
43	4-Nov-03 14:07:54	70	6011	174	109,5	69,2	52,73		481	149	
44	4-Nov-03 14:07:54	90	6020	196	123,6	69,9	68,74		556	168	
45	4-Nov-03 14:07:55	10	6852	66	47,4	69,9	25,55		540	64	
46	4-Nov-03 14:07:55	20	6930	73	53,0	71,2	26,31		497	72	n=7000 1/min
47	4-Nov-03 14:07:56	30	6936	88	63,9	71,8	30,3		474	87	
48	4-Nov-03 14:07:56	40	6940	104	75,6	71,6	36,60		484	103	
49	4-Nov-03 14:07:57	50	6941	120	87,2	72,1	43,07		494	119	
50	4-Nov-03 14:07:57	70	6935	144	104,6	73,1	56,38		539	142	
51	4-Nov-03 14:07:58	90	6893	163	117,7	73,0	78,46		667	160	

8.2-3 Messung Verbrauchskennfeld Opel CIH 2.4

OPEL 2.4 CIH / Moment über Verbrauch

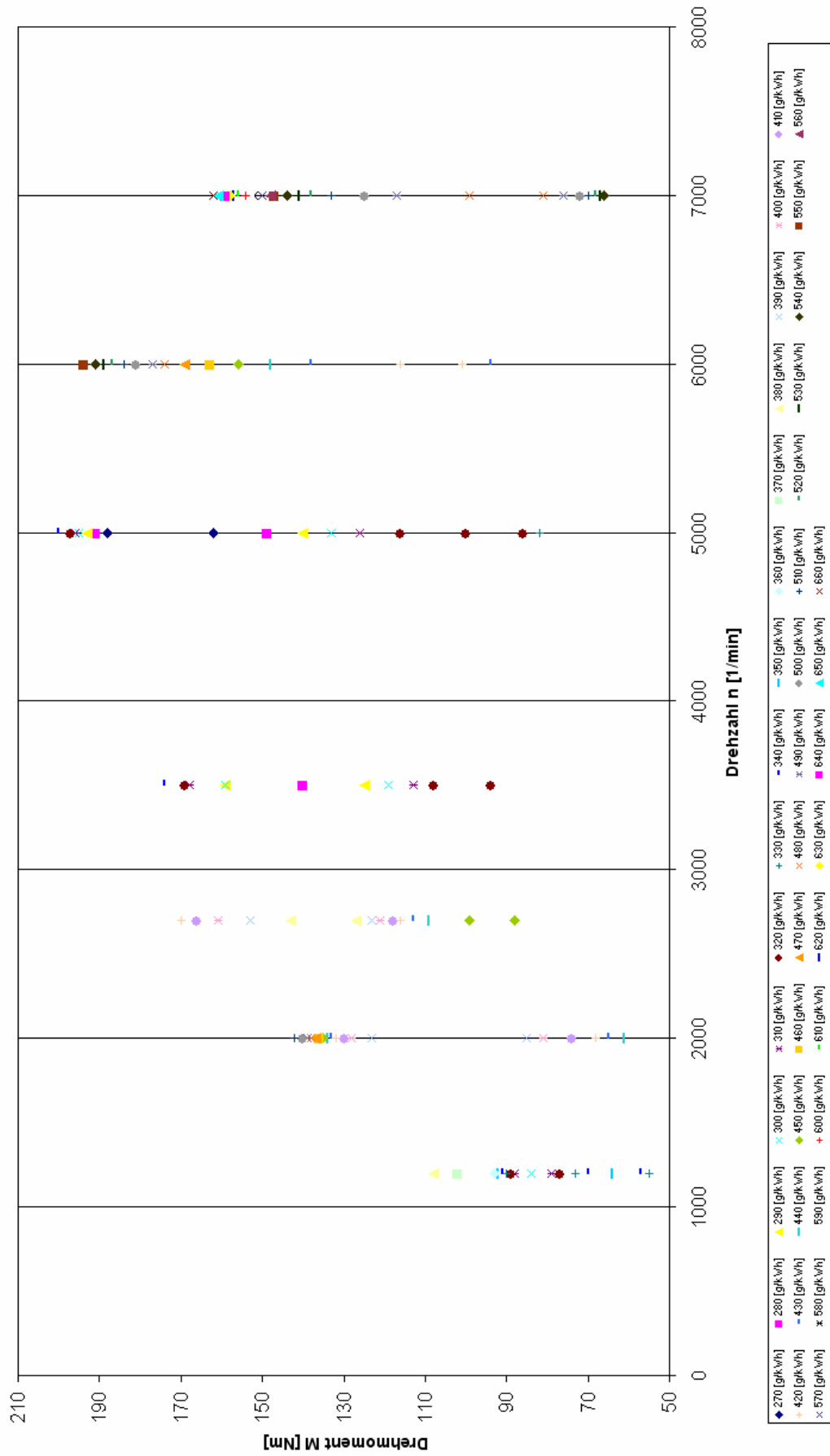


8.2-4 Diagramm Moment über Verbrauch zur Ermittlung des Verbrauchskennfeldes

	1200	1200	1200	2000	2000	2700	2700	3500	3500	3500	5000	5000	5000	5000	6000	6000	7000	7000
270 [g/kWh]											162	188						
280 [g/kWh]								140			149	191						
290 [g/kWh]								125	159		140	193						
300 [g/kWh]	84							119	159		133	195						
310 [g/kWh]	79	88						113	168		126	196						
320 [g/kWh]	77	89						94	108	169	86	100	116	197				
330 [g/kWh]	55	73	90								82							
340 [g/kWh]	57	70	91					174			200							
350 [g/kWh]	64	92																
360 [g/kWh]	93																	
370 [g/kWh]	102																	
380 [g/kWh]	108					127	143											
390 [g/kWh]				85	123	123	153											
400 [g/kWh]				81	128	121	161											
410 [g/kWh]				74	130	118	166											
420 [g/kWh]				68	132	116	170								101	116		
430 [g/kWh]				65	133	113									94	138		
440 [g/kWh]				61	134	109									148			
450 [g/kWh]				135		88	99								156			
460 [g/kWh]				136											163			
470 [g/kWh]				137											169			
480 [g/kWh]				138											174		81	99
490 [g/kWh]				139											177		76	117
500 [g/kWh]				140											181		72	125
510 [g/kWh]				142											184		70	133
520 [g/kWh]															187		68	138
530 [g/kWh]															189		67	141
540 [g/kWh]															191		66	144
550 [g/kWh]															194		147	
560 [g/kWh]																	148	
570 [g/kWh]																	150	
580 [g/kWh]																	152	
590 [g/kWh]																	153	
600 [g/kWh]																	154	
610 [g/kWh]																	156	
620 [g/kWh]																	157	
630 [g/kWh]																	158	
640 [g/kWh]																	159	
650 [g/kWh]																	161	
660 [g/kWh]																	162	

8.2-5 Tabelle Drehmoment im Verhältnis zu spezifischem Verbrauch und Drehzahl zur Ermittlung des Verbrauchskennfeldes

OPEL 2.4 CIH / Verbrauchskennfeld



8.2-6 Verbrauchskennfeld Opel CIH 2.4

8.3 Fehlerbetrachtung

Aufgrund von andauernd verschiedenartig auftretenden Fehlern (Software, Hardware) in der Messwertübertragung, der Messwertverarbeitung und der Hardwarekompatibilität der Messeinrichtung konnte die Studienarbeit nicht in der Form durchgeführt werden, in der sie ursprünglich geplant war.¹³⁶

Sehr viel Zeit und Energie floss in die Behebung dieser Fehler. Wobei die Hilfe des Laboringenieurs meist benötigt wurde.

Die Versuche, für Motor 1 eine vollständige Messreihe zu fahren, wurden daher abgebrochen. Als neues Ziel wurde gesetzt, im Falle des Erreichens einer tadellosen Funktion des Prüfstandes, gleich den „wichtigeren“ Motor 2 zum Messen zur Verfügung zu haben.

Mit Motor 2 konnte allerdings auch nur eine einzige, komplette Messung für Leistung und Verbrauch gefahren werden. Nach dieser Messung ließ sich der Prüfstand nicht mehr höher als 5500 Umdrehungen fahren. Die Ursache hierfür konnte nach langandauernder Fehleranalyse in der Steuerung der Wirbelstrombremse ausfindig gemacht werden. Aufgrund des älteren Baujahres der Wirbelstrombremse und der damit einhergehenden mangelnden Ersatzteilversorgung, war laut Laboringenieur mit einer Reparatur im zeitnahen Bereich nicht zu rechnen.

Doch auch mit funktionierendem Prüfstand wäre eine Fortsetzung der Messungen zum Erhalt weiterer Messwerte zur Ermittlung eines Mittelwertes für Leistung, Drehmoment und Verbrauch und einer Grundlage für eine Fehlerberechnung nicht möglich gewesen. Motor 2 wies einen Schaden auf.

Aus der Kurbelgehäuseentlüftung trat zunehmend Luft aus. Ein Zeichen dafür, dass Kompressionsdruck an den Kolben vorbei in das Kurbelgehäuse entweicht. Was wiederum ein Zeichen für verschlissene Kolbenringe und/oder verschlissener Zylinderlaufflächen und/oder eines Kolbenschadens ist. Eine Messung der Kompression unterstrich dies. Die Werte waren gegenüber einer ersten Messung bei frisch montiertem Motor stark verringert.

Die anschließende Zerlegung von Motor 2 bestätigte die Spekulationen. Die Zylinderlaufflächen waren stark verschlissen¹³⁷, die Kolbenmantelflächen¹³⁸ und die Pleuellagerschalen¹³⁹ wiesen Spuren von Fremdkörpern auf.

Der Motorschaden erfolgte vermutlich aufgrund einer Kombination aus den drei folgenden Faktoren:

1. Die Eindrücke der Fremdkörper zeugen vermutlich daher, dass vor dem Zusammenbau des Motors der Motorblock gesandstrahlt wurde. Dies erfolgte zwar unter sorgfältigem Abkleben aller Flächen und Bohrungen¹⁴⁰, welche nicht in Berührung mit dem Strahlsand kommen dürfen, und unter anschließender penibler Reinigung des Blockes mit einem Hochdruckdampfstrahler, es wurde jedoch versäumt, die Blindstopfen am Ende der Hauptölgalerie vor dem Dampfstrahlen zu entfernen. So konnte die reinigende Flüssigkeit die Ölgalerie nicht komplett durchspülen. Auf der Innenseite, vor dem Blindstopfen, hat die

¹³⁶ Siehe 8 Messung

¹³⁷ Siehe 8.3-1 Foto ausgewaschene Zylinderbohrung

¹³⁸ Siehe 8.3-2 Fotos Riefen in den Kolbenmantelflächen

¹³⁹ Siehe 8.3-3 Foto Riefen im Pleuellager

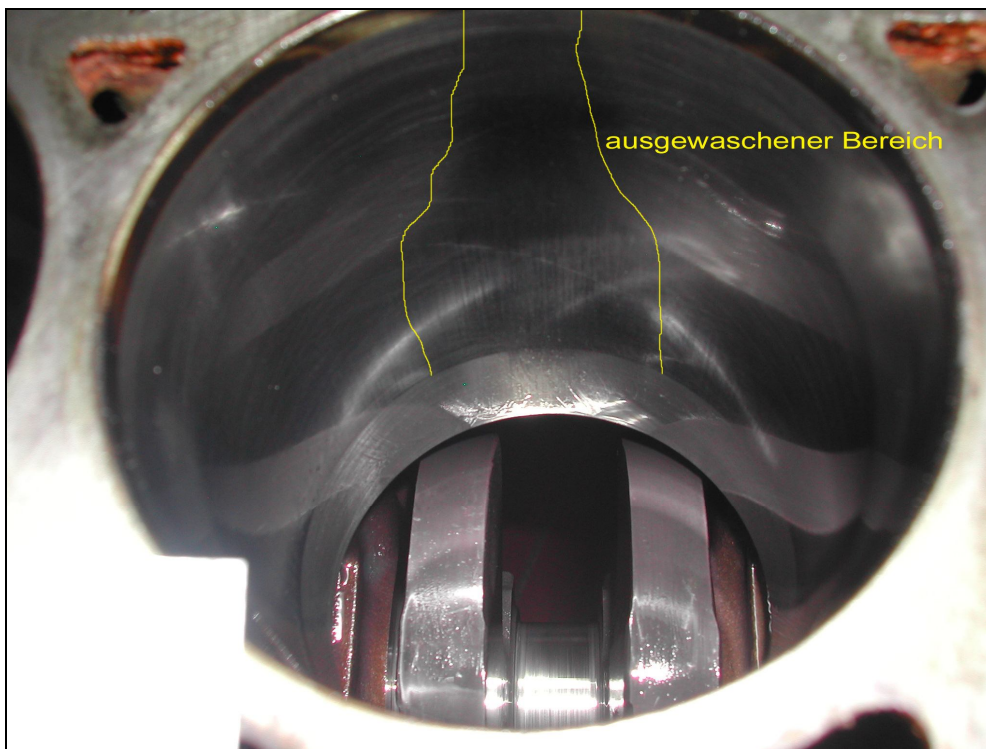
¹⁴⁰ Siehe 8.3-4 Fotos abgeklebter und sandgestrahlter Motor

Ölgalerie ein Sackloch in welchem sich der Strahlsand sammeln und nicht vollständig ausgewaschen werden konnte. Beim Betrieb wurde der Sand dann vermutlich mit dem Öl aus dem Sackloch gespült und konnte seine zerstörende Wirkung an den Laufflächen der Kolben und in den Lagerschalen entfalten. Die Schmutzpartikel haben den Verschleiß der Zylinderlaufflächen und der Lager extrem beschleunigt.

2. Man konnte nach der Zerlegung sehen, dass die Ablagerungen auf den Kolben unterhalb des jeweiligen Einlassventils stark ausgewaschen waren.¹⁴¹ Dies deutet auf ein zu fettes Gemisch hin. Der Motor war offensichtlich nicht optimal eingestellt. Die hohe Menge an Kraftstoff im Brennraum hat vermutlich den Ölfilm an den Zylinderwänden abgewaschen. Der Kolben lief mit reduzierter Schmierung im Zylinder. Die Zylinderbohrungen konnten in kürzester Zeit verschleifen.¹⁴²

Dass die Zylinderwände lediglich an zwei Seiten ausgewaschen sind, ist normal. Denn nach erfolgter Zündung und Ausdehnung des Kraftstoff-Luft-Gemischs wird der am Pleuel befestigte Kolben an die dem Hubzapfen der Kurbelwelle gegenüberliegende Zylinderwand gepresst. Beim Verdichtungshub ist der gleiche Effekt zu beobachten. Hier drückt der Gasdruck des komprimierten Gemischs den Kolben an die gegenüberliegende Zylinderwand.

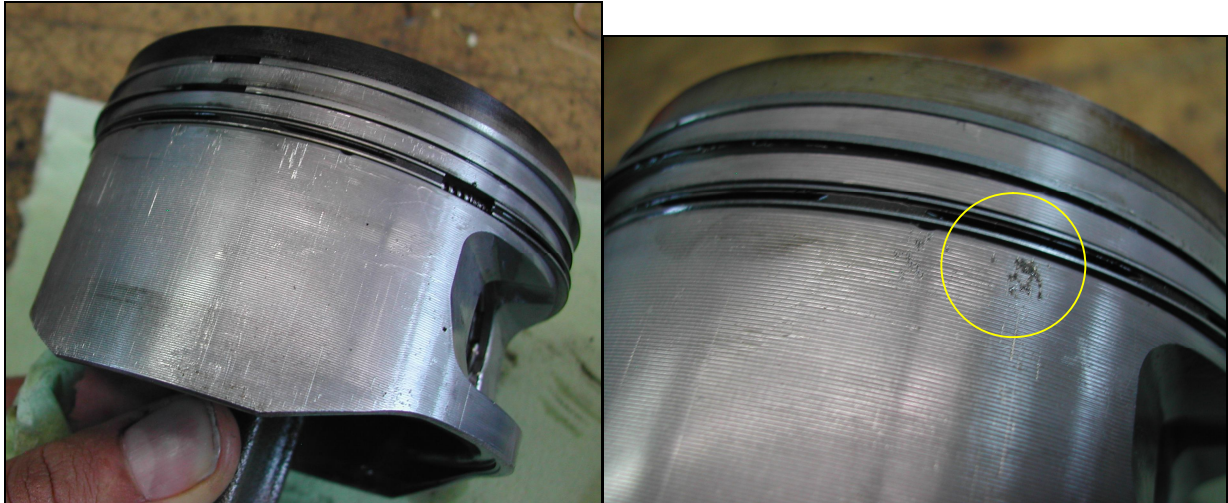
3. Der Motor lief die ersten Stunden mit dem gealterten, wenig zündwilligen Kraftstoff aus dem Großtank der Fachhochschule. Das führte mit großer Wahrscheinlichkeit zu starkem Verbrennungsklopfen und daraus resultierender Beschleunigung des Verschleißes an den Zylinderwänden.



8.3-1 Foto ausgewaschene Zylinderbohrung

¹⁴¹ Siehe 8.3-5 Foto Kolben mit vom Kraftstoff ausgewaschenen Bereichen

¹⁴² Siehe 8.3-1 Foto ausgewaschene Zylinderbohrung



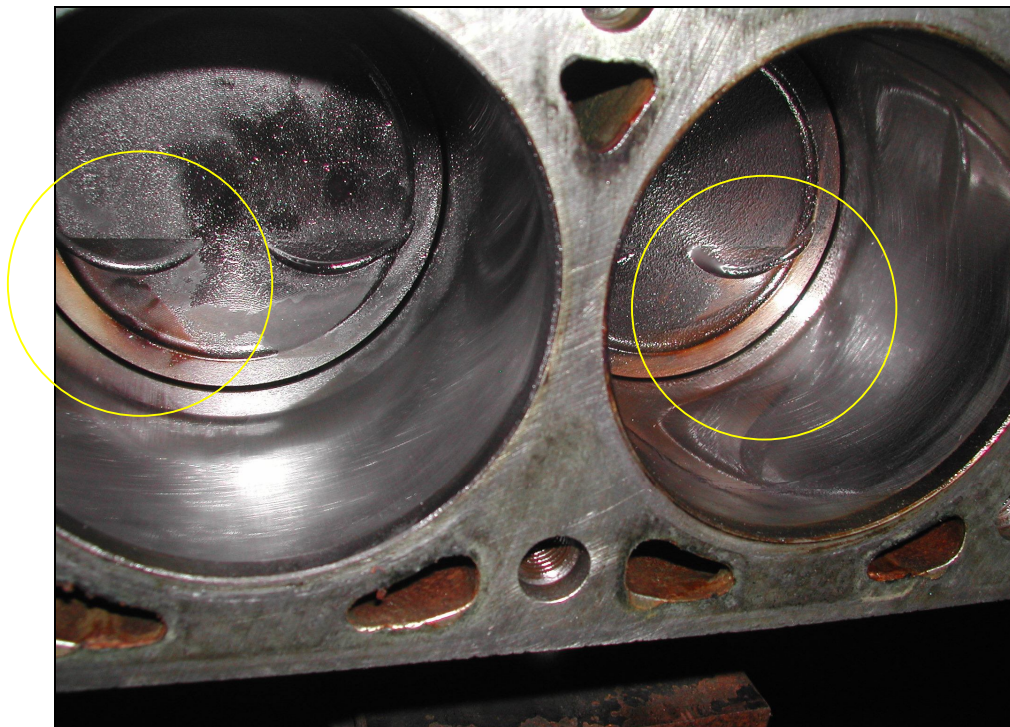
8.3-2 Fotos Riefen in den Kolbenmantelflächen



8.3-3 Foto Riefen im Pleuellager



8.3-4 Fotos abgeklebter und sandgestrahlter Motor



8.3-5 Foto Kolben mit vom Kraftstoff ausgewaschenen Bereichen

8.4 Auswertung

Die Ausbeute an auswertbaren Daten ist sehr gering ausgefallen. Die Motorleistung sollte von 85 kW auf 130 kW gesteigert werden. Dieses Ziel wurde erreicht. Die gemessene Leistung von Motor 2 beträgt 125 kW.

Wie die Tuningmaßnahmen den Verbrauch beeinflusst haben, lässt sich mangels Vergleichsmessung an Motor 1 nicht deutlich sagen. Die gemessenen Bestwerte liegen bei 270 g/kWh, die Maximalwerte bei 660 g/kWh.

Ein Quervergleich mit dem in der VM-Vorlesung ermittelten Verbrauchskennfeld eines Opel Ecotec V6-Motors (gemessene 137,7 kW), dessen niedrigster und höchster Verbrauch bei 350 g/kWh und 530 g/kWh lag, zeigt, dass der Prüfling in durchaus akzeptablen Verbrauchsregionen angesiedelt ist. Besonders im Teillastbereich bei mittlerer und leicht erhöhter Drehzahl überschreitet der Verbrauch des Testmotors den Bestwert des V6-Motors von 350 g/kWh nicht. Bei hoher Drehzahl und hoher Last überschreitet das Testaggregat den Maximalwert des Serien-V6-Motors jedoch vehement. Ein Resultat der Auslegung auf hohe Drehzahlen und hohe Leistung.

Da es mangels Schnittstelle nicht möglich war, den vorhandenen Abgastester wie geplant an den Messcomputer anzuschließen, kann auch keine Aussage hinsichtlich der Abgaswerte getroffen werden. Der Proband wurde mit dem im Prüfstandsraum stehenden CO-Messer auf einen CO-Wert von 5% im Teillastbereich justiert.

Die erhöhte Drehzahlfestigkeit hat Motor 2 unter Beweis gestellt. Selbst bei Drehzahlen über 7000 1/min lief der Motor ohne Störgeräusche (wie z.B. durch Ventilflattern verursacht).

Mit mittels Breitbandlamdasonde in allen Last- und Drehzahlbereichen korrekt eingestelltem Gemisch ist sicherlich noch eine Verbesserung im Verbrauch und in der Leistung zu erwarten.

9 Zusammenfassung

Die Versuchsergebnisse sind nicht befriedigend. Eine Fülle von Messwerten, welche eingeplant waren, konnte nicht am Mess-PC aufgenommen werden. Immer wieder andersartig auftretende Unzulänglichkeiten im Bereich der Messsoftware und der Prüfstandshardware führten zu dem Entschluss, die Messversuche an Motor 1 abzubrechen. In der Hoffnung, falls der Prüfstand schließlich bereit für die Messungen wäre, dann gleich den wichtigeren Motor 2 zum Messen zur Verfügung zu haben. Es war die Regel, daß der Prüfstand einen Tag lang betriebsbereit gemacht und die Messungen für den nächsten Tag vorbereitet wurden und am darauf folgenden Tag wieder ein neuer oder alter Fehler während der Messung auftauchte.

Nur eine einzige, richtige Leistungsmessung konnte gefahren werden. Anschließend vereitelte der endgültig defekte Prüfstand weitere Messreihen. Die Drehzahl ließ sich nicht über 5500 1/min hinaus steigern. Die Diagnose lautete auf ein defektes Bauteil in der Steuerung der Wirbelstrombremse. Eine Reparatur oder die Beschaffung eines Ersatzteiles war nicht abzusehen. Somit wurde die Studienarbeit abgebrochen und der Motor vom Prüfstand genommen.

Der Defekt am Motor war ein schleichender. Der Motor hätte sicherlich noch für die einige Messungen verwendet werden können, was aber für das Material nicht gut gewesen wäre. Die Gefahr eines Kolbenfressers war latent.

Zu den Arbeiten an Motor 2 gilt es zu sagen, daß die durchgeführten Veränderungen nicht das Maximum darstellen. Sie reflektieren auch mein derzeitiges Know-how bezüglich des Motorenbaus nicht ganz. Diese Studienarbeit war stark budgetiert. Ohne auf Kosten achten zu müssen hätten noch einige weitere Verbesserungen an diesem Motor realisiert werden können. Die verwendeten Bauteile waren allesamt optimierte Serienbauteile. Für den Opel CIH – Motor sind eine Vielzahl an speziell angefertigten Rennsportteilen erhältlich. Vom extrem haltbaren Titan-Pleuel, über Schmiedekolben und Rollenkipphel bis hin zu 4-Ventil Zylinderköpfen könnte man einen solchen Motor ausstatten. Im Rennsport erreichen die auf 2,5 Liter aufgebohrten 2,4-Liter-Versionen dieses Motortyps mittlerweile bis zu 240 kW.

Die verwendete BOSCH LE-Jetronic ist bei weitem nicht mehr das modernste Motorsteuerungssystem. Heutige Systeme sind kombinierte Zünd- und Einspritzsteuerungen und haben leistungsstärkere Rechner. Diese sind in der Lage ständig die Ist-Zustände mit den gespeicherten idealen Fahrzuständen zu vergleichen und demnach die Zündung und die Einspritzung zu korrigieren.

Die optimale Lösung für den bei dieser Arbeit verwendeten Motor, wäre eine solche kombinierte Einspritz- und Zündsteuerung gewesen. Für einen solch individuellen Motor ist das nur in Form einer frei programmierbaren Motorsteuerung realisierbar.

Eine solche wird von verschiedenen Firmen als Universalteil zum Nachrüsten angeboten. Sämtliche Kennfelder für Zündung und Einspritzung können hier von Hand über einen Laptop programmiert werden.

Mit so einer Steuerung lässt sich das jeweilige Auto nicht nur individuell auf die Anforderungen des Besitzers abstimmen. Zusätzlich können Kalibrierungen für verschiedene Einsatzbereiche und/oder Umgebungsbedingungen abgespeichert und bei Bedarf aktiviert werden. Zum Beispiel ein Kennfeld für die sparsame Autobahnfahrt und eines für eine höhere Motorleistung bei Rennbetrieb.

Da Motoren ab Werk nie identisch sind (Fertigungstoleranzen) und speziell in meinem Fall der Motor eigentlich ein Einzelstück ist, kann ein Seriensteuergerät nicht das Optimum darstellen.

Aus Sicht des Umweltschutzes (Abgas) und des Benutzers (Leistung, Verbrauch) müsste theoretisch jede Fahrzeug-Motoren Kombination individuell auf einem Prüfstand eingestellt und dessen Steuergerät programmiert werden, um eine optimalen Wirkungsgrad des Motors zu erzielen.

Auch sollte das Fahrzeug „eingefahren“ sein wenn die Steuerung optimiert wird, da sich Motor- und Fahrwerkskomponenten erst „einschleifen“ müssen. Dass dies aus Kostengründen so nicht von den Autoherstellern praktiziert wird, ist verständlich.

Einige Tuning-Firmen haben diese Möglichkeit des Feinschliffs jedoch erkannt und bieten eine individuelle Kalibrierung des Steuergerätes (auf Basis der Serienkalibrierung) mittels Austausch des Eproms, welcher dann auf einem Rollenprüfstand individuell programmiert wird, an.

10 Literaturverzeichnis

- A) BOSCH; Kraftfahrtechnisches Taschenbuch; 23. Auflage; Vieweg Verlag
- B) BOSCH; „Ottomotor-Management“; 1. Auflage; Vieweg Verlag
- C) Heinz Grohe; „Otto- und Benzinmotoren“; 12. Auflage; Vogel Fachbuchverlag
- D) Jürgen Kasedorf; „Benzineinspritzung und Katalysatortechnik“; 1. Auflage; Vogel-Fachbuchverlag
- E) Vorlesungsumdruck/ -mitschrift Verbrennungsmotoren 1; Wintersemester 00/01; Prof. Dr. Ing. K.G. Heyne