



---

# **DIPLOMARBEIT**

---

Herr  
**Florian Presterl**

**Berechnung und Analyse von  
Benzin-Einspritzventilen für  
Otto-Saugmotoren über den  
Duty Cycle**

Mittweida, 2022

# Diplomarbeit

---

## **Berechnung und Analyse von Benzin-Einspritzventilen für Otto-Saugmotoren über den Duty Cycle**

Autor:  
**Herr Florian Presterl**

Studiengang:  
**Maschinenbau**

Seminargruppe:  
**KM16wMGA**

Erstprüfer:  
**Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Winkler**

Zweitprüfer:  
**Prof. Dr.-Ing. Marco Gerlach**

Einreichung:  
**Mittweida, 02.04.2022**

Verteidigung/Bewertung:  
**Mittweida, 2022**

## **Bibliografische Beschreibung:**

Presterl, Florian: **Berechnung und Analyse von Benzin-Einspritzventilen für Otto-Saugmotoren über den Duty Cycle**, 105 Seiten, 71 Abbildungen, Hochschule Mittweida (FH), Fakultät Ingenieurwissenschaften

Diplomarbeit, 2022

## Referat

Das Befassen mit der Thematik Einspritzdüsen und deren Regelkreise im Verbrennungsmotor entstand durch private Projekte wie Motorenumbauten mit Leistungssteigerungen. Dabei muss für die maximale Motorleistung ein mathematisch genäherter Treibstoffverbrauch berechnet werden und eine passende Düsengröße für die Benzineinspritzung gewählt werden. Im Betrieb entstehen durch falsche Konfigurationen Schwierigkeiten bei den Kennfeldabstimmungen des Motors.

Um dieses Problem zu lösen, wurde eine allgemeine Berechnung für die Düsendimensionierung erstellt, welche es auch ermöglichen soll, für eine unbekannte Motorleistung eine passende Düsengröße zu berechnen, vorausgesetzt die Motor-Geometrien sind bekannt.

Bei den ersten Recherchen wurde auch das Thema Umbauten von alten Vergasermotoren auf einen Motor mit Saugrohreinspritzung aufgegriffen, wobei der Verursacher für dieses Vorhaben die problematische Ersatzteilversorgung eine zentrale Rolle spielt. Darüber hinaus benötigt man einschlägiges Fachwissen und praktisches Know-how, um die richtigen Einstellungen an komplexen Vergasersystemen vornehmen zu können. Hier ist nicht nur ein stabiler Motorlauf, sondern auch der einzuhaltende Grenzwert an ausgestoßenem Abgas vom Fahrzeug zu betrachten. Der Umbau auf eine Saugrohreinspritzung stellt hier also eine geeignete Alternative dar, wobei hier ebenfalls kein Weg an der Düsendimensionierung vorbei führt.

In der folgenden Arbeit wurde ein vergaserbetriebener Ottomotor auf eine Saugrohreinspritzung umgebaut und auf einem speziell entwickelten Motorenprüfstand adaptiert. Der Aufbau selbst erforderte den Gebrauch eines frei programmierbaren Steuergerätes und der dazugehörigen Software. Über die softwareseitige Ausgabe der Düsenauslastung, konnte dann die Berechnung analysiert werden. Um die technischen Details ordnungsgemäß zu interpretieren, wurden relevante Themengebiete ausgearbeitet praxisnahe veranschaulichende Inhalte festgehalten, Berechnungen, Messungen und Analysen durchgeführt.

## **Abstract**

Dealing with the topic of injection nozzles and their control circuits in the combustion engine arose from private projects such as engine conversions with increased performance. A mathematically approximate fuel consumption must be calculated for the maximum engine output and a suitable nozzle size selected for the fuel injection. In operation, incorrect configurations cause difficulties in the engine map adjustments.

In order to solve this problem, a general calculation for the nozzle dimensioning was created, which should also make it possible to calculate a suitable nozzle size for an unknown engine power, provided the engine geometries are known.

During the initial research, the topic of converting old carburettor engines to an engine with intake manifold injection was also taken up, with the cause of this project being the problematic supply of spare parts playing a central role. In addition, you need relevant specialist knowledge and practical know-how in order to be able to make the correct settings on complex carburettor systems. Here, not only stable engine operation, but also the limit value of exhaust gas emitted by the vehicle must be considered. The conversion to intake manifold injection is a suitable alternative here, although there is also no way around the nozzle dimensioning.

In the following work, a carburetor-powered Otto engine was converted to intake manifold injection and adapted on a specially developed engine test bench. The construction itself required the use of a freely programmable control device and the associated software. The calculation could then be analyzed via the software output of the nozzle utilization. In order to properly interpret the technical details, relevant subject areas were worked out, practical illustrative content was recorded, and calculations, measurements and analyzes were carried out.

## **Vorwort**

Im Rahmen der Diplomarbeit wurde diese Arbeit im September 2021 von Florian Presterl, Student der HS Mittweida für Maschinenbau / Mechatronik in Betreuung mit Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Winkler gestartet.

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen mitwirkenden Personen bedanken, die mich während des gesamten Studiums unterstützt haben. Seitens der Hochschule Mittweida, Fakultät Maschinenbau, möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Winkler bedanken, der diese Arbeit befürwortete und begleitet hat. Des Weiteren bedanke ich mich für die Unterstützung bei Herrn Alexander Nachbar, Herrn Michael Laßnig und Herrn Ottowitz Manuel, die mir bei den vielen angefallenen Problemen mit Rat und Tat zur Seite standen.

Nicht zuletzt möchte ich meinen Dank gegenüber meiner Familie und meiner Freundin zum Ausdruck bringen, die mich während meiner gesamten Zeit der Ausbildung unterstützt und motiviert haben. Das ich meine Freizeit nicht immer mit ihnen teilen konnte, war für sie selbstverständlich.

**„Danke an alle Beteiligten“**

# Inhalt

<b>Inhalt</b> .....	<b>I</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>III</b>
<b>Formelverzeichnis</b> .....	<b>VII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>X</b>
<b>1 Aufgabenstellung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Terminplan</b> .....	<b>2</b>
<b>3 Einleitung</b> .....	<b>3</b>
<b>4 Kreisprozess – Otto-Vergleichsprozess</b> .....	<b>5</b>
<b>5 Die Leistungsberechnung</b> .....	<b>9</b>
5.1 <i>Berechnung des Honda GX200</i> .....	12
5.1.1 Spezifikationen, Konstanten und Erfahrungswerte.....	13
5.1.2 Einsetzen der Daten in den Kreisprozess .....	14
5.1.3 Berechnungsgrenzen / Systemgrenzen .....	18
<b>6 Die Einspritzdüse</b> .....	<b>19</b>
6.1 <i>Allgemeine Berechnung der Einspritzdüse</i> .....	20
6.1.1 Berechnungsprogramm .....	24
6.1.1.1 Programmaufbau / Menüführung / Werteeingabe .....	25
6.2 <i>Überprüfung der Herstellerangaben</i> .....	27
6.2.1 Die Versuchsdurchführung.....	28
6.2.2 Der Einfluss vom Benzindruck auf das Messergebnis.....	30
6.2.3 Abbruch der Einspritzung über die Taktzeit.....	31
<b>7 Planung des Versuchsaufbaus</b> .....	<b>33</b>

II		Inhalt
7.1	<i>Kriterien.....</i>	34
7.2	<i>Der Umbau zur Saugrohreinspritzung.....</i>	35
7.2.1	Die Vergaserregulierung .....	35
7.2.2	Das Tanksystem .....	36
7.2.3	Der Benzindruckregler .....	38
7.2.4	Die Ansaugbrücke und die Drosselklappe .....	39
7.2.5	Die Federbox .....	44
7.2.6	O.T. - Geber / Kurbelwellenposition .....	44
7.2.7	Das Motorsteuergerät .....	47
7.2.8	Die Verkabelung .....	48
7.2.9	Der Auspuff .....	51
7.2.10	Das Grundgestell .....	52
<b>8</b>	<b>Die Lambdasonde .....</b>	<b>53</b>
<b>9</b>	<b>Die Herstellerangaben vom Motor.....</b>	<b>55</b>
<b>10</b>	<b>Der Leistungsprüfstand.....</b>	<b>59</b>
10.1	<i>Größendimensionierung des Prüfstandes.....</i>	60
10.2	<i>Konstruktion und Aufbau des Leistungsprüfstandes .....</i>	62
10.2.1	Korrektur des Massenträgheitsmomentes.....	64
10.2.2	Messdatenerfassung.....	64
10.2.3	Überprüfung der Messergebnisse.....	66
<b>11</b>	<b>Inbetriebnahme / Versuchseinstellungen .....</b>	<b>69</b>
11.1	<i>Engine settings / Motoreinstellungen .....</i>	70
11.2	<i>Limits / Grenzen .....</i>	70
11.3	<i>Fuel / Treibstoff.....</i>	71
11.4	<i>Ignition / Zündung .....</i>	75
11.5	<i>Sensoren.....</i>	76
<b>12</b>	<b>Die Messung und das Ergebnis.....</b>	<b>81</b>
<b>13</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>83</b>

---

<b>Literatur</b> .....	<b>85</b>
<b>Selbstständigkeitserklärung</b> .....	<b>89</b>

## **Abbildungsverzeichnis**

Abbildung 1: Aufbauschema eines 4-Takt-Motors.....	3
Abbildung 2: Arbeitstakte eines 4-Takt-Motors.....	4
Abbildung 3: Theoretisches T-s Diagramm vom Gleichraumprozess.....	6
Abbildung 4: Theoretisches p-v Diagramm vom Gleichraumprozess.....	7
Abbildung 5: Realer Gleichraumprozess.....	8
Abbildung 6: Detailzeichnung GX200.....	12
Abbildung 7: Schnittdarstellung eines Einspritzventils .....	19
Abbildung 8: PWM Signal vom Motorsteuergerät.....	20
Abbildung 9: Startfenster mit Kategorien.....	25
Abbildung 10: Programmablauf des Düsenrechners.....	25
Abbildung 11: CMD-Eingabefelder für Berechnung 1 .....	26
Abbildung 12: Ausgabe der passenden Artikelnummern .....	26
Abbildung 13: Injektor Tester / Cleaner.....	27
Abbildung 14: Versuchsaufbau mit dem Injektortester .....	29
Abbildung 15: Abgelesener Messwert.....	29
Abbildung 16: Durchfluss über den Benzindruck.....	31

---

Abbildung 17: Sprühkegel mit <1 [bar].....	32
Abbildung 18: Sprühkegel mit 3 [bar].....	32
Abbildung 19: Regelsystem vorher .....	35
Abbildung 20: Regelsystem nachher .....	35
Abbildung 21: Stirndeckel mit Dichtung .....	36
Abbildung 22: Neu entwickeltes Tanksystem.....	37
Abbildung 23: Altes Tanksystem.....	37
Abbildung 24: Schlüsselschalter für Benzinpumpe .....	38
Abbildung 25: Sicherungskasten .....	38
Abbildung 26: Benzindruckregler im verbauten Zustand .....	38
Abbildung 27: Einströmgeometrie Mantelfläche.....	39
Abbildung 28: Ventiltrieb GX200.....	39
Abbildung 29: Kolbenfläche Catia V5 .....	41
Abbildung 30: Kolbenfläche GX200.....	41
Abbildung 31: Drosselklappe im eingebauten Zustand.....	42
Abbildung 32: Gewählter Drosselklappendurchmesser .....	42
Abbildung 33: Konstruktion in Catia V5 R19 .....	43
Abbildung 34: Konstruktion im eingebauten Zustand.....	43
Abbildung 35: Federbox mit Gasgriff .....	44
Abbildung 36: Hallsensor mit Halter und Inkrementenrad.....	46
Abbildung 37: O.T. - Messung mit Messuhr.....	47

Abbildungsverzeichnis	V
Abbildung 38: MaxxECU Mini.....	48
Abbildung 39: Schaltplan vom Motorsteuergerät.....	49
Abbildung 40: Zündlichtpistole .....	50
Abbildung 41: Kurbelwellenmarkierung zu o.T Markierung .....	50
Abbildung 42: Abgasanlage .....	51
Abbildung 43: Sondenaufnahme .....	51
Abbildung 44: Grundgestell.....	52
Abbildung 45: Gefüllte Ölspritze mit Acrylscheibe.....	56
Abbildung 46: Füllmenge und Volumenbestimmung .....	56
Abbildung 47: Konstruktion des Leistungsprüfstandes.....	63
Abbildung 48: Bestimmung des Massenträgheitsmomentes.....	64
Abbildung 49: Arduino UNO R3 .....	65
Abbildung 50: Arduino Programmauszug.....	65
Abbildung 51: Leistungsdiagramm des Serienmotors .....	67
Abbildung 52: Drehmoment Verlauf .....	68
Abbildung 53: M-Tune Startseite.....	69
Abbildung 54: Warnhinweise / Warngrenzen .....	71
Abbildung 55: Injektor- Einstellungen im M-tune .....	73
Abbildung 56: Totzeit über Batteriespannung .....	73
Abbildung 57: Zeitpunkt der Einspritzung.....	74
Abbildung 58: Kraftstoff - Anreicherungen .....	74

---

Abbildung 59: Zündwinkeleinstellung in der Tabelle .....	75
Abbildung 60: Korrektortabellen für den Zündwinkel .....	76
Abbildung 61: Korrektortabelle für die Lufttemperatur .....	78
Abbildung 62: Widerstandswerte über die Temperatur .....	78
Abbildung 63: Drosselklappeneinstellungen .....	79
Abbildung 64: Die Lambdatabelle .....	79
Abbildung 65: Erstes Alpha-N Kennfeld.....	80
Abbildung 66: Drehmoment Verlauf nach dem Umbau.....	81
Abbildung 67: Leistungskurve nach dem Umbau.....	82
Abbildung 68: Aufzeichnung vom Steuergerät.....	82
Abbildung 69: Gesamter Versuchsstand.....	84
Abbildung 70: Gesamte Baugruppe auf Catia.....	84

## Formelverzeichnis

Formel 1: Hubvolumen .....	9
Formel 2: Verdichtungsverhältnis .....	10
Formel 3: Allgemeine Gasgleichung .....	11
Formel 4: Gemischheizwert .....	14
Formel 5: Gemischheizwert für gasförmige Kraftstoffe .....	14
Formel 6: Druck nach der Verdichtung .....	15
Formel 7: Restvolumen nach der Verdichtung .....	15
Formel 8: Temperatur nach der Verdichtung .....	15
Formel 9: Temperatur nach der Zündung .....	15
Formel 10: Druck nach der Zündung .....	15
Formel 11: Temperatur nach der Expansion .....	15
Formel 12: Druck nach der Expansion .....	15
Formel 13: Vollkommener Mitteldruck .....	16
Formel 14: Leistung der vollkommenen Maschine .....	16
Formel 15: Innere Leistung .....	16
Formel 16: Effektive Leistung .....	16
Formel 17: Umrechnung von [kW] auf [PS] .....	17
Formel 18: Reibleistung .....	17
Formel 19: Thermischer Wirkungsgrad über die Temperatur .....	17

---

Formel 20: Thermischer Wirkungsgrad über das Verdichtungsverhältnis.....	17
Formel 21: Gesamte zugeführte Wärme.....	17
Formel 22: Gesamtwirkungsgrad des Ottomotors .....	18
Formel 23: Spezifischer Kraftstoffverbrauch .....	21
Formel 24: Spezifischer Kraftstoffverbrauch gekürzt .....	21
Formel 25: Treibstoffmenge.....	21
Formel 26: Durchflussmenge der Düse .....	22
Formel 27: Durchfluss der Düse mit Duty Cycle .....	22
Formel 28: Umrechnung der Düsengröße .....	23
Formel 29: Theoretische Düsenauslastung .....	24
Formel 30: Gesamtzeit des offenen Ventils .....	29
Formel 31: Umrechnung vom Messwert auf den Durchfluss .....	29
Formel 32: Gesamtfläche der Einströmgeometrie .....	40
Formel 33: Drosselklappendurchmesser .....	40
Formel 34: Mittlere Geschwindigkeit vom Kolben.....	41
Formel 35: Kreisfläche.....	41
Formel 36: Mittlere Einlassgeschwindigkeit .....	41
Formel 37: Luftzahl.....	53
Formel 38: Sauerstoffbedarf .....	53
Formel 39: Konzentration des Brennstoffes.....	54
Formel 40: Lambdawert.....	54

Formelverzeichnis	IX
Formel 41: Verwendete Breitbandlamdbasonde .....	55
Formel 42: Verdichtungsraum .....	57
Formel 43: Statisches Verdichtungsverhältnis .....	57
Formel 44: Drehmoment .....	59
Formel 45: Leistung des Ottomotors .....	59
Formel 46: Massenberechnung des Zylinders .....	60
Formel 47: Massenträgheitsmoment für einen Vollzylinder.....	60
Formel 48: Winkelgeschwindigkeit .....	61
Formel 49: Winkelgeschwindigkeitsdifferenz.....	61
Formel 50: Winkelbeschleunigung .....	61
Formel 51: Vergleichsmoment .....	61
Formel 52: Vergleichsleistung .....	62
Formel 53: Gemittelte Polynomfunktion 2. Grades.....	67
Formel 54: Korrekturfaktor nach SAE J1349.....	68
Formel 55: Polynomfunktion mit Korrekturfaktor .....	68
Formel 56: Polynomfunktion für das Drehmoment.....	68

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Terminplan .....	2
Tabelle 2: Messwerttabelle Druck über Durchflussmenge .....	30

# 1 Aufgabenstellung

- Erstellung und Erklärung der allgemeinen Berechnung von Ottomotoren, Injektoren und deren Parametern.
- Erstellung und Anwendung des Softwareprogramms zur Ausgabe der geeigneten Einspritzdüsen.
- Überprüfen der Herstellerangabe von Einspritzdüsen.
- Umbau des Vergasermotors auf Saugrohreinspritzung.
- Aufbau und Inbetriebnahme des Prüfstandes und dessen Regelsystem.
- Implementierung der Leistungs- und Drehmomentmessung auf dem Prüfstand.
- Inbetriebnahme des Gesamtsystems.
- Auswerten der Messergebnisse und Analyse der erstellten Berechnungen.

## 2 Terminplan

2021	Diplomarbeit					
Terminplan	Juli	Aug.	Sep.	Okt.	Nov.	Dez.
Allgemeines, Vorarbeit, Spezifikation						
Entwicklung						
Konstruktion der Einzelteile						
Fertigung und Einkauf der Einzelteile (MU)						
Umbau des Ottomotors						
Verfassen der Arbeit						
2022	Diplomarbeit					
Terminplan	Jan.	Feb.	März.	Apr.	Mai.	Juni.
Fertigung der Einzelteile (MU)						
Umbau des Ottomotors						
Konstruktion des Leistungsprüfstandes						
Fertigung und Einkauf der Einzelteile (LP)						
Verfassen der Arbeit						
Tests und Analysen						
Vorbereitungen						

Tabelle 1: Terminplan

### 3 Einleitung

Bevor die Berechnung eines Einspritzventils ausgeführt werden kann, muss die mechanische und wärmetechnische Funktion eines Ottomotors beschrieben werden. Diese sind notwendig, um später alle Messwerte richtig zu messen und eventuelle Abweichungen erkennen und interpretieren zu können.

Der Ottomotor ist eine Hubkolbenmaschine, bei dem sich ein Kolben entlang einer Achse zwischen zwei Totpunkten auf und ab bewegt. Der Kolben ist mit einem Kolbenbolzen drehbar am Pleuel fixiert und dieses wiederum drehbar an der Pleuelstange. An den Pleuelstangensitzungen wird die Pleuelstange gelagert und je nach Ausführung sind die Zylinder, in denen sich der Kolben auf und ab bewegt, in einem oder geteilt gefertigt. Der Aufbau beschreibt ein Schub Pleuelgetriebe, bei dem eine oszillierende Pleuelbewegung in eine Drehbewegung umgewandelt wird. Um das notwendige Benzin-Luft Gemisch einzubringen und das verbrannte Gemisch ausstoßen, ist an der Oberseite des Zylinders der Pleuelkopf angebracht in dem sich das mechanische System für die Ventilsteuerung befindet. Dieser Ventiltrieb beinhaltet auch die Ein- und Auslassventile und vervollständigt das mechanische System [1].

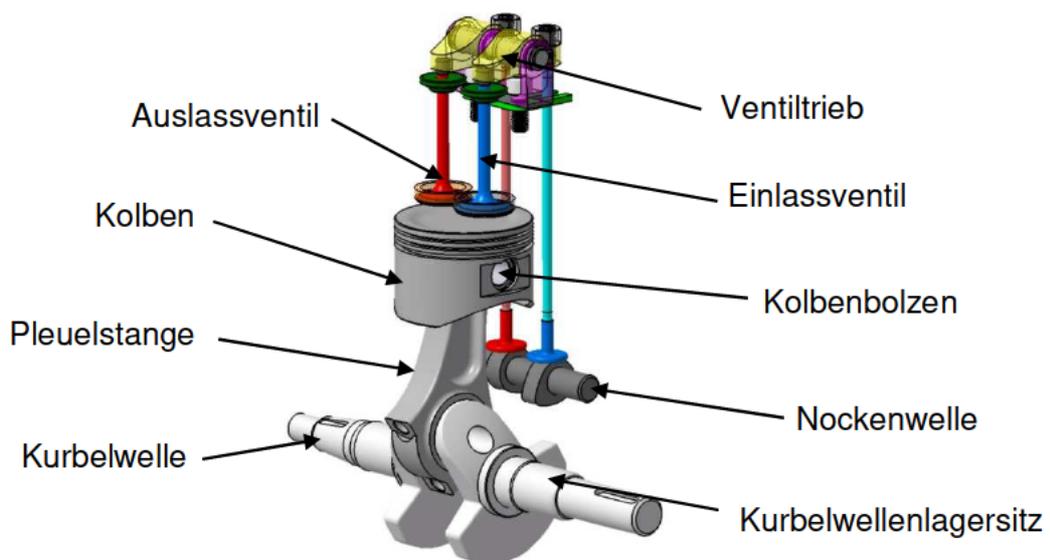
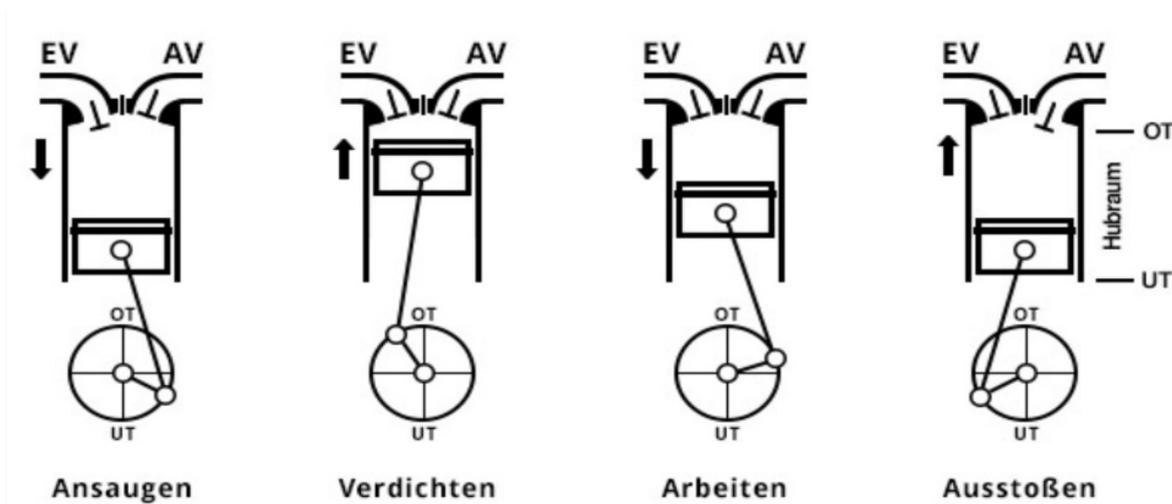


Abbildung 1: Aufbauschema eines 4-Takt-Motors

Die Funktionsweise kann in vier Takte unterteilt werden und wird in **Abbildung 2** schematisch dargestellt [2].



**Abbildung 2: Arbeitstakte eines 4-Takt-Motors**

Zu Beginn des ersten Taktes, dem Ansaugtakt, befindet sich der Pleuellager am oberen Totpunkt<sup>1</sup>, wobei sich das Auslassventil eben geschlossen hat. Der Pleuellager bewegt sich in Richtung unteren Totpunkt und durch das nun geöffnete Einlassventil und dem relativen Unterdruck in der Kammer zur Umgebung, wird das Benzin-Luft Gemisch angesaugt.

Der zweite Takt, die Verdichtung und Zündung, passiert während sich der Pleuellager wieder zurück in Richtung oberen Totpunkt bewegt. Die Ein- und Auslassventile sind dabei geschlossen und das im Zylinder vorhandene Gemisch wird verdichtet. Üblich sind bei Otto-Saugmotoren Verdichtungsverhältnisse über 10:1, wodurch eine Temperatur von in etwa 450°C entstehen kann. Die für das Verdichten benötigte Arbeit, kommt von der Rotationsenergie vom vorherigen Arbeitszyklus und ist in den Massen der Bauteile als kinetische Energie<sup>2</sup> gespeichert. Je nach Lastzustand wird meist kurz vor dem Erreichen des oberen Totpunktes über die Zündkerze gezündet.

<sup>1</sup> Der obere Totpunkt ist die Stellung des Pleuellagersystems, bei dem der Pleuellager den obersten Punkt seiner Aufwärtsbewegung einnimmt.

<sup>2</sup> Als kinetische Energie wird die Bewegungsenergie bezeichnet. Mit steigender Masse und Geschwindigkeit wird sie größer.

Im dritten Takt, dem Arbeitstakt, expandiert das verbrennende Gemisch. Durch die hohen Temperaturen von bis zu 2500°C und die damit einhergehende Expansion des Gases, wird ein Spitzendruck von bis zu 120 bar erreicht. Der Kolben wird nach unten gedrückt und mechanische Arbeit wird verrichtet. Das Auslassventil wird schon kurz vor dem unteren Totpunkt geöffnet und das Abgas kann mit einem relativen Überdruck von in etwa 4 bar aus dem Zylinder entweichen. Das frühere Öffnen hat einen besseren Füllungsgrad<sup>3</sup> vom Gemisch im Zylinder beim Ansaugtakt zur Folge.

Im letzten Takt folgt das Ausstoßen des restlichen, noch im Zylinder enthaltenen, Abgases. Dabei bewegt sich der Kolben vom unteren zum oberen Totpunkt weiter. Das Einlassventil wird kurz vor dem Erreichen geöffnet und das Auslassventil wird kurz danach geschlossen, wobei hier der Arbeitsprozess wieder von vorne beginnt. Aus der mechanischen Funktion und den einzelnen Takten lässt sich nun ein thermodynamischer Kreisprozess beschreiben. [3]

## 4 Kreisprozess – Otto-Vergleichsprozess

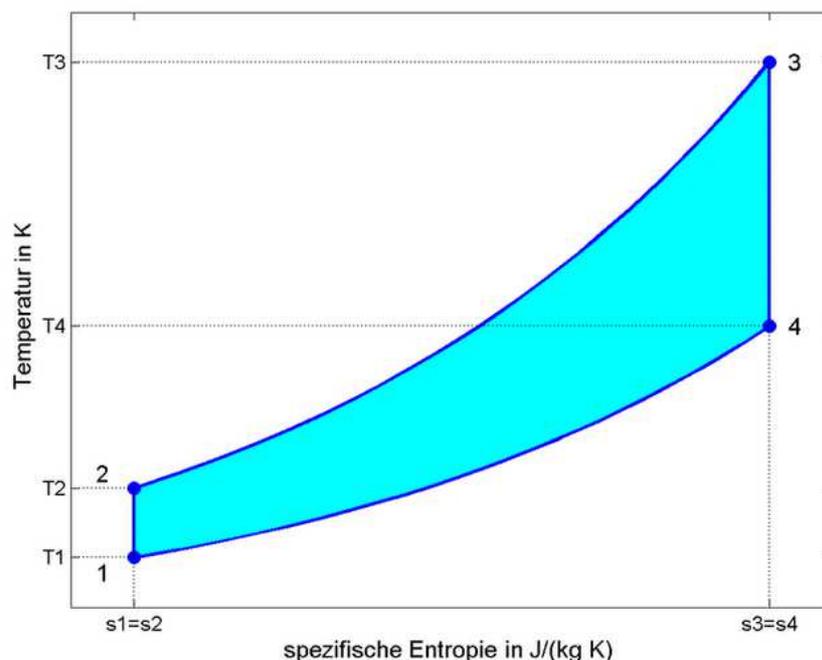
In der Theorie wird der Ottomotor als Gleichraumprozess beschrieben. Er zählt zu den thermodynamischen Vergleichsprozessen für Wärmekraftmaschinen und wird auch als Otto-Kreisprozess bezeichnet. Es wird angenommen, dass in einem geschlossenen System, Zustandsänderungen eines idealen Gases passieren, welche eine ideale oder auch vollkommene Maschine beschreiben. Um die vier Änderungen Kompression, Wärmezufuhr, Expansion und Wärmeabfuhr darstellen zu können, ist zum einen das sogenannte T-s Diagramm und zum anderen das p-v Diagramm notwendig. Das „T“ steht für die Temperatur in [Kelvin] oder [Grad Celsius], das „s“ für die Entropie in [J/kgK], das „p“ für den Druck in [Pascal] oder [bar] und

---

<sup>3</sup> Der Füllungsgrad wird auch als Liefergrad bezeichnet und beschreibt den Unterschied zwischen der maximal möglichen Füllung des Zylinders bei einem Ladungswechsel zu der tatsächlich erreichten.

das „ $v$ “ für das spezifische Volumen in  $[\text{m}^3/\text{kg}]$  im Brennraum. Aus dem Otto-Vergleichsprozess wird im T-s Diagramm in **Abbildung 3** und dem p-v Diagramm in **Abbildung 4** von Punkt 1 auf 2 eine isentrope Kompression als Senkrechte nach oben dargestellt [4]. Die Entropie während der Aufwärtsbewegung des Kolbens bleibt konstant und es erhöht sich die Temperatur (Verdichtung). Von Punkt 2 auf 3 wird eine isochore Wärmezufuhr angenommen. Sie wird durch eine steigende Kurve beschrieben, wobei sich der Kolben am oberen Totpunkt befindet und einen unendlich kurzen Zeitpunkt beschreibt (Zündung des Gemisches). Von Punkt 3 auf Punkt 4 folgt eine isentrope Expansion. Hierbei bewegt sich der Kolben vom oberen zum unteren Totpunkt, wobei die Temperatur abnimmt (Arbeitstakt). Von Punkt 4 auf 1 wird eine isochore Druckminderung angenommen, bei der die Wärmeabfuhr durch das Ausstoßen des Abgases passiert.

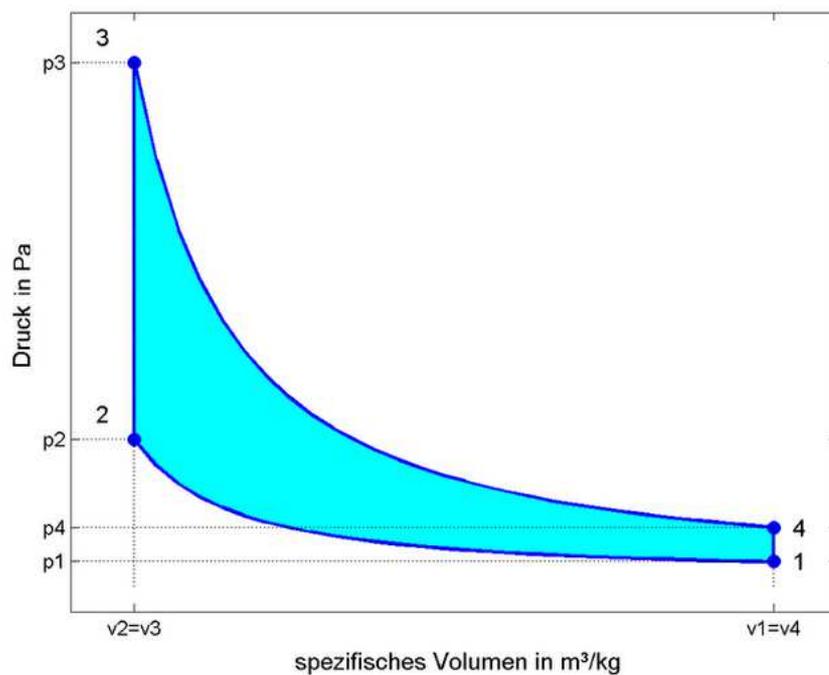
- 1-2 isentrope Verdichtung
- 2-3 isochore Wärmezufuhr
- 3-4 isentrope Expansion
- 4-1 isochore Wärmeabfuhr



**Abbildung 3: Theoretisches T-s Diagramm vom Gleichraumprozess**

Aus dem Otto-Vergleichsprozess wird im p-v Diagramm von Punkt 1 auf 2 wieder die isentrope Verdichtung gezeigt. Die im T-s Diagramm gezeigte Senkrechte wird hier zu einer leicht steigenden Kurve nach oben und die isochore Wärmezufuhr wird zu einer Gerade. Das bedeutet, dass das Volumen bei der Wärmezufuhr konstant bleibt. Der Kolben befindet sich am oberen Totpunkt. Die Bewegung vom oberen Totpunkt zum unteren Totpunkt, also von Punkt 3 auf 4 ist wiederum im Gegensatz zum T-s Diagramm, eine steil nach unten gerichtete Kurve.

Der im Punkt 4 verbleibende Druckunterschied zu Punkt 1, passiert durch das Öffnen des Auslassventils, wobei das verbrannte Gemisch mit Überdruck aus dem Brennraum entweicht [5].



**Abbildung 4: Theoretisches p-v Diagramm vom Gleichraumprozess**

Jeder reale Prozess weicht dem theoretischen Vergleichsprozess ab, da ein dynamisches System immer Dissipationsverluste<sup>4</sup> hat.

---

<sup>4</sup> Unter Dissipationsverluste versteht man z.B. die Arbeit, welche aufgrund von Reibung in thermische Energie umgewandelt wird.

Beim Viertaktmotor muss ebenfalls der Ladungswechsel berücksichtigt werden, da ein vollständiger Arbeitszyklus zwei ganze Kurbelwellenumdrehungen beschreibt. Die in der **Abbildung 5** dunkelblau dargestellte Fläche, beschreibt die Ausschiebearbeit bei der das Auslassventil geöffnet ist, wobei das Öffnen dieses Ventils während der Expansion einen Expansionsverlust bedeutet (hier gelb dargestellt). Danach folgt das Ansaugen des frischen Gemisches, wobei wieder Ansaugarbeit verrichtet werden muss (hier grün dargestellt).

Aus diesen „negativen“ Arbeiten ergeben sich Abweichungen bei allen rechnerischen Ergebnissen, welche erst durch aufwendige Versuche auf Prüfständen genauer gemessen und ermittelt werden können. [4] Weitere Einflüsse sind:

- Unvollständige Verbrennung
- Restgase im Zylinder von der vorherigen Verbrennung (Füllgrad / Liefergrad)
- Wärmeaustausch vom Gas an die Brennraumwände
- Strömungsverluste bei den Ventilen
- Druckverlust durch die Kolbenringe

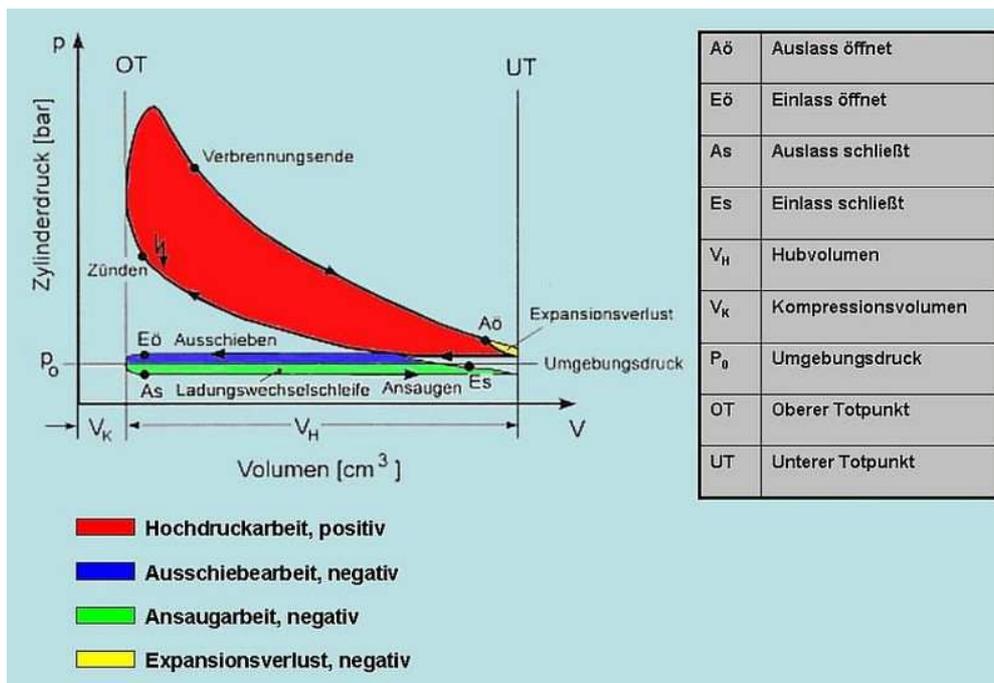


Abbildung 5: Realer Gleichraumprozess

## 5 Die Leistungsberechnung

Ist die Leistung des Ottomotors nicht angegeben, so kann aus dem Kreisprozess und den folgenden Parametern die Leistung berechnet werden. Um ein Verständnis für die angegebenen Formeln zu bekommen, werden im Folgenden alle benötigten Variablen und Kennwerte kurz beschrieben.

Die **Zylinderzahl...z** wird in der Berechnung als Faktor zur Berechnung des gesamten Hubraumes herangezogen. Wird später der Gesamthubraum angegeben, so kann für  $z=1$  eingetragen werden.

Für die **Drehzahl...n** in [1/min] muss die maximal erlaubte Drehzahl, mit der der Motor später betrieben werden soll, eingesetzt werden. Diese ist bei Serienmotorsteuergeräten begrenzt und als Festwert hinterlegt oder kann bei freiprogrammierbaren Steuergeräten unter der Einhaltung einiger Aspekte eingestellt werden.

Das **Hubvolumen...V<sub>h</sub>** in [m<sup>3</sup>] ist das Volumen welches der Kolben vom unteren Totpunkt zum oberen Totpunkt verdrängt, wobei dessen Volumengeometrie einen Zylinder beschreibt. Multipliziert mit der Zylinderzahl ergibt es die Herstellerangabe des Gesamthubraumes. (Ohne dem Restvolumen der Brennkammer) [6].

$$V_h = \left(\frac{d}{2}\right)^2 * \pi * h * z$$

**Formel 1: Hubvolumen**

Das **Verdichtungsverhältnis ...ε** (Eta) beschreibt den zweiten Takt bei dem das Gemisch verdichtet wird. Hierbei unterscheidet man zwischen dem geometrischen Verdichtungsverhältnis, bei dem das gesamte Volumen des Zylinders bei der u.T. Stellung durch das verbleibende Volumen bei o.T. Stellung geteilt wird und dem

effektiven Verdichtungsverhältnis, bei dem das Volumen, welches durch das Schließen des Einlassventiles nach dem u.T. vom gesamten Volumen vorher abgezogen wird. Das effektive Verdichtungsverhältnis ist daher immer kleiner als das Geometrische [7].

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

**Formel 2: Verdichtungsverhältnis**

Der **Umgebungsdruck...p** in [Pa] ist einer der größten Einflüsse auf die Motorleistung und muss auf Motorenprüfständen in der Automobilindustrie mathematisch korrigiert werden, um Leistungsmessungen vergleichbar zu machen. Dafür gibt es verschiedene Normen, wie die DIN 70200, EWG 80/1269, ECE-R 85 und die SAE J1349. Sollte ein Tiefdruckgebiet von 970hPa vorliegen, ergibt dies zu einem Hochdruckgebiet von 1030hPa einen rechnerischen Leistungsunterschied nach DIN 70200 von über 6% [8].

Die **Luftfeuchte** hat ebenfalls einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss. Nach der DIN 70200 wird bei einem Feuchtigkeitsunterschied von 100% eine Leistungssteigerung von rund 2,4% errechnet.

Da der ideale thermodynamische Prozess vom realen Prozess abweicht, muss ein sogenannter **Gütegrad...ηg** als Faktor eingerechnet werden. Dieser ist je nach Aufbau und Technologie des Motors mit Bedacht zu wählen, da er einen hohen Einfluss auf die nachfolgende Berechnung hat. Bei Ottomotoren wird ein Wert zwischen 0,4 und 0,7 angenommen. (Achtung, dieser Wert ist nicht mit dem Wirkungsgrad zu verwechseln) [9].

Mit dem **mechanischen Wirkungsgrad...ηm** werden alle Reibverluste und Antriebsverluste durch Hilfsaggregate erfasst.

**Die Lufttemperatur...T** in [K] ist jene, bei der der Motor betrieben wird, bzw. die Lufttemperatur welche in den Motor einströmt und bei der Verbrennung beteiligt ist. Eine Differenz von 10°C ergibt laut DIN 70200 eine Leistungsänderung von ca.2%.

Das **Treibstoff-Luft-Verhältnis... $\lambda$**  in (kg/kg) gibt an, wieviel kg Luft zur Verbrennung von 1kg Treibstoff nötig sind. Bei Benzin wird der Faktor 14,7 kg Luft pro kg Treibstoff chemisch hergeleitet.

Der **untere Heizwert...  $H_u$**  in [kJ/kg] von Benzin gibt an, wieviel Wärmeenergie aus der Verbrennung nutzbar ist, wobei der Energieanteil von Wasser bzw. Wasserdampf nach der Verbrennung abgezogen wird. Er wird über den Brennwert experimentell hergeleitet [10].

Der **Isentropenexponent ... $\kappa$**  (Kappa) von Luft ist das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten von Luft bei konstantem Druck und konstantem Volumen. Für trockene Luft wird der Wert 1,4 aus Tabellen entnommen [11].

Die **Luftzahl... $\lambda$**  (Lambda) ist das Verhältnis von real zugeführter Luft zu theoretisch notwendig zugeführter Luft bei stöchiometrischer Verbrennung. Dieser Wert gibt an, wie „fett“ oder „mager“ ein Motor betrieben wird. Für die Berechnung wird ein Lambdawert von 1 angenommen. Aufgrund des großen Einflusses wird der Lambdawert sowie das Treibstoff-Luft-Verhältnis im Unterkapitel „Die Lambdasonde“ ausführlich erklärt.

Die **isochore spezifische Wärme... $c_v$**  [J/kgK] gibt an, wieviel Energie nötig ist um eine bestimmte Menge eines Stoffes um ein Kelvin zu erhöhen. Hier wird zwischen dem  $c_v$ -Wert, welcher bei konstanten Volumen und dem  $c_p$ -Wert, welcher bei konstantem Druck gemessen wird, unterschieden. Man spricht auch von der Fähigkeit eines Stoffes thermische Energie zu speichern, wobei bei feuchter Luft ein  $c_v$ -Wert von ca. 0,9 bis 1,1 angenommen werden kann [12].

Die spezifische Gaskonstante... $R$  [J/kgK] ist eine Konstante aus der Thermodynamik. Mit dieser Konstante können Zustände und Zusammenhänge idealer Gase beschrieben und berechnet werden. Für trockene Luft kann tabellarisch ein Wert von 287,1 J/kgK entnommen werden [13].

$$p * V = m * R * T$$

**Formel 3: Allgemeine Gasgleichung**

## 5.1 Berechnung des Honda GX200

Aufgrund des Umfangs der Berechnung und zur schnelleren Anpassung der tabellarisch entnommenen und angenommenen Werte, wurde die Berechnung mit Mathcad<sup>5</sup> durchgeführt und aus dessen Benutzeroberfläche entnommen. Die verwendeten Formeln sind aus dem Buch Otto und Dieselmotoren von Dipl.-Ing. Heinz Grohe und Prof. Dr.-Ing. Gerald Russ aus der 15. Auflage [9, S. 51-70].

Um die Berechnung durchführen zu können, werden nun notwendigen thermodynamische Daten aus Tabellen entnommen. Werte die sich aus dem Design, der Herstellung und anderen Einflüssen des Motors ergeben, werden aus dem Herstellerdatenblatt entnommen. Für sonstige fehlende Spezifikationen die weder berechnet noch aus Tabellen oder Datenblättern entnommen werden können, wurden gemittelte Erfahrungswerte angenommen. Die **Abbildung 6** zeigt den dazugehörigen Motor als Detailzeichnung mit einigen Hauptabmessungen [14].

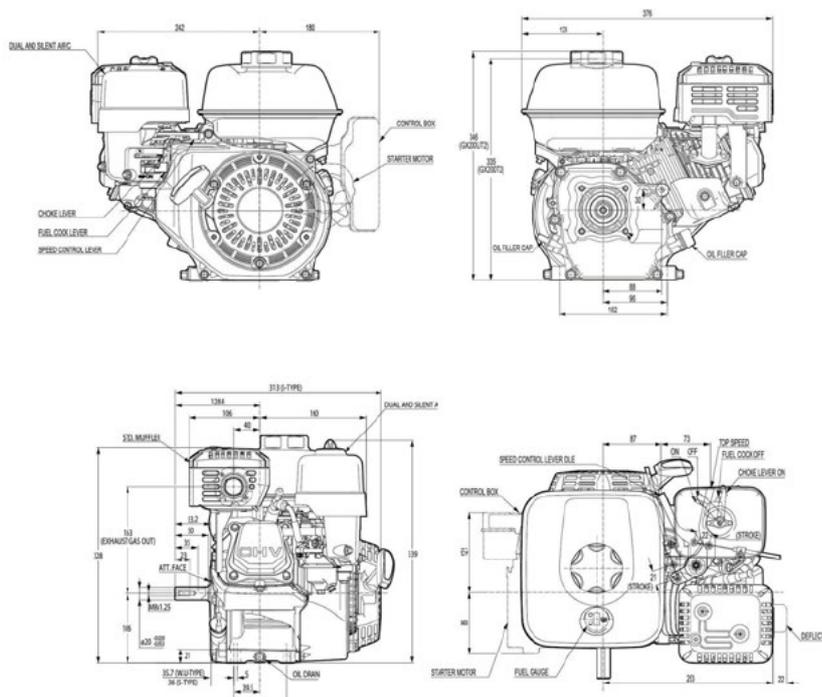


Abbildung 6: Detailzeichnung GX200

<sup>5</sup> Mathcad ist ein Softwareprogramm in dem Berechnungen vorgenommen werden können. Die Benutzeroberfläche erlaubt eine übersichtliche Darstellung und das Ausgeben von Zwischenergebnissen. Wird ein Wert in der Angabe oder einer Formel geändert, wird die Änderung automatisch für die gesamte Berechnung übernommen und alle Ergebnisse aktualisiert.

### 5.1.1 Spezifikationen, Konstanten und Erfahrungswerte

Folgende Daten gelten als Angabe für die Berechnung der Motorleistung und die damit einhergehende Düsengröße. Sie stellen den Ausgangspunkt für die Berechnung, wenn keine Motorleistung bekannt ist, lediglich die Geometrie.

Treibstoff:	<i>Benzin</i>
Motortyp:	<i>4 Takt – Ottomotor</i>
Durchmesser Zylinderbohrung:	$d = 68[mm]$
Hub:	$h = 54 [mm]$
Zylinderzahl:	$z = 1 [Faktor]$
Drehzahl:	$n = 3600 \left[\frac{1}{min}\right]$
Verdichtungsverhältnis:	$\varepsilon_1 = 8,5 [Verhältnis]$
Hubvolumen:	$V_h = 196 [cm^3]$
Hubraum gesamt:	$V_{ges} = 196 [cm^3]$
Umgebungsdruck:	$p_1 = 1 [bar]$
Mechanischer Wirkungsgrad:	$\eta_m = 0,80 [Faktor]$  (Erfahrungswert)
Gütegrad:	$\eta_g = 0,5 [Faktor]$  (Erfahrungswert:0,4 – 0,7)
Umgebungstemperatur:	$T_1 = 293,15 [K]$
Treibstoff–Luft-Verhältnis:	$1_{min} = 14,7 [Verhältnis]$
Unterer Heizwert:	$H_u = 42000000 \left[\frac{J}{kgK}\right]$

Isentropen Exponent von Luft:	$\kappa = 1,4$ [Faktor]
Luftzahl:	$\lambda = 1$ [Verhältnis]
Isochore spezifische Wärme:	$c_v = 915$ [ $\frac{kJ}{kgK}$ ]
Spezifische Gaskonstante:	$R_1 = 287,1$ [ $\frac{J}{kgK}$ ]

Der **Gemischheizwert  $H_g$** ... ist die Wärmemenge die bei der Verbrennung von einem Normkubikmeter Luft-Treibstoff Gemisch frei wird, wobei die Ausgangstemperatur  $0^\circ\text{C}$  und der Ausgangsdruck 1013,25 mbar beträgt. Die Formel 4 gilt ausschließlich wenn Benzin oder Diesel bzw. flüssige Kraftstoffe eingesetzt werden und der Lambda Wert  $\geq 1$  ist, da hier das Volumen des Treibstoffes vernachlässigt wird.

$$H_g = \frac{H_u}{\lambda * 1_{\min}} = 2,857 * 10^6 \left[ \frac{kJ}{m^3} \right]$$

**Formel 4: Gemischheizwert**

Zusatz: Wird gasförmiger Kraftstoff mit Lambda größer 1 eingesetzt, muss das Volumen berücksichtigt werden. Somit lautet die Formel:

$$H_g = \frac{H_u}{1 + \lambda * 1_{\min}} \dots \left[ \frac{kJ}{m^3} \right]$$

**Formel 5: Gemischheizwert für gasförmige Kraftstoffe**

### 5.1.2 Einsetzen der Daten in den Kreisprozess

Nun werden die Zustandsänderungen des Gases über den Kreisprozess an jedem der vier Punkte nacheinander berechnet, wobei die Zustände der Umgebungsluft den **Punkt 1** beschreiben. Somit entspricht der Druck  $p_1$  dem Umgebungsluftdruck und die Temperatur  $T_1$  der Umgebungslufttemperatur.

Der Druck und die Temperatur an **Punkt 2** nach der Verdichtung bei isentroper Wärmezufuhr.

$$p_2 = p_1 * \varepsilon_1^\kappa = 20,007 \text{ [bar]}$$

**Formel 6: Druck nach der Verdichtung**

$$V_2 = \frac{V_h}{(\varepsilon_1 - 1)} = 0,0261 \text{ [dm}^3\text{]}$$

**Formel 7: Restvolumen nach der Verdichtung**

Aus dem Verdichtungsverhältnis wird mathematisch die Temperatur hergeleitet.

$$T_2 = T_1 * \varepsilon_1^{\kappa-1} = 690,01 \text{ [K]}$$

**Formel 8: Temperatur nach der Verdichtung**

Der Druck und die Temperatur an **Punkt 3** nach der isochoren Wärmezufuhr durch Zünden des Treibstoffgemisches.

$$T_3 = T_1 \times \varepsilon_1^{(\kappa-1)} + \left(\frac{H_g}{c_c}\right) = 3,812 \times 10^3 \text{ [K]}$$

**Formel 9: Temperatur nach der Zündung**

$$p_3 = \frac{T_3 \times p_2}{T_2} = 110,49 \text{ [bar]}$$

**Formel 10: Druck nach der Zündung**

Der Druck und die Temperatur an **Punkt 4** nach der isentropen Wärmeabfuhr durch Expansion und der Bewegung des Kolbens zum unteren Totpunkt.

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon_1^{\kappa-1}} = 1.6195 * 10^3 \text{ [K]}$$

**Formel 11: Temperatur nach der Expansion**

$$p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon_1^\kappa} = 5,523 \text{ [bar]}$$

**Formel 12: Druck nach der Expansion**

Schon bei den ersten Ergebnissen in Punkt 2 kann man sehen, dass die Werte unerwartet hoch sind. Dies resultiert aus den vernachlässigten Faktoren, welche vor der **Abbildung 5** aufgelistet sind. Daher werden in späterer Folge der Gütegrad sowie die Wirkungsgrade miteinander berechnet.

Im Folgenden wird der vollkommene Mitteldruck berechnet, welcher den durchschnittlichen Druck im Brennraum in der Zeit von zwei Kurbelwellenumdrehungen beschreibt.

$$p_{mv} = \frac{\frac{H_u}{(\lambda * 1_{min})} * \frac{p_{11}}{(R_1 * T_1)} * \frac{(1 - \epsilon_1^{1-\kappa})}{(1 - \epsilon_1^{-1})}}{100000} = 22,13 \text{ [bar]}$$

**Formel 13: Vollkommener Mitteldruck**

Bringt man zum Mitteldruck die Brennraumgröße und die Drehzahl ein, wird die Leistung der vollkommenen Maschine berechnet, wobei die Verluste nicht berücksichtigt werden.

$$P_v = \frac{p_{mv} * V_h * z * n}{1200000} = 13,011 \text{ [kW]}$$

**Formel 14: Leistung der vollkommenen Maschine**

Wird der Gütegrad des Motors mit eingeschlossen wird deutlich, welchen großen linearen Einfluss dieser auf die Berechnung hat. Der Gütegrad kann nur experimentell mit hohem Aufwand genähert werden, daher ist er mit Bedacht zu wählen. Die innere Leistung kann mit der Leistung die auf den Kolben übertragen wird verglichen werden.

$$P_i = \eta_g * P_v = 6,506 \text{ [kW]}$$

**Formel 15: Innere Leistung**

Über den mechanischen Wirkungsgrad kann nun die effektive Leistung ausgerechnet werden. Sie kann direkt an der Kurbelwelle abgegriffen werden.

$$P_e = \eta_g * \eta_m * P_v = 5,204 \text{ [kW]}$$

**Formel 16: Effektive Leistung**

$$P_s = P_e * 1,36 = 7,08 [PS]$$

**Formel 17: Umrechnung von [kW] auf [PS]**

Es ergibt sich unter der Berücksichtigung aller Wirkungsgrade und des Gütegrades eine Leistung von 5,204 kW bzw. 7,08 PS auf der Ausgangswelle des Motors. Durch die nachstehenden Verlustleistungen wird verdeutlicht, wie groß der Einfluss des Gütegrades und der Wirkungsgrade auf die nutzbare Energie sind. Sie wird für die Dimensionierung der Einspritzventile nicht benötigt, kann jedoch zur besseren Wahl der angenommenen Wirkungsgrade für die effektive Leistung helfen. Die Reibleistung errechnet sich aus der Differenz der inneren Leistung und der effektiven Leistung.

$$P_r = P_i - P_e = 1,302 [kW]$$

**Formel 18: Reibleistung**

Der thermische Wirkungsgrad kann genähert aus den beiden Temperaturen  $T_1$  und  $T_2$  oder nach der **Formel 20** über das Verdichtungsverhältnis berechnet werden.

$$\eta_{th,t} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \dots 0,575 \left[ \frac{\%}{100} \right]$$

**Formel 19: Thermischer Wirkungsgrad über die Temperatur**

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_1^{(\kappa-1)}} = 0,575 \left[ \frac{\%}{100} \right]$$

**Formel 20: Thermischer Wirkungsgrad über das Verdichtungsverhältnis**

Diese Gleichungen gelten im Fall, dass ausschließlich Wärme bei konstanten Volumen zugeführt wird. Man sieht, dass über 40% der Energie in nicht nutzbare Wärme übergehen. Zur Veranschaulichung des Wärmeverlustes wird die gesamte Wärmemenge die dem System zugeführt wird berechnet.

$$P_B = \frac{P_v}{\eta_{th}} = 22,63 [kW]$$

**Formel 21: Gesamte zugeführte Wärme**

$$\eta_e = \eta_{th} * \eta_g * \eta_m = 0,23 \left[ \frac{\%}{100} \right]$$

**Formel 22: Gesamtwirkungsgrad des Ottomotors**

Für Ottomotoren werden Werte von 0,25 bis 0,3 für den Gesamtwirkungsgrad / Nutzungswirkungsgrad angenommen. Aus der Formel des Gesamtwirkungsgrades ergibt sich ein Eta von 23%, wobei dieser niedrige Wert auf die kleine Verdichtung und auf den im unteren Drittel gewählten Gütegrad zurückzuführen ist. Sollten bei der Berechnung viel höhere Werte erreicht werden, sollten die Angaben und die angenommenen Parameter nochmals überprüft werden.

### 5.1.3 Berechnungsgrenzen / Systemgrenzen

Die Berechnung ist auf dem Gleichraumprozess aufgebaut, daher gelten alle verwendeten Formeln und mathematischen Näherungen dem Ottomotor. Es können auch durch Turbolader und Kompressor aufgeladene Motoren berechnet werden, es ist allerdings darauf zu achten, dass der Ladedruck nicht dem Ausgangsdruck vor der Verdichtung entspricht. Dieser wird durch die Trägheit des Fluides, also der Luft, beim „Ansaugen“ und durch Reibverluste geringer und würde eine Verfälschung der Ergebnisse nach sich ziehen.

Weiters passiert durch das Vorverdichten der Luft durch Turbolader oder Kompressoren nicht nur eine Änderung des Druckes, sondern auch eine Änderung der Lufttemperatur. Diese Änderung muss vorher berechnet werden oder über einen Temperatursensor vor der Drosselklappe gemessen werden. Zusätzlich ist bei der Berechnung mit Kompressoren darauf zu achten, dass sie einen nicht zu vernachlässigenden Teil der Motorleistung benötigen, um die Luft zu verdichten.

Sollte als Kraftstoff Methanol, Ethanol oder anderes verwendet werden, so ist der Heizwert, das Treibstoff-Luft-Verhältnis und Lambda zu ändern. Ebenso muss der Gemischheizwert neu berechnet werden. Bei Alkoholen als Treibstoff wird mehr Treibstoff benötigt, dadurch werden auch die genäherten Düsengrößen um einiges größer.

## 6 Die Einspritzdüse

Um eine Einspritzdüse berechnen zu können, wird zunächst ihr Aufbau und ihre Funktionsweise erklärt. An der Druckleitung wird die Düse mit 3 bis 5 bar Kraftstoffdruck versorgt. Durch das vom Steuergerät erzeugte pulsweitenmodulierte Signal wird der Elektromagnet angesteuert und zieht die Ventilstößel nach oben. Durch den Ringspalt / Spritzlochscheibe kann nun ein durch die Geometrie des Spaltes erzeugter definierter Treibstoffnebel entweichen. Wird die angelegte Spannung weggenommen, schließt das Ventil durch die Schließfeder und den Treibstoffdruck und dichtet an der orangen Ringfläche ab, siehe **Abbildung 7** [15]. Dieser Aufbau ist bei Bosch, Siemens, VDO und Magneti Marelli identisch, um nur einige der Hersteller zu nennen.

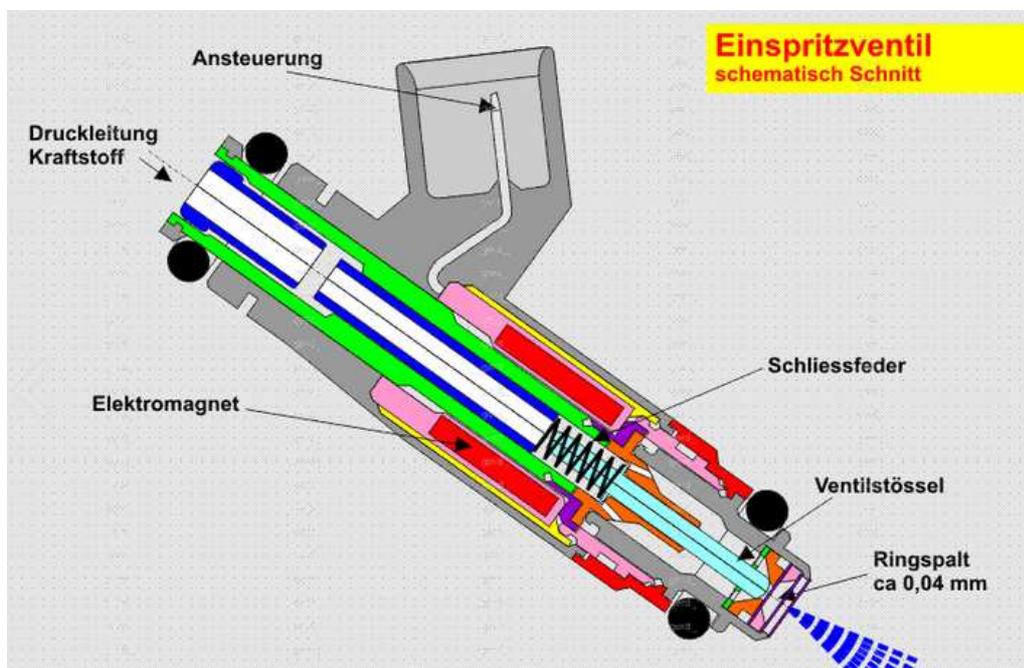


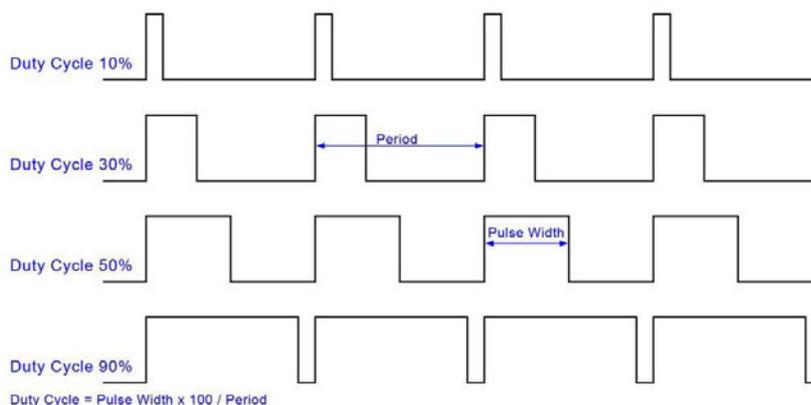
Abbildung 7: Schnittdarstellung eines Einspritzventils

Unterschieden werden Injektoren durch ihr Sprühbild, die angelegte Spannung, der Steckerform für die Versorgungsspannung, der Anschlussform der Zuleitung des Treibstoffes und deren Impedanz<sup>6</sup>. Es gibt Hochimpedanz-Injektoren, welche einen Widerstand zwischen 12 und 17 Ohm aufweisen und heutzutage am häufigsten in Autos anzutreffen sind sowie Niedrigimpedanz-Injektoren, welche in Hochleistungsinjektoren und größeren Injektoren verbaut sind. Ihr Widerstand ist kleiner und typischerweise zwischen 2 und 5 Ohm.

## 6.1 Allgemeine Berechnung der Einspritzdüse

Sollte die effektive Leistung des Ottomotors bekannt sein, kann sie in die nachfolgende Berechnung direkt eingesetzt werden. Wenn die tatsächliche Leistung des Motors nicht bekannt ist, kann diese durch die Berechnung in **Kapitel 4.1** genähert werden.

Aus dem spezifischen Kraftstoffverbrauch ergibt sich der theoretische Kraftstoffverbrauch. Bei Einspritzventilen wird dieser zum größten Teil in Kubikzentimeter pro Minute angegeben und bezieht sich auf die maximal mögliche Einspritzmenge, wenn das Ventil durchgehend angesteuert wird. Da eine durchgehende Ansteuerung aufgrund des Aufbaus mit der Magnetspule nicht sinnvoll ist, wird ein sogenannter Duty Cycle angegeben siehe **Abbildung 8** [16].



**Abbildung 8: PWM Signal vom Motorsteuergerät**

<sup>6</sup> Die Impedanz bei Injektoren ist ein elektrischer Wechselstromwiderstand, welcher durch die Spule und dem PWM-Signal entsteht.

Dieser Wert in Prozent gibt an, wie ausgelastet das Ventil ist. Um eine Überlastung und einen frühzeitigen Ausfall des Systems zu vermeiden, wird maximal eine 90% Auslastung angedacht. Die dann folgenden Ergebnisse und Wahl des Einlassventils sollten mit einem Duty Cycle von 55% bis 75% angenähert werden, damit mögliche Reserven für das spätere Abstimmen oder Leistungserhöhungen vorhanden sind. Es ist jedoch darauf zu achten, dass die Düse nicht zu groß wird, da es sonst im Leerlauf schwieriger wird, den Motor abzustimmen. Diese Tatsache wird bei den späteren Versuchen mit dem Injektor bestätigt.

Weiterführend zu der Kreisprozessberechnung wird nun die dazugehörige Düsengröße über den spezifischen Kraftstoffverbrauch  $b_e$  in [g/kWh] hergeleitet und berechnet. Die Formel für den auf die Leistung bezogenen Kraftstoffverbrauch ergibt sich aus der Nutzleistung. Nach dem Einsetzen und Kürzen des unteren Heizwertes von Benzin, ergibt sich der Wert 86 durch den Gesamtwirkungsgrad [9, S. 63].

$$b_e = \frac{1}{\eta_e * H_U} \dots \left[ \frac{g}{kWh} \right]$$

**Formel 23: Spezifischer Kraftstoffverbrauch**

$$b_e = \frac{86}{\eta_e} = 373,9 \left[ \frac{g}{kWh} \right]$$

**Formel 24: Spezifischer Kraftstoffverbrauch gekürzt**

Um von dem spezifischen Kraftstoffverbrauch auf den maximalen Kraftstoffverbrauch zu schließen, muss dieser mit der effektiven Leistung  $P_e$  multipliziert und durch 60 dividiert werden. Man erhält die zuzuführende Treibstoffmasse in Gramm pro Minute.

$$g_{pmin} = \frac{b_e * P_e}{60} = 32,43 \left[ \frac{g}{min} \right]$$

**Formel 25: Treibstoffmenge**

Nachdem die Düsengröße in der Einheit [cm<sup>3</sup>/min] bei 100% Auslastung / Ansteuerung benötigt wird, wird unter der Berücksichtigung der Dichte vom verwendeten Treibstoff das durchzusetzende Treibstoffvolumen pro Minute berechnet. Die Dichte von Motorenbenzin schwankt bei der Herstellung zwischen 0,72 [kg/m<sup>3</sup>] bis 0,775 [kg/m<sup>3</sup>]. Aus diesem Grund wurde der gemittelte Wert für die Berechnung herangezogen.

$$\rho_{benzin} = 0,748 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$D_g = \frac{g_{pmin}}{\rho_{benzin}} = 43,36 \left[ \frac{cm^3}{min} \right]$$

**Formel 26: Durchflussmenge der Düse**

Wie oben beschrieben, kann die Düse bei Volllast nicht durchgehend angesteuert werden, daher muss beim Rechenergebnis noch ein geeigneter Duty Cycle berücksichtigt werden. Dieser Wert wurde hier mit 75% angenommen. Die Spule hat also 25% „Ruhepausen“.

$$DC = 75 [\%]$$

$$D_{gdc} = \frac{D_g * 100}{DC} = 57,81 \left[ \frac{cm^3}{min} \right]$$

**Formel 27: Durchfluss der Düse mit Duty Cycle**

Die Düse muss mindestens einen Durchfluss von 58 cm<sup>3</sup>/min aufweisen. Je nach Ergebnis wird es keine exakt passende Düse geben, daher wird die nächstgrößere im Handel erhältliche Größe gewählt. Bei einer Single-Point Injektion werden alle Zylinder von einer Düse versorgt, daher bleibt der Wert gleich. Sollte die Berechnung für einen Mehrzylinder Motor gerechnet werden, ist der Ergebniswert bei der Verwendung einer Multi-Point Injektion durch die Zylinderzahl zu dividieren. Da die theoretisch benötigte Düse sehr klein ist, wurde im Internet nach einer möglichst kleinen Düse gesucht, für die auch ein passender Adapter für die Treibstoffversorgung verfügbar ist.

Die Herstellerangaben der gewählten Düse [17].

Hersteller:	Bosch
Nummer:	0280 158 229
Widerstand:	12 [Ohm]
Statischer Durchfluss bei 3 bar, Medium n-Heptan:	137 [g <sub>n-Heptan</sub> /min]

Bei den Herstellerangaben wird der statische Durchfluss oft in n-Heptan angegeben. N-Heptan selbst ist farblos, riecht benzinartig und hat eine konstante Dichte von 0,6837 [g/cm<sup>3</sup>] [18]. Aufgrund dieser Eigenschaft werden für die Angaben der Düsengrößen meist kein Benzin oder andere Kraftstoffe verwendet. Somit können Messungen genormt und der maximale Durchfluss der verschiedensten Düsen verglichen werden.

Statt n-Heptan wird später bei der Versuchsdurchführung als Messmedium Benzin verwendet, da dieser leichter zu beschaffen ist. Über den Dichteunterschied ist kein anderes Messergebnis zu erwarten, daher muss lediglich der berechnete Durchsatz von der Einheit [g /min] auf [cm<sup>3</sup> /min] umgerechnet werden.

$$\rho_{n-Heptan} = 0,684 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$DG_m = 0,137 \left[ \frac{kg}{min} \right]$$

$$DG_V = \frac{DG_m}{\rho_{n-Heptan}} = 200 \left[ \frac{cm^3}{min} \right]$$

**Formel 28: Umrechnung der Düsengröße**

Nun kann man den theoretischen Duty Cycle über eine Schlussrechnung ausrechnen.

$$DC_t = \frac{100 * D_g}{200} = 21,68\%$$

**Formel 29: Theoretische Düsenauslastung**

Die Ruhepause vom Injektor liegt demnach bei 78,3%, daher liegt hier eine klare Überdimensionierung vor.

### 6.1.1 Berechnungsprogramm

Um den Düsengrößenrechner für jeden anwendbar zu machen und lange Rechenwege zu minimieren, wurde ein Softwareprogramm im Visual Studio in der Programmiersprache „C“ geschrieben. Diese Anwendung kann mit jedem Computer mit Windows als Betriebssystem in der CMD Applikation<sup>7</sup> [19] geöffnet und verwendet werden. Hierbei wurde die Berechnung bewusst in drei Kategorien unterteilt.

**Die erste Kategorie** „Werteeingabe Berechnung 1“ beschränkt sich auf die Berechnung der Düsengröße, wenn die Motorleistung bekannt ist. Dem zufolge muss lediglich die Zylinderzahl, die angestrebte oder vorhandene Leistung und der gewünschte Duty Cycle angegeben werden.

**Die zweite Kategorie** „Werteeingabe Berechnung 2“ muss gewählt werden, wenn die Motorleistung unbekannt ist. Hier benötigt man alle Parameter welche keinen gleichbleibenden oder bekannten Wert haben. Das bedeutet, dass Werte wie die Normtemperatur, der Normdruck etc. in der Software hinterlegt sind, alle weiteren motorcharakteristischen Werte müssen eingetragen werden.

---

<sup>7</sup> Ist eine von Microsoft entwickelte Applikation. In dieser können Kommandozeilenbefehle verarbeitet und Stapelverarbeitungsdaten ausgeführt werden.

**Die dritte Kategorie** „Werteeingabe Berechnung 3“ beinhaltet eine kleine Zusatzberechnung, bei der über die bekannten Volumina der Brennraumgeometrie das statische Verdichtungsverhältnis berechnet werden kann.

```
i Einspritzduesenrechner - Info
1 Die Leistung des Motors ist bekannt - Eingabedaten
2 Die Leistung des Motors ist unbekannt - Eingabedaten
3 Verdichtungsverhaeltniss Rechner - Epsilon
w momentan definierte Werte
c Berechnen
q Exit
```

Abbildung 9: Startfenster mit Kategorien

### 6.1.1.1 Programmaufbau / Menüführung / Werteeingabe

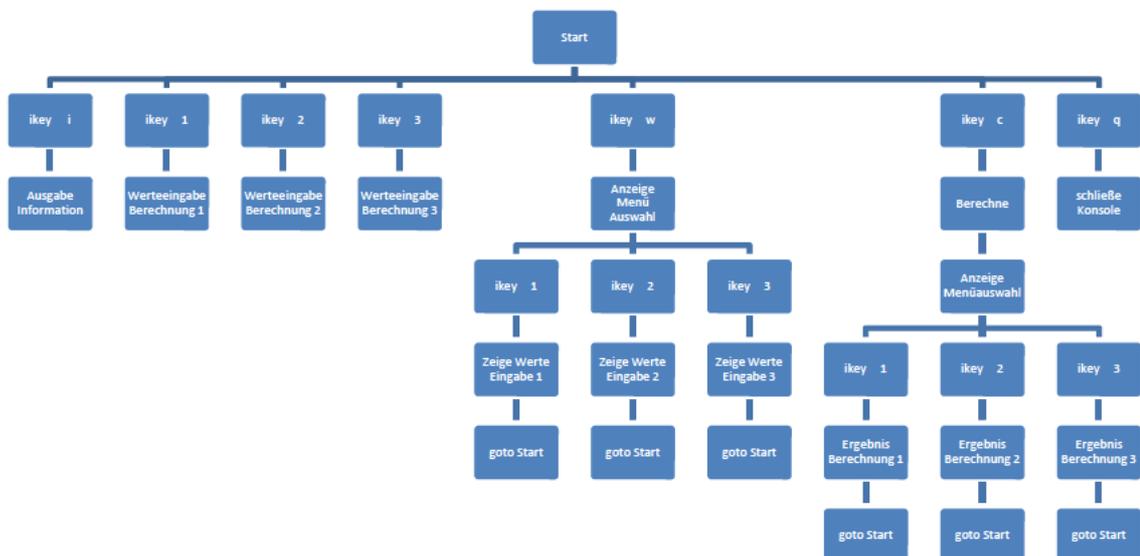


Abbildung 10: Programmablauf des Düsenrechners

Nach dem Start wird automatisch die CMD-Applikation geöffnet und die ersten Eingaben werden erwartet. Im Folgenden wird eine Beispielberechnung für den Fall, dass die Motorleistung bekannt ist durchgeführt und daher muss hier die „1“ über die Tastatur eingegeben werden, siehe **Abbildung 9**. Es öffnet sich das Fenster für die momentan definierten Werte der Berechnung 1, wobei die Werte der effektiven

Leistung, der gewünschte Duty Cycle und die Zylinderzahl einzeln abgefragt werden und nacheinander mit der Eingabetaste bestätigt werden müssen, siehe **Abbildung 11**.

```
Momentan definierte Werte in Berechnung 1
Leistung [kW]= 100.000000
Duty Cycle [Prozent]= 75.000000
Zylinderzahl z[Ganzzahl]= 4.000000
Mit beliebiger Taste fortfahren!
```

**Abbildung 11: CMD-Eingabefelder für Berechnung 1**

Nach dem Sprung zurück ins Hauptmenü, welcher durch eine beliebige Taste passiert, kann unter „w“ (momentan definierte Werte) die Eingabe kontrolliert werden. Will man zu den Ergebnissen gelangen, wählt man im Hauptmenü „c“ für calculate (berechnen) und dann wieder die „1“ für Ergebnisse in Fall 1.

```
Ergebniss Berechnung 1:
Kraftstoffverbrauch Volllast [g/min]= 662.545000
Duesengroesse ohne Duty Cycle [cc/min]= 221.438837
Duesengroesse mit Duty Cycle [cc/min]= 295.251783

Boschnummer :0-280-155-905
Boschnummer :0-280-155-763
Boschnummer :0-280-155-764
Boschnummer :0-280-155-793
Boschnummer :0-280-155-812
Boschnummer :0-280-155-837
Boschnummer :0-280-155-919
Boschnummer :0-280-155-964
Boschnummer :0-280-155-965
Boschnummer :0-280-156-025

Mit beliebiger Taste fortfahren!
```

**Abbildung 12: Ausgabe der passenden Artikelnummern**

In unserem Beispiel werden für einen 100kW Benzin Ottomotor mit 4 Zylindern und einer Düsenauslastung von 75% vier Einspritzventile mit 295 cm<sup>3</sup> benötigt.

Für Berechnung zwei und drei gelten die gleichen Vorgehensweisen. Weiters sind im Programm über 900 verschiedene Düsen unterschiedlicher Hersteller hinterlegt, wobei die passenden Injektoren unter den Werteergebnissen ausgegeben werden. Welcher Anschluss für die Versorgungsleitung des Treibstoffes benötigt wird, wurde bei der Ausgabe außer Acht gelassen. Es können auch die Stecker für die Spannungsversorgung sowie die Impedanz des Injektors unterschiedlich sein und müssen in jedem Fall geprüft werden. Sollte als Kraftstoff Methanol, Ethanol oder anderes verwendet werden, so ist der Heizwert, das Treibstoff-Luft-Verhältnis und Lambda zu ändern. Dies wird in der aktuellen Version jedoch noch nicht unterstützt.

## 6.2 Überprüfung der Herstellerangaben

Um die unter **Kapitel 5.1** gewählte Düse verwenden zu können, müssen die Herstellerangaben überprüft bzw. gemessen werden. Für die Messung wurde ein Düsentester / Reiniger von Autool verwendet. Mit diesem kann über eine innenliegende Pumpe der benötigte Druck von 3 bar mittels den Schaltflächen +/- über das Manometer eingestellt werden, siehe **Abbildung 13** [20]. An der Seite befinden sich vier Ausgänge, mit denen bis zu vier Düsen gleichzeitig mit dem zuvor eingestellten PWM Signal versorgt werden können. Der oder die Injektoren werden dann unterhalb am Railrohr aufgesteckt, sodass der Düsenkopf in den Messtrichter zeigt.

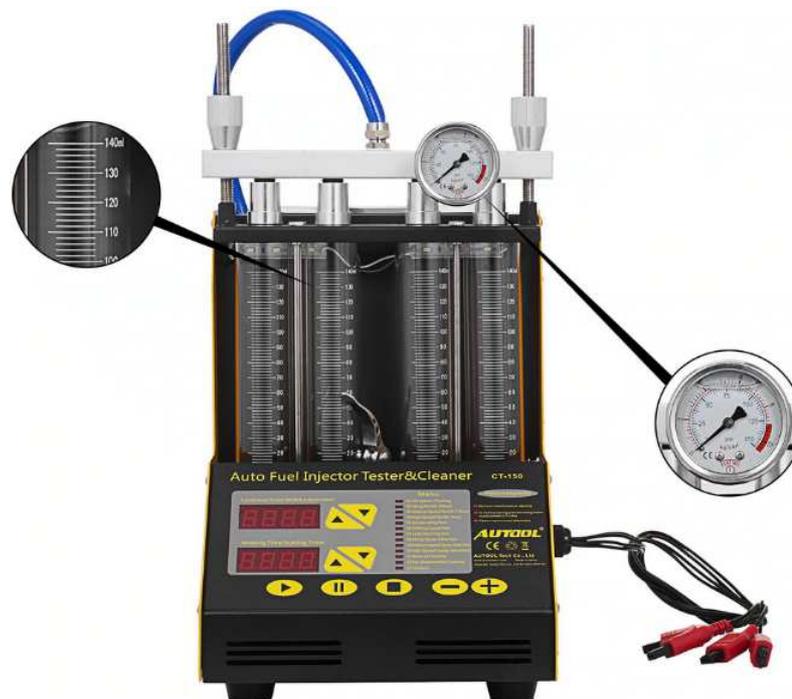


Abbildung 13: Injektor Tester / Cleaner

Auch hier wurde als Messmedium Benzin verwendet. Wird also die Düse eine Minute offen gehalten, sollte nach dem Test theoretisch einen Wert von 200 [ml] vom Messtrichter abgelesen werden können. In der Praxis ergeben sich jedoch mehrere Probleme für die Versuchsdurchführung.

- Der Injektor darf nicht durchgehend angesteuert werden, da er sonst zerstört wird. (Diese Funktion wird auch vom Tester nicht unterstützt).
- Das zeitabhängige Öffnen und Schließen zieht einen Durchflussfehler nach sich.
- Der Messzylinder fasst lediglich 140ml.
- Die PWM-Einstellungen am Tester sind begrenzt und nicht optimal.

Aus diesen Gründen muss eine Rückrechnung auf den Durchfluss erfolgen und die Einstellungen so gewählt werden, dass eine kleinstmögliche Abweichung erzielt wird.

### 6.2.1 Die Versuchsdurchführung

Folgende Einstellungen sind bei der Versuchsdurchführung am verwendeten Tester vorgenommen worden.

$$p_{test} = 3 \text{ [bar]} \dots \text{Systemdruck bei der Messung}$$

$$t_{inj} = 19,9 \text{ [ms]} \dots \text{Dauer der Ansteuerung vom PWM Signal}$$

$$f_{test} = 12,5 \text{ [Hz]} \dots \text{Frequenz vom PWM Signal}$$

$$T_{test} = 120 \text{ [s]} \dots \text{Testdauer}$$

Damit auf den maximalen Durchfluss umgerechnet werden kann, müssen die Ruhezeiten ausgefiltert werden. Werden die oben stehenden Werte in die **Formel 30** auf der nächsten Seite eingesetzt, erhält man die gesamte Zeit, bei dem die Düse während dem Test offen ist.

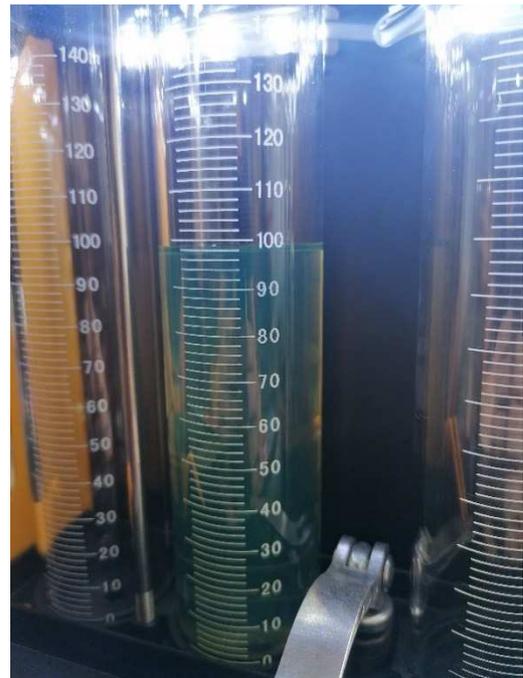
$$T_{\text{offen}} = \frac{f_{\text{test}} * T_{\text{test}} * t_{\text{inj}}}{1000} = 29,85 \text{ [s]}$$

**Formel 30: Gesamtzeit des offenen Ventils**

Am Messzylinder konnte ein Wert von 98ml abgelesen werden siehe **Abbildung 15**. Dieses Volumen musste nun noch auf die korrekte Einheit [cm<sup>3</sup>/min] umgerechnet werden.



**Abbildung 14: Versuchsaufbau mit dem Injektortester**



**Abbildung 15: Abgelesener Messwert**

$$Mw_{\text{Zylinder}} = 98 \text{ [ml]}$$

$$Mw_{\text{min}} = \frac{Mw_{\text{Zylinder}}}{T_{\text{offen}}} * 60 = 197 \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right]$$

**Formel 31: Umrechnung vom Messwert auf den Durchfluss**

Das Ergebnis vom 197 cm<sup>3</sup>/min ist mit einer Abweichung von 1,5% zu den Herstellerangaben von 200 cm<sup>3</sup>/min nahezu identisch. Auch nach mehrmaligem wiederholen mit anderen Frequenzen und Einspritzzeiten wurden gleiche Ergebnisse erzielt. Die kleinen bestehenden Abweichungen können auf Druckabweichungen, auf den

Ablesefehler durch die Kapillarwirkung am Messzylinder und auf die Nichtbeachtung der zeitlichen Komponente des Öffnens und Schließens des Ventils zurückgeführt werden.

Allgemein können Einspritzventile mit diesem Versuchsaufbau auf ihre Funktion geprüft werden. Sind die Einspritzdüsen in Ordnung, sollte sich, nach der Durchführung der Messung, die gleiche Menge Treibstoff in jedem Messzylinder befinden. Wird eine Abweichung festgestellt, sollten die Parameter des Tests überprüft und gegebenenfalls der Test wiederholt werden. Bei identen Abweichungen kann davon ausgegangen werden, dass die Injektoren einen Mangel aufweisen, wobei das Reinigen mit einer speziellen Lösung in Kombination mit einem Ultraschallbecken Abhilfe schaffen kann.

### 6.2.2 Der Einfluss vom Benzindruck auf das Messergebnis

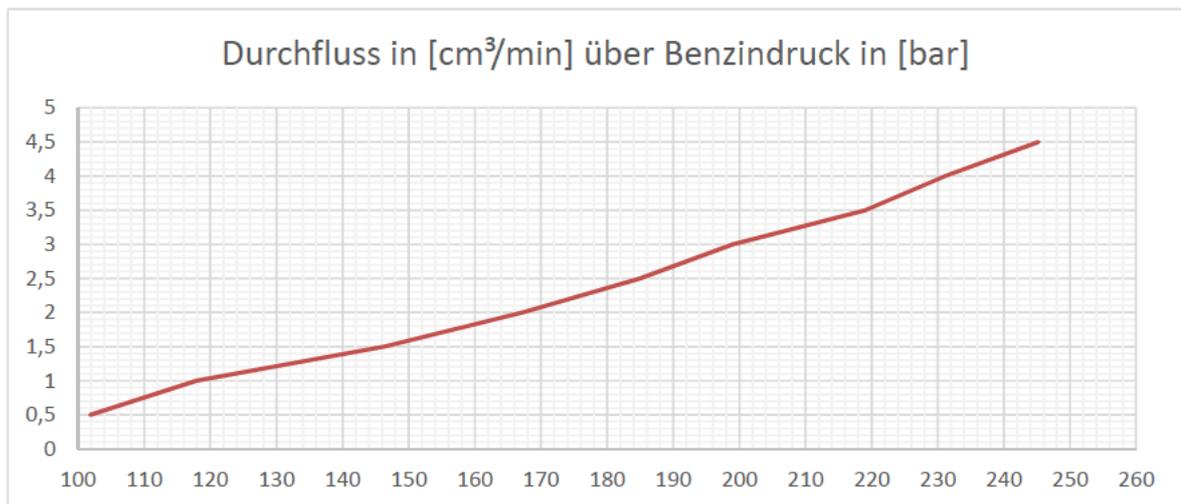
Um den Einfluss des Benzindrucks zu verdeutlichen, wurde ein weiterer Test mit unterschiedlichen Drücken durchgeführt, bei dem folgende Messergebnisse erzielt werden konnten.

Druck [bar]	Messwert [ml]	Zeit [s]	Offen [s]	Durchfluss [cm <sup>3</sup> /min]
0.5	76	180	44.77	101.84
1	88	180	44.77	117.92
1.5	91	150	37.31	146.33
2	104	150	37.31	167.23
2.5	92	120	29.85	184.92
3	99	120	29.85	198.99
3.5	109	120	29.85	219.09
4	115	120	29.85	231.15
4.5	122	120	29.85	245.22

Tabelle 2: Messwerttabelle Druck über Durchflussmenge

In **Abbildung 16** auf der nächsten Seite wird deutlich, dass die Durchflussmenge zwischen 0 bar und 4,5 bar sehr linear ansteigt. Aus der Formel  $y=k*x+d$  und dem Graph aus dem Diagramm ergibt sich die Gleichung  $x=(y+2,58)/0,0279$ . Nun kann

für jeden beliebigen Druck  $y$  der Durchfluss  $x$  berechnet werden. Man erkennt, dass eine Druckabweichung von 0,084 [bar] eine Messabweichung von 1,5 % verursacht.



**Abbildung 16: Durchfluss über den Benzindruck**

Da sich der Durchfluss über den anliegenden Druck verändert, kann auch der Duty Cycle bei einem Injektor zu einem gewissen Teil gesteuert werden. Es kann also bei einer Leistungssteigerung, wodurch mehr Treibstoff benötigt wird und die Auslastung der Düsen größer wird, durch eine Erhöhung des Treibstoffdruckes entgegen gewirkt werden.

### 6.2.3 Abbruch der Einspritzung über die Taktzeit

Bei einem weiteren Test wurde die Einspritzzeit immer weiter reduziert, sodass bei einem PWM-Signal unter 2,4ms die Totzeit<sup>8</sup> derartig groß war, dass keine korrekte Einspritzung mehr möglich war bzw. das Verhältnis zwischen der Totzeit und der vollständig geöffneten Düse sehr klein wurde. Über eine Rückrechnung auf den

---

<sup>8</sup> Die Totzeit ist jene Zeit, die ab einer Steuerspannungs-Änderung vom Motorsteuergerät, bis hin zu der vollständig geöffneten oder geschlossenen Nadel des Injektors verstreicht. Sie wird in die Reaktionszeit, die Anstiegszeit und die Schließzeit unterteilt.

Sollmessstand ( $M_{w_{Zylinder}}$ ), welcher nach dem Test nicht erreicht wurde, wurde das Ergebnis bestätigt.

Ebenfalls konnte bei geringen Drücken über die Kamerabilder eine drastische negative Änderung des Sprühkegels beobachtet werden. Der Treibstoff wird nicht mehr ordnungsgemäß zerstäubt. Die Bilder einer Kamera, welche mit 960 [fps]<sup>9</sup> das Spritzbild festgehalten hat, bestätigte die Vermutung.



**Abbildung 18: Sprühkegel  
mit 3 [bar]**



**Abbildung 17: Sprühkegel  
mit <1 [bar]**

---

<sup>9</sup> Ist eine Einheit für die Bildfrequenz / Bildrate. Sie beschreibt, wie viele Bilder pro Zeiteinheit aufgenommen werden. In diesem Fall sind es 960 Bilder pro Sekunde.

## 7 Planung des Versuchsaufbaus

Zu Beginn musste entschieden werden, welche Komponenten für einen funktionsfähigen Versuchsstand in Frage kommen. Die Aufgabe wurde in die Wahl des Regelsystems und in die Wahl des verwendeten Ottomotors mit Saugrohreinspritzung geteilt. Weiters musste bedacht werden, dass geeignete Messwerte benötigt werden, um die Düsenberechnung zu belegen oder zu widerlegen. Es soll ebenfalls geprüft werden, ob alle Berechnungsfaktoren enthalten sind. Aufgrund der Ergebnisse am Versuchsstand, sollen dann Rückschlüsse auf die Düsendimensionierung möglich sein.

Da über die Berechnung der Injektoren nahezu alle Variablen vorab bekannt sind, wird als nachzuweisende Variable der Duty Cycle gewählt. Dieser gibt an, welche Auslastung der Injektor bei jedem Betriebszustand einnimmt. Über den maximalen Duty Cycle, welcher über die Software ausgewählter Motorsteuergeräte ausgegeben werden kann und dem bekannten maximalen Durchfluss des eingebauten Injektors, kann dann im besten Fall eine minimale Abweichung festgestellt werden, um die Berechnung zu belegen.

Durch die Aufzeichnung des PWM Signals über die Software vom Motorsteuergerät, wird ein nur sehr geringer Fehler erwartet, da das Ausgangssignal aus dem Regelkreis dem zu messenden PWM Signal entspricht. Ein abschätzbarer Fehler ist durch die Massenträgheit der Nadel vom Injektor zu erwarten, wenn dieser durch die Spule nach oben gezogen wird. Diese Abweichung gab es auch bei der Überprüfung der Herstellerangaben. Die Folge ist eine geringere Menge an gefördertem Treibstoff. Das Steuersignal zeigt uns jedoch schon die volle Ansteuerung an.

Ein weiteres Problem, welches durch den Umbau entsteht, ist die geänderte Motorleistung durch die Kennfeldprogrammierung. Es ist also unumgänglich, die Leistung und das Drehmoment des Motors zu messen. Um die Planung von weiteren Komponenten fortführen zu können, mussten alle notwendigen Kriterien angeführt werden, um möglichst viele Komplikationen im Projektverlauf zu vermeiden.

## 7.1 Kriterien

- Wie zuvor beschrieben, muss die Leistung des Motors gemessen werden. Es stehen jedoch keine Leistungsprüfstände von Firmen im Umkreis zu Verfügung. Die Idee einen Leistungsprüfstand in dieser Größenordnung zu kaufen, fällt aufgrund der hohen Anschaffungskosten aus.
- Das komplette Projekt wird privat finanziert und soll das eigens festgelegte Budget von 2500€ nicht überschreiten, daher erfolgt der Aufbau des Versuchstandes privat in der Werkstatt.
- Da die späteren Motorstarts durch die fehlende Absaugung der Abgase nicht im Gebäude / Werkstatt stattfinden können, muss dieser für einen Ortswechsel mobil und möglichst leicht konstruiert werden.
- Ebenso muss darauf geachtet werden, dass wenig bis keine herstellerspezifischen Spezialwerkzeuge für den Aufbau benötigt werden. Diese sind meist mit hohen Kosten verbunden.
- Im Fall eines Ausfalls von verwendeten Komponenten, sollten alle Ersatzteile schnell, billig und leicht zu organisieren sein, daher ist eine gute Ersatzteilversorgung unumgänglich.

Aufgrund dieser Kriterien wurde ein Einzylinder Ottomotor von Honda mit der Handelsbezeichnung GX200 gewählt. Dieser hat eine Serienleistung von 6,5 [PS] mit 196 [cm<sup>3</sup>]. Er wird bei vielen Baumaschinen sowie Go-Karts verbaut und bildet eine stabile, leichte Basis mit einer sehr guten Ersatzteilversorgung. Zudem kann aufgrund der verhältnismäßig kleinen Leistung ein Leistungsprüfstand selbst entwickelt und gebaut werden. Einen Nachteil bildet das verbaute Vergasersystem, welches abgebaut und auf eine Saugrohreinspritzung umgebaut werden musste.

## 7.2 Der Umbau zur Saugrohreinspritzung

Allgemein zählen die Saugrohreinspritzungen wie auch die Vergaser zur äußeren Gemischbildung. Die Steuerung der Einspritzung kann mechanisch oder elektrisch erfolgen, wobei bei diesem Umbau aufgrund der benötigten Messergebnisse ein elektrisches Regelsystem mit passendem Steuergerät und Software verwendet werden muss. Für die Komplettierung dieses Systems müssen jedoch noch einige weitere Anbauteile ausgewählt und verbaut oder umgebaut werden.

### 7.2.1 Die Vergaserregulierung

Im ersten Schritt wurde der Motor auf seine mechanischen Grundbauteile (Rumpfmotor) reduziert. Im Inneren des Motors wird bei diesem Modell über ein Stirnrad an der Kurbelwelle ein Schieber mit Hilfe der Zentripetalkraft<sup>10</sup> betätigt. Dieser regelt über ein Feder-Hebel System den Vergaser und dieser wiederum die maximale Drehzahl. Der Hebel sitzt sehr nahe am Kurbelwellenstirnrad und kann nach dem Ausbau des Vergasers durch vibrationsbedingtes Verdrehen die Kurbelwelle blockieren. Ein Motorschaden wäre die Folge, daher wurden diese Bauteile entfernt. **Abbildung 19** zeigt den Originalzustand vorher und **Abbildung 20** zeigt den Zustand nach der Demontage vom Kunststoffstirnrad (weiß) und dem Hebel (schwarz).



**Abbildung 19: Regelsystem vorher**



**Abbildung 20: Regelsystem nachher**

---

<sup>10</sup> Die Zentripetalkraft ist eine Kraft, welche während einer Drehbewegung auf das Drehzentrum wirkt. Sie ist von der Masse, dem Abstand zur Drehachse und von der Geschwindigkeit abhängig [21].

Die Welle, welche das Kunststoffstirnrad hält kann bleiben, allerdings muss die Bohrung an der Oberseite im Gussblock verschlossen werden, da sonst im späteren Betrieb das Motoröl aus der Bohrung entweichen würde. Hierfür wurde an der Außenseite ein Schlauch über dem Loch positioniert und mit einem geeigneten Kleber befestigt. Nun ist auch das Entlüften des Kurbelwellengehäuses möglich.

Nachdem die Papierdichtung des Stirndeckels bei der Demontage gerissen war, wurde diese komplett entfernt. Die Dichtflächen wurden mit Schleifvlies aufgeraut und mit einem sauberen Tuch und Silikonentferner entfettet. Eine spezielle Dichtmasse für Motoren, die Öl und hitzebeständig ist, wurde am Stirndeckel aufgetragen und unter Beachtung der Position der Lager und Passhülsen wieder montiert.



**Abbildung 21: Stirndeckel mit Dichtung**

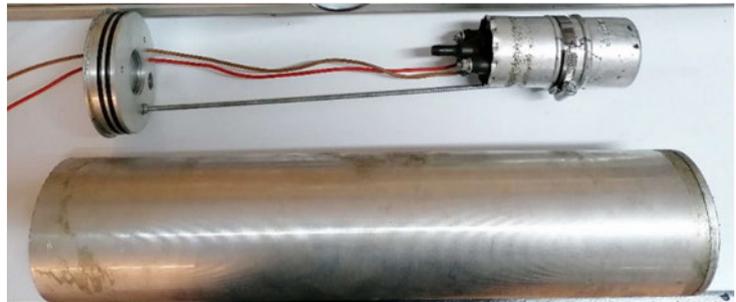
## 7.2.2 Das Tanksystem

Für das Betreiben des Injektors werden 3 [bar] Benzindruck benötigt. Dies bedeutet, dass eine Benzinpumpe notwendig ist, welche durch ihre Bauform entweder außerhalb oder innerhalb des Tanks montiert wird. Nach dem Beschaffen einer gebrauchten funktionsfähigen Benzin-Intankpumpe von einem Kfz, musste der originale Tank abgebaut werden und durch eine Eigenkonstruktion ersetzt werden. Im originalen Tank, welcher auf den Motor geschraubt ist, war das Montieren der Pumpe aufgrund von Platzmangel und der Bauform nicht möglich. Jedoch konnten nun auch weitere Anforderungen wie das schnelle Betanken und das schnelle Öffnen und Schließen für die Montage umgesetzt werden.

Als Basis diente ein drei Zoll Aluminiumrohr mit einem eingepressten und verklebten Boden und einem durch O-Ringe abgedichteten Deckel. Der Deckel wurde mit zwei Bohrungen für die Stromversorgungsleitungen der Pumpe versehen, welche nicht abgedichtet werden, so ist eine Tankentlüftung<sup>11</sup> gewährleistet. Weiters wurden zwei Gewindebohrungen mit passenden Einsätzen für die Zu- und Rückleitung des Treibstoffes gefertigt. Eine in der Mitte platzierte Öffnung mit einem 1 Zollgewinde dient zur Betankung und kann mit einer passenden Inbusschraube und einem Kupferdichtring verschlossen wurden. Durch eine Gewindestange wird die Intankpumpe knapp über dem Tankboden gehalten, so kann das Füllvolumen optimal genutzt werden, siehe **Abbildung 22**.



**Abbildung 23: Altes Tanksystem**



**Abbildung 22: Neu entwickeltes Tanksystem**

Die ordnungsgemäße Funktion wurde über ein Manometer geprüft, wobei ein Druck von 7 bar, bei einer angelegten Spannung von 12 Volt Gleichspannung und einem maximalen Strom von 7 Ampere, erzielt werden konnte. Die elektrische Versorgung der Pumpe kann auch über den Ausgang des Motorsteuergerätes erfolgen, damit kann ein Ein- und Ausschalten bei betätigen der Zündung realisiert werden. Für den Versuchsstand wurde darauf verzichtet und lediglich ein Schlüsselschalter zwischen die Pumpe und den Sicherungskasten verbaut, siehe **Abbildung 24 / 25** auf der nächsten Seite.

---

<sup>11</sup> Eine Tankentlüftung / Tankbelüftung wird für den Druckausgleich benötigt, damit wird ein ungewollter Unterdruck durch das Leerfahren und ein Überdruck durch Erwärmung des Kraftstoffes verhindert [22].



**Abbildung 24: Schlüsselschalter für Benzinpumpe**



**Abbildung 25: Sicherungskasten**

### 7.2.3 Der Benzindruckregler

Da für den Betrieb ein möglichst genauer Druck von 3 [bar] eingestellt werden muss, wurde auf die Zuleitung vom Injektor ein mechanischer Benzindruckregler mit einer analogen Druckanzeige und einem integrierten Rücklauf in den Tank installiert. Auch hier gibt es die Möglichkeit einen elektrischen Benzindruckregler über das Motorsteuergerät anzusteuern, wobei durch die konstante Spannung vom verwendeten Netzgerät kein Bedarf entstanden ist. Zum Schluss wurde noch, um die feine Mechanik des Einspritzventils zu schützen, ein universeller Papierbenzinfiter in der Zuleitung eingebaut.



**Abbildung 26: Benzindruckregler im verbauten Zustand**

Nachdem das Treibstoffsystem für die Versorgung des Injektors komplettiert wurde und ohne dem Motorsteuergerät auskommt, konnte das System unter Druck gesetzt und auf Dichtheit geprüft werden. Danach erfolgte das Entlüften des Systems. Hierzu wurde der Injektor hochgehalten und angesteuert, damit die restliche Luft entweichen konnte. Über die Stellschraube am Regler wurde auch schon der richtige Treibstoffdruck eingestellt. Der Druckregler selbst wurde danach mit einem Aluminiumprofil auf den Motorträger befestigt, damit der Druck während dem späteren Betrieb leicht überprüft werden kann.

#### 7.2.4 Die Ansaugbrücke und die Drosselklappe

Die originale Drosselklappe, welche im Vergaser integriert ist, kann aufgrund ihrer Bauform nicht übernommen werden. Somit musste eine geeignete Neukonstruktion der Ansaugbrücke und der Drosselklappe gefertigt werden. Diese stellte sich als der komplexeste Bauteil heraus, da nicht nur alle Anbauteile einen geeigneten Platz finden mussten, auch die Hauptgeometrie wurde neu berechnet. Die wichtigste Dimension der Drosselklappe ist der Innendurchmesser, durch den die angesaugte Luft zum Einlassventil geleitet wird. Um einen neuen Durchmesser bestimmen zu können, wurde als Referenzwert die minimale Mantelfläche, durch die die Luft beim vollständig geöffneten Einlassventil strömen kann, im originalen Maßstab gezeichnet und die Fläche über die Software ausgegeben (Siehe **Abbildung 27** gelbe Mantelfläche).

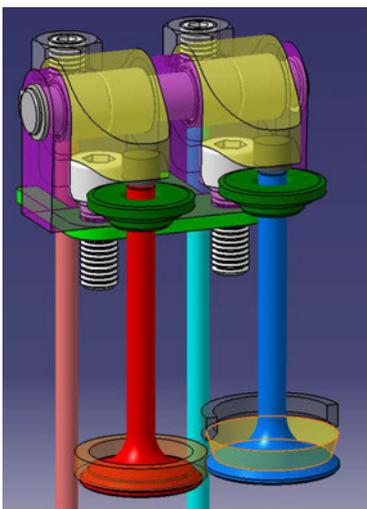


Abbildung 27: Einströmgeometrie Mantelfläche



Abbildung 28: Ventiltrieb GX200

$$d_v = 25 \text{ [mm]} \dots \text{Außendurchmesser vom Einlassventil}$$

$$h = 6,2 \text{ [mm]} \dots \text{Maximaler Ventilhub}$$

$$\beta = 45^\circ \dots \text{Winkel von Ventilplanfläche auf die Dichtfläche}$$

$$A_{VM} \approx d_v * \pi * h * \cos(\beta) \approx 344 \text{ [mm}^2\text{]}$$

**Formel 32: Gesamtfläche der Einströmgeometrie**

Die minimale Fläche beträgt 344mm<sup>2</sup>, wobei nun noch auf den neuen Durchmesser der Drosselklappe über die Kreisflächenformel rückgerechnet wird.

$$d_{DK} \approx \sqrt{\frac{A_{VM} * 4}{\pi}} \approx 21 \text{ [mm]}$$

**Formel 33: Drosselklappendurchmesser**

Sollte keine Möglichkeit bestehen den Kopf des Motors zu zerlegen um die Ventilgeometrie zu messen, können die Durchmesser oder Flächen geschätzt werden, wobei zur Überprüfung der Schätzwerte die Einströmgeschwindigkeit herangezogen wird.

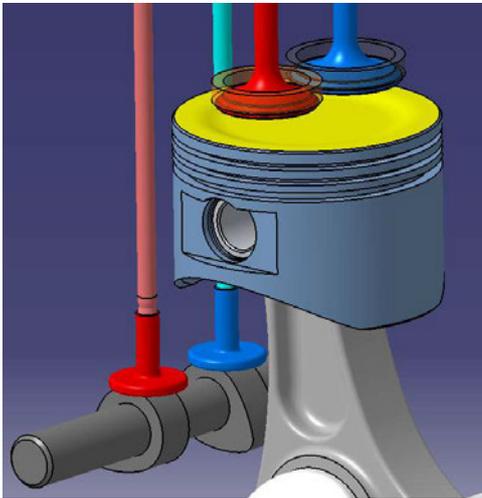
Um die Gasgeschwindigkeiten am Einlassventil und somit in der Drosselklappe berechnen zu können, werden die Fläche, siehe **Abbildung 29** und die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens, mit dem geschätzten Drosselklappendurchmesser und der mittleren Einströmgeschwindigkeit ins Verhältnis gesetzt. Zuvor werden lediglich der Hub vom Kolben durch die Kurbelwelle, der Kolbendurchmesser sowie die maximale Drehzahl benötigt. Der Schätzwert wird in dieser Berechnung mit der zuvor ausgerechneten Fläche ersetzt.

$$H_K = 54 \text{ [mm]} \dots \text{Hub vom Kolben}$$

$$n_{max} = 3600 \left[ \frac{U}{min} \right] \dots \text{Maximale Drehzahl}$$

$$v_K = \frac{H_K * n_{max}}{30000} = 6,48 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

**Formel 34: Mittlere Geschwindigkeit vom Kolben**



**Abbildung 29: Kolbenfläche Catia V5**



**Abbildung 30: Kolbenfläche GX200**

$$D_K = 68 \text{ [mm]} \dots \text{Durchmesser vom Kolben}$$

$$A_K = \frac{D_K^2 * \pi}{4} = 3631,1 \text{ [mm}^2\text{]}$$

**Formel 35: Kreisfläche**

Nun werden die beiden Flächen ins Verhältnis gesetzt und man erhält die durchschnittliche Einlassgeschwindigkeit am Einlassventil.

$$v_V = \frac{v_K * A_K}{A_{VM}} = 68 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

**Formel 36: Mittlere Einlassgeschwindigkeit**

Das Ergebnis kann nun mit den Erfahrungswerten verglichen und überprüft werden, wobei der errechnete Wert von 68 [m/s] wie erwartet zwischen 60 und 90 [m/s] liegt. Da eine drehbare Drosselklappe mit der Welle selbst eine Verringerung des Querschnittes zur Folge hat, wird der errechnete Wert von 21mm auf 25mm angehoben, siehe **Abbildung 31**.

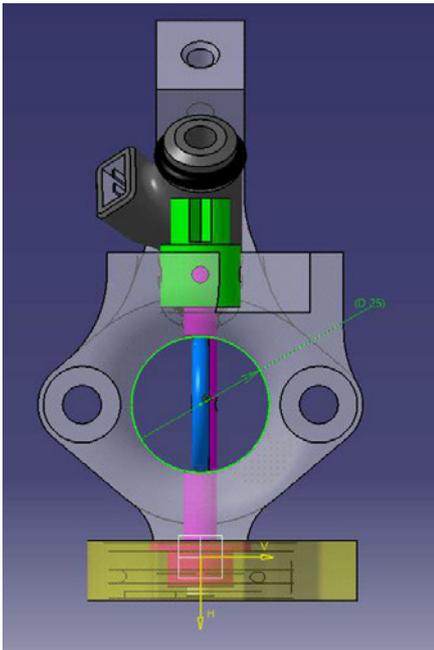


Abbildung 32: Gewählter Drosselklappendurchmesser



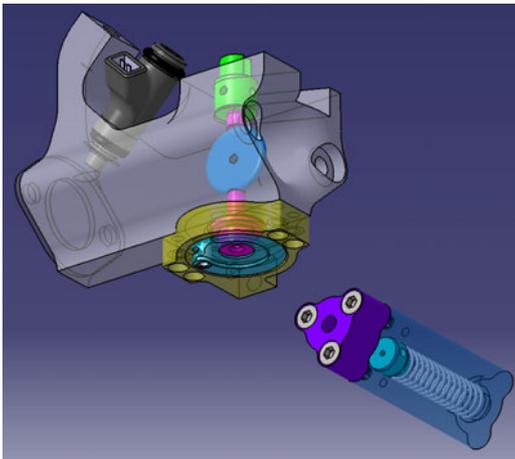
Abbildung 31: Drosselklappe im eingebauten Zustand

Da das Steuergerät in weiterer Folge mit einem Alpha – N Kennfeld<sup>12</sup> arbeiten wird, benötigt man als Eingangsgröße den Öffnungswinkel der Drosselklappe. Dieser Winkel „Alpha“ wird über ein Potentiometer realisiert, welches über einen 3D gedruckten Adapter (in **Abbildung 33** grün dargestellt) mit der Welle (pink) und der Klappe verbunden ist.

Das Potentiometer muss einen Bereich von 0° bis 90° abdecken, wobei 0° die geschlossene und 90° die vollständig geöffnete Drosselklappe darstellt. Die Position des Injektors (grau) soll so gewählt sein, dass der nötige Kraftstoff so direkt wie möglich zum Einlassventil gespritzt wird.

<sup>12</sup> Das Alpha – N Kennfeld arbeitet mit den Motorparametern Drehzahl und der Last, wobei die Last über den Drosselklappenpotentiometer abgenommen wird. Zusätzlich werden oft ein Luftmassenmesser, eine Lambdasonde, die Ansauglufttemperatur und der Luftdruck als Kompensationsgrößen miteinbezogen [23].

Verschiedene Einspritzdüsen erzeugen unterschiedliche Treibstoffkegel mit verschiedenen Winkeln. Wenn dieser nicht bekannt ist, sollte das Sprühbild vorher unbedingt analysiert werden, damit nicht zu viel Treibstoff durch eine falsche Positionierung an die Ansaugbrückenwände gesprüht wird. Hier kann es zur Tropfenbildung kommen und dadurch zu einer unsaubereren Verbrennung. Über den unteren O-Ring (schwarz) wird die Einspritzdüse zur Ansaugbrücke abgedichtet, damit keine Fremdluft angesaugt werden kann. Über den oberen O-Ring wird der Benzinsanschluss (nicht eingezeichnet) abgedichtet. Aus der Bauform des zuvor montierten Vergasers und seiner Befestigung am Kopf des Motors ergibt sich die Konstruktion vom neuen Ansaugstutzen. Dieser soll mit den bestehenden Stehbolzen / Gewindestiften befestigt werden können und alle Anbauteile wie Potentiometer und dessen Federhebel-Rückzugsystem sowie die Einspritzdüse beinhalten.



**Abbildung 33: Konstruktion in Catia V5 R19**



**Abbildung 34: Konstruktion im eingebauten Zustand**

Durch die entstandene Konstruktion auf Catia V5 R19 wurde die Ansaugbrücke mittels eines 3D Druckers realisiert, da keine hohen mechanischen Kräfte auf den Bauteil einwirken. Weil die abgegebene Wärmeenergie an den PLA Kunststoff zu hoch sein könnte und es im Grenzbereich beim Kopf des Motors zu plastischen Verformungen, bis hin zur Zerstörung kommen kann, wurde das Design so angepasst, dass die Ansaugbrücke aus Aluminium gefräst werden kann. Die Materialstärke der Dichtung zum Kopf wurde ebenfalls erhöht, um eine Wärmeleitung an die anderen 3D gedruckten Teile zu verhindern.

In der Regel wird bei Verbrennungsmotoren die einströmende Luft durch einen Filter gereinigt. Bei diesem Prüfstand wurde darauf verzichtet, da dies nicht unbedingt notwendig ist. Jedoch wurde für ein effizienteres Einströmen der Luft, ein möglichst großer Radius an der Stirnseite der Ansaugbrücke gefertigt.

### 7.2.5 Die Federbox

Um die Drosselklappe betätigen zu können, wird das Seil eines universellen Gasgriffs durch die Federbox und dem Drehgehäuse geleitet und geklemmt, siehe **Abbildung 35**. Die vorgespannte Feder sorgt nach dem Öffnen der Drosselklappe für das ordnungsgemäße Schließen bzw. für das Rückstellen auf die Standgasposition. Der Gasgriff wird über eine Halbschale an einem Stück Rohr geklemmt, wobei später am Versuchsstand ein geeigneter Platz für das Bedienen gewählt werden musste.



Abbildung 35: Federbox mit Gasgriff

### 7.2.6 O.T. - Geber / Kurbelwellenposition

Der vorhandene Vergasermotor funktioniert mit einer mechanischen Zündung. Hierzu sitzt auf der Schwungscheibe ein Dauermagnet der bei jeder Umdrehung einen Spannungsimpuls in eine Spule induziert und den Zündfunken auf der Kerze auslöst. Der Zündzeitpunkt bleibt daher immer konstant und drehzahlunabhängig. Dieses System für die Zündung könnte für den Versuchsaufbau theoretisch übernommen werden, praktisch würde man jedoch einige Funktionen in der Software verlieren.

Der Motor wird später über das Motorsteuergerät und dessen Software in einem Alpha – N Kennfeld abgestimmt. Das Alpha steht für den Winkel der Drosselklappenstellung welcher über den Widerstand des Potentiometers in der Drosselklappe und über das Motorsteuergerät errechnet wird. Somit wird noch die Drehzahl (N) benötigt. Die Drehzahlabnahme kann mittels eines Hallsensors<sup>13</sup> oder mit einem Induktivsensor<sup>14</sup> und einem Inkrementenrad realisiert werden. Mit diesem System wird auch die Position der Kurbelwelle bestimmt und somit wird auch die Zündung mit einem einstellbaren Zündzeitpunkt realisiert. Über die Drehzahl und die Last am Motor, kann nun unter der Berücksichtigung der Klopfgrenze auch ein Zündkennfeld erstellt werden, was einen erheblichen positiven Einfluss auf die Leistung und somit den Wirkungsgrad hat.

Aufgrund des Platzmangels wurde die Schwungscheibe und die Spule entfernt und die Drehzahlabnahme zwischen dem Motor und dem Starter gebaut. Das Betreiben des Motors ohne Schwungscheibe (Einmassenschwung) hat zur Folge, dass der Motor im Standgasbetrieb eine erhöhte Drehzahl aufweist, da er die Takte bis zur nächsten Verbrennung mit einer verringerten Masse schaffen muss. Dies hat aber für den späteren Versuchsaufbau und der geplanten Messung keinen Einfluss, da die Werte des Duty Cycles bei der maximalen Drehzahl abgenommen werden.

Um das Rad montieren zu können, wurde der Kegel und die Nut auf der Kurbelwelle gemessen, ein passender Adapter konstruiert und aus Aluminium gefertigt. Das Inkrementenrad selbst hat 36 Zähne und wurde aus einer 6 mm Stahlplatte gelasert, wobei ein Zahn weggefeilt wurde. Diese Lücke wird später vom Steuergerät als die o.T. – Stellung erkannt.

---

<sup>13</sup> Hallsensoren bestehen aus einem Halbleiterelement und einem Permanentmagneten. Wird das Magnetfeld durch ein ferromagnetisches Material abgelenkt, kann durch die am Sensor befindliche Elektronik ein Rechtecksignal ausgegeben werden [24].

<sup>14</sup> Induktivsensoren funktionieren mit Oszillatoren, welche ein elektromagnetisches Wechselfeld erzeugen. Wird durch ein metallisches Element dieses Feld beeinflusst, kann über einen Signalkonverter und einen Ausgangsverstärker ein Signal ausgegeben werden [25].



**Abbildung 36: Hallsensor mit Halter und Inkrementenrad**

Für die Befestigung des Hallsensors wurden zwei passende Bleche zusammengeschweißt und mit zwei M6 Schrauben am Motorblock befestigt. Der Hallsensor wurde auf den Halter geschraubt und mit Hilfe einer Fühlerlehre auf 0,5 mm Abstand zum Inkrementenrad gesichert, siehe **Abbildung 36**. Sollte der richtige Abstand des Sensors nicht gewährleistet sein, kann das entstehende Triggersignal fehlerhaft sein. Dieses ist jedoch für die Drehzahlabnahme und die Positionsbestimmung des Kurbelwellenwinkels notwendig. Der Kurbelwellenwinkel wiederum ist für das spätere Einstellen des Einspritzzeitpunktes und des Zündzeitpunktes in der Software wichtig. Wird hier ein Fehler gemacht, kann durch den falschen Zündzeitpunkt das Zerstören des Motors die Folge sein.

Durch den Kurbeltrieb im Motor entstehen ein unterer und ein oberer Totpunkt. Es folgt das Ausmessen des oberen Totpunktes mittels einer Messuhr, die statt der Zündkerze eingeschraubt wurde, siehe **Abbildung 37** auf der nächsten Seite. Dieser Punkt muss so genau wie möglich bestimmt werden, um den Zündzeitpunkt und Einspritzzeitpunkt bestimmen zu können. Die Nockenwelle muss so gedreht sein, dass beide Ventile, also Einlassventil und das Auslassventil, geschlossen sind.

Im Betrieb würde er in diesem Moment auf maximaler Verdichtung stehen. Nun muss an der Kurbelwelle so lange gedreht werden, bis der Zeiger auf der Messuhr einen Umkehrpunkt erreicht. Genau an diesem Umkehrpunkt wird auf dem Inkrementenrad an einer beliebigen Position eine Markierung gesetzt. Es muss eine weitere Markierung auf dem Motorblock erfolgen, die genau mit der Markierung am Inkrementenrad übereinsteht. Nun ist ersichtlich, wann und wo der obere Totpunkt

erreicht ist. Durch die nicht definierte Position des Hallsensors kann aber nicht bestimmt werden, wann die Zündung durch das Steuergerät erfolgt. Um den Zeitpunkt bestimmen zu können, muss der weitere Aufbau und die Basissoftware vom Steuergerät vervollständigt werden, da das Zündsignal benötigt wird.



Abbildung 37: O.T. - Messung mit Messuhr

### 7.2.7 Das Motorsteuergerät

Um die geplante Duty Cycle Auswertung vom Injektor möglichst einfach zu realisieren, wurde bei der Wahl des Steuergeräts darauf geachtet, dass alle gewünschten Daten über die Software des Motorsteuergeräts gespeichert werden können. Nach einigen Recherchen fiel die Wahl auf ein Steuergerät von der Firma MaxxECU, siehe **Abbildung 38** auf der nächsten Seite [26]. Bei diesem kann die passende Breitbandlambdasonde und der Kabelbaum für die eingebauten elektronischen Bauteile dazu bestellt werden. Zudem verfügt das Steuergerät über einen integrierten Drucksensor, mit dem der Luftdruck bzw., wenn vorhanden, auch der Ladedruck

gemessen wird. Über die Homepage ist die PC-Software M-tune gratis zum Download bereitgestellt und mittels einem USB - Micro B zu USB-Kabel kann nun das Alpha-N Kennfeld und alle weiteren nötigen Einstellungen vorgenommen werden. Durch die stetige Lambdaregelung und durch den Einsatz einer Breitbandlambdasonde, kann später genau festgestellt werden, welche Abweichung in der Gemischzusammensetzung vorliegt. Dadurch können genaue Betriebszustände definiert und eingestellt werden, welche unter anderem auch für den Warmlauf gebraucht werden.



**Abbildung 38: MaxxECU Mini**

### 7.2.8 Die Verkabelung

Für die richtige Wahl der Spannungsversorgung wurde die Stromaufnahme aller Bauteile aus den vorliegenden Datenblättern entnommen, gemessen oder errechnet, damit keine Über - oder Unterdimensionierung vorliegt. Das Ergebnis war ein Netzteil welches zwischen 0 und 30 Volt regelbar und eine dauerhafte Stromstärke von zehn Ampere abgeben muss.

Im späteren Betrieb wird die Versorgungsspannung 12 Volt betragen. Bauteile wie das Motorsteuergerät, die Lambdasonde, die Zündspule und der Zündtreiber benötigen eine Versorgungsspannung von zwölf Volt und werden daher direkt geschaltet. Das Potentiometer für den Drosselklappenwinkel und der Hallsensor benötigen fünf Volt und werden über das Steuergerät versorgt. Zu guter Letzt wurde mit dem Kabelbaum vom Motorsteuergerät begonnen und die Verkabelung der einzelnen Komponenten, wie in **Abbildung 39** auf der nächsten Seite [27] ersichtlich, durchgeführt. Der universelle Sicherungskasten wurde mit den passenden Sicherungen

für jeden elektronischen Bauteil verbaut. Die tatsächlichen Stromaufnahmen der Bauteile wurden später im Betrieb gemessen und die notwendigen Sicherungen im Sicherungskasten angepasst.

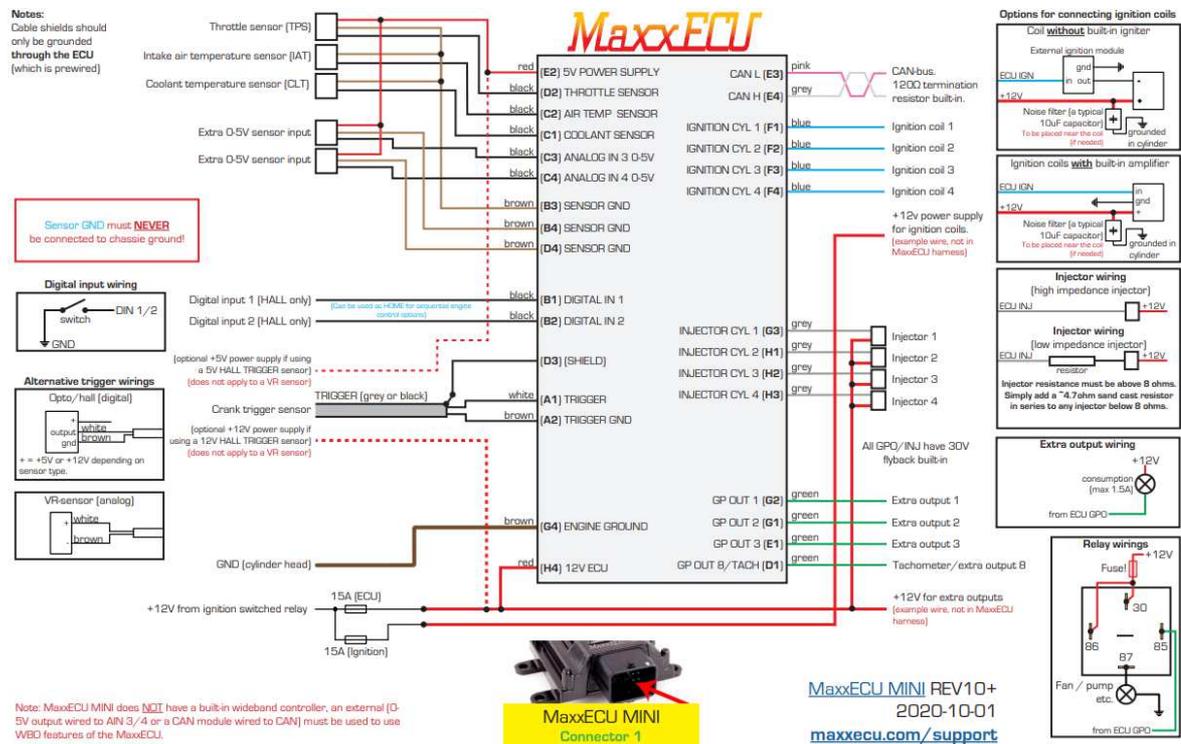


Abbildung 39: Schaltplan vom Motorsteuergerät

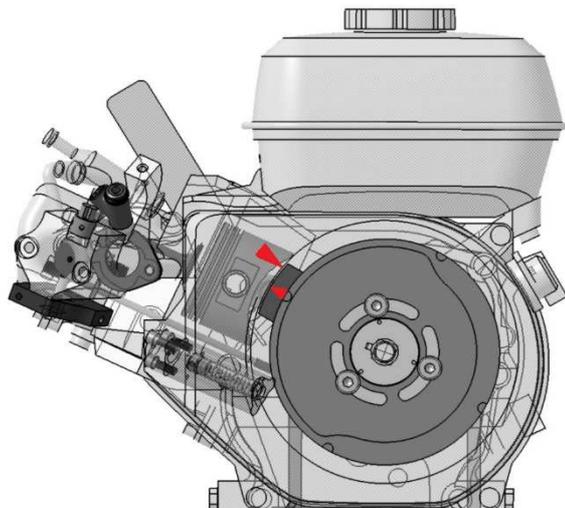
Nachdem die Verkabelung vervollständigt wurde, konnten die eingebauten Komponenten für die Zündung über die Software auf ihre Funktion getestet werden. Begonnen wurde mit der Zündung, also mit dem Treiber und der Spule, da hier noch der Zündzeitpunkt für das Steuergerät benötigt wurde. Hierzu wurde die Kerze aus dem Zylinderkopf gedreht und wieder an das Zündkabel angeschlossen, damit beim Drehen an der Kurbelwelle keine Kompression entgegenwirkt. In den Zündeneinstellungen (ignition settings) vom Steuergerät wurde der Zündzeitpunkt auf null Grad eingestellt. Danach wurde die Spannungsversorgung von zwölf Volt an die Zündlichtpistole angeschlossen und die schwarze Klammer, auf das Zündkabel geklemmt, siehe **Abbildung 40** auf der nächsten Seite [28]. Wenn der Motor an der Kurbelwelle mit der Hand oder mittels des Starters angetrieben wird, sendet das Motorsteuergerät alle zwei Umdrehungen einen elektrischen Impuls über die Zündspule und Zündtreiber an die Zündkerze.

Diesen Spannungsimpuls nimmt die Klammer an der Zündlichtpistole war und blitzt im selben Moment, wie ein Stroboskop, auf das Inkrementenrad und die gesetzten Markierungen.



**Abbildung 40: Zündlichtpistole**

In **Abbildung 41** wird schematisch dargestellt, dass die beiden Markierungen nicht überein stehen was bedeutet, dass der Zündzeitpunkt falsch ist. Nun wird in der Software der Zündzeitpunkt so lange nach vorne oder hinten verstellt, bis die beiden Markierungen übereinstimmen und der Zündwinkel null Grad beträgt. Im Betrieb wird später in einem weiteren Kennfeld der Zündzeitpunkt für jeden Betriebszustand angepasst, dies ist ausschlaggebend für die Leistung, die Motorcharakteristik und die Laufruhe.



**Abbildung 41: Kurbelwellenmarkierung zu  
o.T Markierung**

### 7.2.9 Der Auspuff

Da man für das Abstimmen des Motors über das Kennfeld ein Lambdasignal benötigt und das Anbringen einer Lambdasonde am originalen Auspuff nicht möglich ist, musste dieser ebenfalls neu konstruiert werden. Der Lambdawert wurde auch in der Düsenberechnung berücksichtigt und muss später in der Software mit dem identen Wert eingestellt werden. Über einen eingeschweißten Ring mit einem Innengewinde M18 x 1,5 konnte die Sonde 10° entgegen des Abgasstrahls und ca. 30 cm hinter dem Auslassventil positioniert werden. Der Winkel von 10° sorgt für eine bessere Anströmung des Messkopfes. Der Abstand nach hinten beugt eine Messwertverfälschung vor. Für die Umsetzung wurden der Krümmerflansch vom Originalauspuff und speziell angefertigte, gedrehte Bauteile aus Stahl zusammenschweißt. Über ein nicht verwendetes M6 Gewinde im Motorblock, wurde ein Silentblock<sup>15</sup> zum Auspuff montiert um Schwingungen zu kompensieren. Vor der Montage wurde, um Korrosion zu vermeiden, die Abgasanlage mit hitzebeständigen Lack versehen und die Dichtung zum Zylinderkopf erneuert.



Abbildung 43: Sondaufnahme



Abbildung 42: Abgasanlage

Der Einfluss des Lambdawertes und dessen Zusammenhänge mit der Treibstoffaufbereitung ist für die Berechnung essenziell, daher wird im **Kapitel 8** genauer darauf eingegangen.

---

<sup>15</sup> Ein Silentblock ist ein schraubbares Verbindungselement mit einer mittig liegenden Gummischicht. Mit diesen Blöcken ist es möglich, das Übertragen von Schwingungen zu dämpfen [29].

### 7.2.10 Das Grundgestell

Als Grundgestell wurde eine quaderförmige Schweißkonstruktion aus Formrohren aufgebaut und diese mit Aluminiumverbundplatten seitlich und oben geschlossen. Die Verbundplatten dienen zum einen für den Schutz der Regelelektronik, da es im Betrieb zur Wärmeentwicklung und kleineren Ölverlusten kommen kann. Ein weiterer Grund ist der optische Aspekt.

An der Oberseite wurden acht Silentblöcke in den Rahmen geschraubt. Diese sind wiederum mit Boschprofilen und Winkeln miteinander verbunden und stellen die Aufnahme für den Motor dar. Der Motor wurde dann über die Nuten fest verschraubt. Die Silentblöcke sollen im Betrieb die Vibrationen am Gestell verringern.

Unter der oberen Abdeckplatte wurde eine ausziehbare Plattform eingebaut, um dort das Steuergerät, die benötigte Zündspule und den Zündtreiber mit dem Sicherungskasten ordentlich anzuschließen. Um die gewünschte Transportfähigkeit zu erhalten wurden auf der Unterseite vier Räder montiert und an den Seiten vier Gurte zum Heben angebracht.

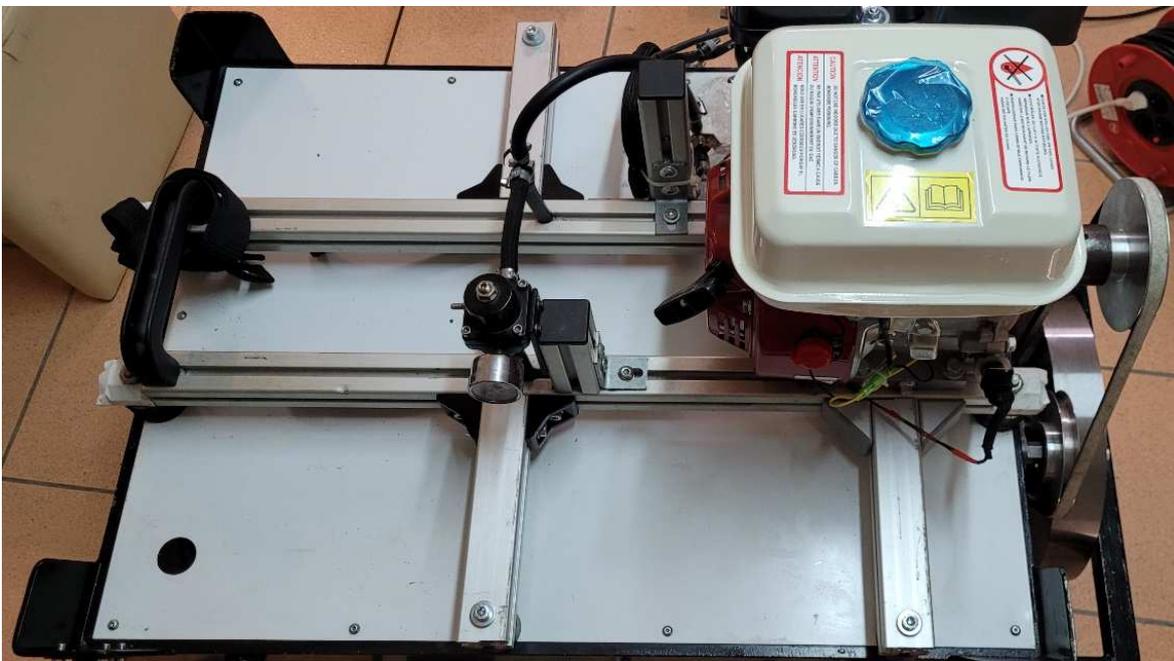


Abbildung 44: Grundgestell

## 8 Die Lambdasonde

Der Lambdawert ist das Verbrennungsluftverhältnis. Oft wird es auch AFR (Air Fuel Rate) oder auch Luftverhältnis genannt. Es ist das Verhältnis der theoretisch notwendigen Luftmasse, zur tatsächlich zur Verfügung stehenden Luftmasse, um eine bestimmte Menge Treibstoff zu verbrennen. Die theoretisch notwendige Luftmasse  $L_{\min}$  wird aus den Masseanteilen einer Reaktionsgleichung ermittelt, welche voraussetzt, dass alle zugeführten Komponenten vollständig verbrannt werden.

Es muss also auch die Umgebungsluft, mit welcher der Treibstoff verbrannt wird, mit eingeschlossen werden. Hierfür gibt es die sogenannte Luftzahl, welche sich aus dem Verhältnis von Sauerstoff und Stickstoff aus der Atmosphäre berechnet. Der Anteil an Edelgasen mit 0,93% wird hierbei vernachlässigt und der Stickstoffanteil von 78,08% auf 79% aufgerundet.

$O_2 = 21\%$  ... Sauerstoffkonzentration in der Atmosphäre

$N_2 = 79\%$  ... Stickstoffkonzentration in der Atmosphäre

$$LZ = \frac{N_2}{O_2} = \frac{79}{21} \qquad LZ = 3,76 \frac{\text{mol}N_2}{\text{mol}O_2}$$

**Formel 37: Luftzahl**

Nun muss noch der erforderliche Sauerstoffbedarf für die Verbrennung von einem Mol Treibstoff berechnet werden. Hierfür wird in die allgemeine Formel eingesetzt.

$$O_2 = C + S + \left(\frac{5}{4}\right)P + \frac{H - (F + CI + B_R + J)}{4} - \frac{O}{2}$$

**Formel 38: Sauerstoffbedarf**

Setzt man nun den benötigten Sauerstoffbedarf in die **Formel 39** ein, erhält man die für die Verbrennung nötige Konzentration vom Brennstoff in Volumenprozent [30–32].

$$C_{\text{Stoichiometrisch}} = \frac{100}{1 + (1 + 3,76) * O_2}$$

**Formel 39: Konzentration des Brennstoffes**

Da zum Beispiel Benzin und Diesel Stoffgemische sind, ist es schwierig die genaue Menge Kohlenstoff und Wasserstoff zu bestimmen. Zudem ist sie von der Qualität des Kraftstoffs abhängig. In folgender Aufzählung sieht man die für die Verbrennung von Benzin zu berücksichtigenden Stoffe [33].

- Verschiedene Kohlenwasserstoffe
- Verschiedene Ether
- Verschiedene Alkohole
- Phenole
- Amine

Es errechnet sich ein Richtwert von 14,664. Dem zufolge benötigt man für eine Stöchiometrische Verbrennung von einem kg Benzin, gerundet 14,7 kg Luft. Stellt man die Berechnung für Diesel Kraftstoff auf, so errechnet sich ein Wert von 14,545 kg Luft für einen kg Diesel und für die Verbrennung von einem kg Ethanol sind 9 kg Luft nötig. Würde man nun genau mit diesen Verhältnissen verbrennen, so ergibt sich für den jeweiligen Treibstoff ein Lambdawert von eins.

$$\lambda = \frac{m_{\text{Luft tats}}}{m_{\text{Luft stöchiometrisch}}}$$

**Formel 40: Lambdawert**

Werden in die **Formel 40** die Massen eingesetzt, so ergibt sich bei einem Ergebnis <1 ein Luftmangel bei der Verbrennung und man spricht von einem fetten Gemisch. Bei einem Ergebnis >1 ist ein Luftüberschuss vorhanden. Dies wird als mageres Gemisch bezeichnet.

Aufgrund der unterschiedlichen Anteile von Kraftstoff und Luft bei der Verbrennung, ergeben sich auch im Abgas größere oder kleinere Anteile der verbrannten und

nicht verbrannten Stoffe. Eine Lambdasonde misst den Restsauerstoffanteil im Abgas. Wird zum Beispiel ein Ottomotor mager betrieben, also mit Luftüberschuss, so muss auch im Abgas relativ zum Umgebungssauerstoffgehalt eine höhere Sauerstoffkonzentration als im fetten Betrieb vorliegen. Im Gegensatz dazu, muss bei einem fetten Betrieb im Abgas weniger Sauerstoff nachweisbar sein, als im mageren Betrieb.

Damit bei einem Lambdawert  $<1$  überhaupt noch ein Restsauerstoffgehalt gemessen werden kann, liegt in der Funktionsweise der Sonde und der Tatsache, dass keine Verbrennung ideal passiert. Das bedeutet, dass auch bei einem fetten Gemisch, also theoretisch zu wenig Luft, nicht jedes Sauerstoffatom eine Bindung eingehen kann. Dies wiederum beruht auf der Tatsache, dass die Verbrennung explosionsartig und so schnell passiert, sodass die Zeit selbst nicht ausreichend ist, um eine rechnerisch perfekte Verbrennung zu realisieren [34, 35].



Formel 41: Verwendete Breitbandlambdasonde

## 9 Die Herstellerangaben vom Motor

Da für die Leistungsberechnung des Motors Herstellerangaben benötigt werden, mussten auch diese überprüft werden, da bei den Produktspezifikationen oft gerundete Werte angegeben werden. Es wird also das Verdichtungsverhältnis mit der Herstellerangabe  $\varepsilon = 8,5$  und der Hubraum von  $196 \text{ [cm}^3\text{]}$  überprüft.

In diesem Fall konnte der Hubraum relativ einfach und schnell gemessen werden, da die meisten Komponenten bzw. Anbauteile schon entfernt worden sind. Über die Volumina wird danach das Verdichtungsverhältnis ausgerechnet. Die Drehzahl selbst muss nicht überprüft werden, da diese später gemessen wird.

Für das Bestimmen der Volumen wurde der Zylinderkopf demontiert und der Motor auf o.T. gedreht. Nun wurde ein passendes Stück Acrylglas mit zwei Schraubzwingen am Block befestigt, sodass dieser eben und rundum aufliegt. Nun mussten zwei Bohrungen in das Glas gebohrt werden, wobei eines zum Befüllen und ein weiteres für die entweichende Luft benötigt wird. Mit einer geeigneten Spritze wurde ein handelsübliches Motorenöl (10W40) in eines der beiden Löcher gedrückt, bis keine Luftblasen mehr zu sehen waren.

Über den Füllstand der Spritze konnte nun die Menge an Öl abgelesen werden, welche das Restvolumen über den Kolben zum Brennraum beschreibt. Das Restvolumen beträgt  $V_k = 6,5$  [ml].



**Abbildung 45: Gefüllte Ölspritze mit Acrylscheibe**



**Abbildung 46: Füllmenge und Volumenbestimmung**

Das zweite Volumen entsteht durch die Zylinderkopfdichtung. Diese hat einen Innendurchmesser von 68 [mm] und eine Stärke von 0,3 [mm].

Aus der Gleichung für das Zylindervolumen ergibt sich ein Wert von  $V_{ZKD} = 1,09$  [cm<sup>3</sup>]. Hierbei ist zu beachten, dass bei manchen Motoren der Kolben über die Planfläche steht und somit der herausragende Kolben als negatives Volumen angesehen werden muss.

Das Brennraumvolumen musste wieder mit der Plexiglasscheibe und der Spritze gemessen werden. Hier musste darauf geachtet werden, dass das Einlassventil und das Auslassventil über die Ventildfedern gespannt, verschlossen und dicht sind. Die Zündkerze musste ebenfalls montiert werden, damit kein Öl aus dem Brennraum entweichen kann und es zu keiner Werteverfälschung kommt. Nach dem Füllen konnte ein Volumen von  $V_{BR} = 20$  [ml] abgelesen werden, was nach dem Umrechnen der Einheiten 20 [cm<sup>3</sup>] entspricht.

Nun müssen die gemessenen und errechneten Ergebnisse noch summiert werden und man erhält den Verdichtungsraum  $V_c$  pro Zylinder.

$$V_c = V_K + V_{ZKD} + V_{BR} = 27,59 \text{ [cm}^3\text{]}$$

**Formel 42: Verdichtungsraum**

Um das statische Verdichtungsverhältnis bestimmen zu können, musste noch der Zylinderdurchmesser gemessen werden. Mit Hilfe eines 2-Punkt Innenmessgerätes<sup>16</sup> wurde ein Durchmesser von 68,050 [mm] bestimmt. Nun wurde mit der Gleichung für das Zylindervolumen und dem Hub der Kurbelwelle das Volumen berechnet und in die Formel für das Verdichtungsverhältnis eingesetzt.

$$V_h = 196,4 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$\epsilon_{real} = \frac{V_h + V_c}{V_c} \dots 8,15 \text{ [Faktor]}$$

**Formel 43: Statisches Verdichtungsverhältnis**

---

<sup>16</sup> Ein 2-Punkt Innenmessgerät ist ein Messmittel mit dem zylindrische Bohrungsdurchmesser gemessen werden können.

Der aus den gemessenen Werten errechnete Faktor von 8,15 weicht von den Herstellerangaben um 4% ab. Diesen Fehler kann man auf drei Tatsachen zurückführen.

- Durch einen Ablesefehler von der Messskala der Spritze.
- Durch die Kriecheneigenschaft vom Öl. (Ein Teil des Öls ist zwischen dem Kolben und dem Zylinder sowie zwischen der Planfläche und dem Glas entwichen).
- Der verwendete Motor wird aktuell in Massen hergestellt und unterliegt gewissen Schwankungen bei der Herstellung. (Zylinderkopf und Kolben sind Gussteile und zum großen Teil mechanisch unbearbeitet).

Analysiert man die Abweichung über die **Formel 43** erkennt man, dass eine Änderung vom Verdichtungsraum von 1[cm<sup>3</sup>] (Ein Teilstrich auf der Spritze) einen neuen Faktor von 8,39 ergibt. Somit würde die Abweichung zu den Herstellerangaben nur noch 1,35% betragen.

Wird die Leistungsberechnung mit dem Verdichtungsverhältnis von 8,15 zu 1 erneut durchgeführt, so ändert sich die Leistung nur marginal. Es kann also mit den Herstellerangaben fortgefahren werden.

## 10 Der Leistungsprüfstand

Da durch die Umbauarbeiten des originalen Vergasermotors auf den Motor mit Saugrohreinspritzung die tatsächliche Leistung nicht mehr bekannt ist, kann es bei der Rückrechnung auf die Düsengröße zu verfälschten Ergebnissen kommen. Die einzige Möglichkeit den Fehler möglichst klein zu halten ist, das Messen der neuen Leistung.

Die einfachste und günstigste Methode der Messung ist ein Rollenprüfstand. Hierbei wird eine definierte Masse mit einem definierten Massenträgheitsmoment durch den zu prüfenden Motor angetrieben. Wird die Drehzahl der angetriebenen Masse über einen Drehzahlfühler abgenommen, kann nun das abgegebene Drehmoment über die Hochlaufzeit und dem Trägheitsmoment berechnet werden. Durch die errechneten Winkelgeschwindigkeiten aus der Drehzahl, kann nun zu jedem Zeitpunkt das Drehmoment bestimmt werden, siehe **Formel 44**.

$$M_{LP} = J * \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

**Formel 44: Drehmoment**

Die Umrechnung vom Drehmoment auf die Leistung eines Ottomotors errechnet sich dann durch das anliegende Drehmoment und die dazugehörige Drehzahl. Damit das Ergebnis in [kW] ausgegeben wird und für die Drehzahl in [1/min] eingesetzt werden kann, muss noch durch 9550 dividiert werden. Dieser Wert kommt durch die Umrechnung der Einheiten zustande.

$$P_{LP,akt} = \frac{M_{akt} * n_{akt}}{9550}$$

**Formel 45: Leistung des Ottomotors**

## 10.1 Größendimensionierung des Prüfstandes

Damit möglichst genaue Ergebnisse erzielt werden können, darf die Hochlaufzeit, welche der Messzeit entspricht, nicht zu kurz sein. Aus den Formeln für die Massenträgheitsmomente verschiedener Körper, konnte die Geometrie auf einen flachen Zylinder mit einem großen Durchmesser eingeschränkt werden. Damit die Einflüsse der Geometrie, der Masse und der Drehzahl auf das Massenträgheitsmoment visualisiert werden können, wurde ein Berechnungsprogramm in Excel erstellt. Die angegebenen Werte resultieren aus fertigungsbedingten Grenzen und durch den vom Motor vorgegebene Eigenschaften.

$$n_1 = 1500 \left[ \frac{1}{\text{min}} \right] \dots \text{Startdrehzahl der Messung (Standdrehzahl des Motors)}$$

$$n_2 = 4000 \left[ \frac{1}{\text{min}} \right] \dots \text{Enddrehzahl der Messung (Abregeldrehzahl des Motors)}$$

$$\rho_{\text{Stahl}} = 7850 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \dots \text{Dichte vom Stahlzylinder}$$

$$r_{\text{Zylinder}} = 0,16965 \text{ [m]} \dots \text{Radius vom Zylinder}$$

$$h_{\text{Zylinder}} = 0,049 \text{ [m]} \dots \text{Höhe vom Zylinder}$$

Aus der Geometrie und der Dichte des Zylinders wird die Schwungmasse berechnet.

$$m_{\text{Zylinder}} = r_{\text{Zylinder}}^2 * \pi * h_{\text{Zylinder}} * \rho_{\text{Stahl}} = 34,7795 \text{ [kg]}$$

**Formel 46: Massenberechnung des Zylinders**

Aus der Gleichung für die Massenträgheit ergibt sich das Massenträgheitsmoment.

$$J = \frac{m_{\text{Zylinder}} * r_{\text{Zylinder}}^2}{2} = 0,5005 \text{ [kg * m}^2\text{]}$$

**Formel 47: Massenträgheitsmoment für einen Vollzylinder**

Aus den beiden gegebenen Drehzahlen werden die beiden Winkelgeschwindigkeiten und daraus die Winkelgeschwindigkeitsdifferenz berechnet.

$$\omega_x = 2 * \pi * \frac{n_x}{60} \dots \text{Umrechnung von } \left[ \frac{U}{\text{min}} \right] \text{ in } \left[ \frac{\text{Rad}}{s} \right]$$

**Formel 48: Winkelgeschwindigkeit**

$$\omega_1 = 157,079 \left[ \frac{1}{s} \right]$$

$$\omega_2 = 418,879 \left[ \frac{1}{s} \right]$$

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 = 261,799 \left[ \frac{1}{s} \right]$$

**Formel 49: Winkelgeschwindigkeitsdifferenz**

Nun kann über die Messzeit die durchschnittliche Winkelbeschleunigung ausgegeben werden.

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{T_{\text{Messung}}} = 26,18 \left[ \frac{1}{s} \right]$$

**Formel 50: Winkelbeschleunigung**

Damit geprüft werden kann ob das Massenträgheitsmoment der Schwungmasse ausreichend ist, wird das notwendige Drehmoment und die notwendige Leistung für das Beschleunigen in 10 [s] berechnet.

$$M_{\text{Vergleich}} = J * \alpha = 13,103 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

**Formel 51: Vergleichsmoment**

$$P_{Vergleich} = \frac{M_{Vergleich} * n_2}{9550} = 5,49 [kW]$$

**Formel 52: Vergleichsleistung**

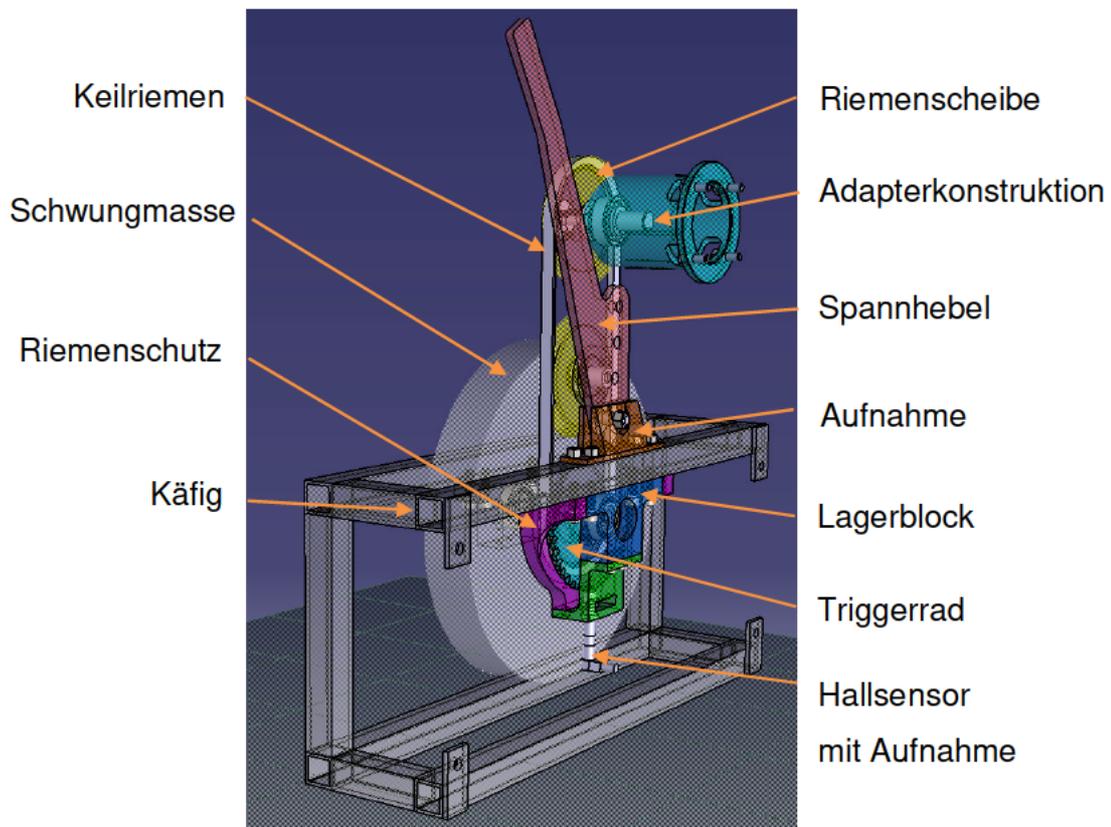
Die Vergleichswerte vom Drehmoment und der Leistung sind höher als die Herstellerangaben des Motors, somit kann eine Messzeit von 10 [s] eingehalten werden.

In der Berechnung sind die Drehzahl und die der Schwungscheibe identisch. Durch eine Übersetzung von 1:2, bei der die Schwungscheibe mit der doppelt so hohen Drehzahl als der Motor läuft, kann ein doppelt so hohes Drehmoment gemessen werden. Der Zusammenhang ist also linear.

## 10.2 Konstruktion und Aufbau des Leistungsprüfstandes

Die Komponenten für die Leistungsmessung sollen auf den vorhandenen Motorenprüfstand aufgebaut werden. Zu Beginn wurde ein 3D Modell der Schwungmasse konstruiert, wobei die Abmessungen des Zylinders der errechneten Dimensionen entsprechen.

Um das Drehmoment auf den Schwung zu übertragen, wurden zwei identisch große Keilriemenscheiben konstruiert und aus Aluminium gefertigt, welche auf einen erworbenen Keilriemen passen. Da die Kurbelwellenlager vom Motor für die Belastung beim Spannen des Riemen möglicherweise auf Dauer nicht standhalten, wurde die Konstruktion mit einem weiteren Kugellager auf einer zweiten Welle erweitert. Nun können die Kräfte in den Stirndeckel abgeleitet werden. Eine Riemenscheibe wurde auf die Adapterkonstruktion der Kurbelwelle montiert und die zweite Scheibe über drei Schrauben und die Zentrierung auf den Massenschwung. Der Schwung wurde mit Lagerblöcken und zwei Kugellagern auf einem aus Formrohren zusammengeschweißten Käfig montiert, auf dem auch das Spannsystem befestigt werden soll, siehe **Abbildung 47** auf der nächsten Seite.



**Abbildung 47: Konstruktion des Leistungsprüfstandes**

Für die Drehzahlmessung wurde ein Triggerrad aus Stahl konstruiert, welches dem auf der Kurbelwelle des Motors ähnelt. Um die Drehzahlmessung zu vervollständigen, wurde ein Hallensensor an der Unterseite des Triggerrades im Abstand von 0,5 [mm] positioniert. Nun musste nur noch ein geeignetes Riemenspannsystem konstruiert werden. Das Spannen und Einkuppeln des Riemens erfolgt über eine dritte Riemenscheibe, die auf dem Spannarm befestigt ist. Nach dem Aufpressen der Kugellager und der Adaptierung auf dem Prüfstand, konnten der Riemenschutz konstruiert werden. Dieser wurde, wie der Halter für den Hallensensor, aus PLA mit dem 3D Drucker realisiert und musste an den Kontaktstellen mit Metallkleber an der Oberfläche verstärkt werden, damit keine Verschleißerscheinungen durch Reibung auftreten. Zum Schluss wurde der Leistungsprüfstand auf den Motorenprüfstand mittels vier M10 Schrauben fixiert und ausgerichtet, damit die Riemenscheiben zueinander in der Flucht sind.

## 10.2.1 Korrektur des Massenträgheitsmomentes

Da sich die Geometrie der Schwungmasse durch die dazugekommenen Lagersitze und Bohrungen verändert hat, hat sich auch das Massenträgheitsmoment geändert. Daher wurde nach der Fertigung das Gewicht und die Dimensionen nachgemessen und im Konstruktionsprogramm eingetragen. Über das Icon „Trägheit messen“, wurde dann das genaue Trägheitsmoment bestimmt.

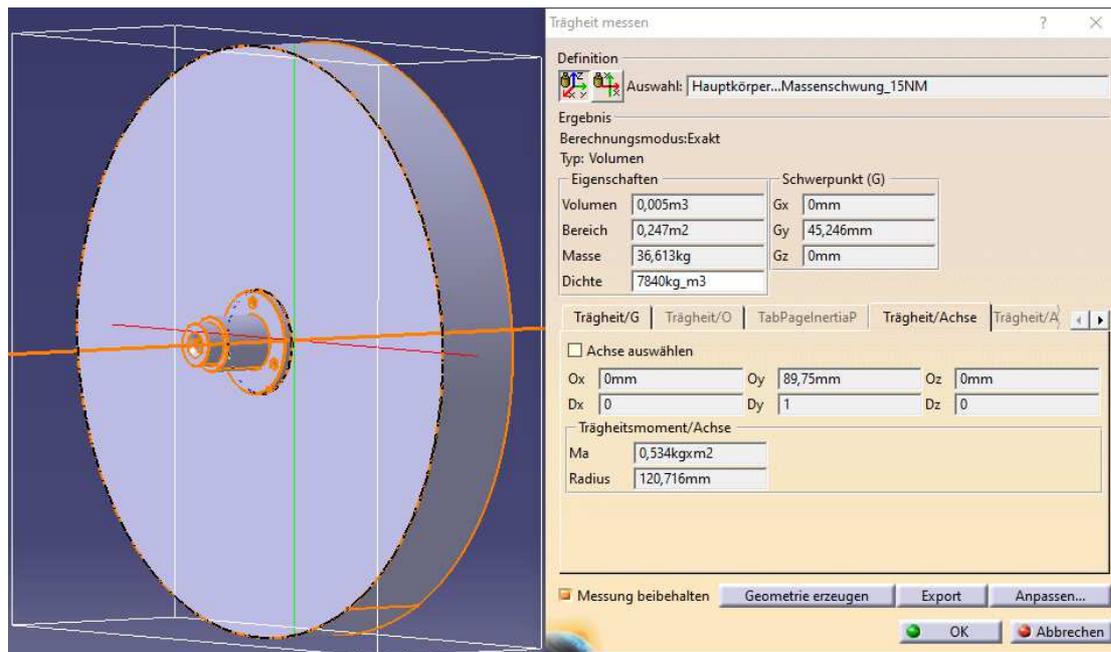


Abbildung 48: Bestimmung des Massenträgheitsmomentes

Diese Vorgehensweise wurde bei allen mit der Motordrehzahl rotierenden Bauteilen des Leistungsprüfstandes angewendet, wodurch nach der Aufsummierung ein Gesamtträgheitsmoment von  $0,5777 \text{ [kgm}^2\text{]}$  für die weiteren Berechnungen genähert werden konnte.

## 10.2.2 Messdatenerfassung

Für die Signalverarbeitung des Hallsensors wurde eine Arduino Plattform verwendet, siehe **Abbildung 49**. Sie besteht aus einer Soft- und Hardware, wobei beides quelloffen ist. Der am E/A-Board befindliche Micro-Controller kann also mit der dazugehörigen Software nach Belieben beschrieben werden. Der Sensor wurde an der Spannungsversorgung angeschlossen und die Signalleitung an den digitalen Eingang.

Softwareseitig wird das PWM-Signal vom Hallsensor, welches durch das Drehen des Massenschwungs entsteht, am Pin 2 erkannt und ein Zählerbaustein zählt bei jeder steigenden Flanke um 1 weiter. Im Hintergrund wird die Zeit gemessen, wobei bei genau 1000000  $[\mu\text{s}]$  die sich nun im Zähler befindliche Zahl ausgegeben wird. Danach wird der Zähler wieder auf 0 gesetzt und der Loop beginnt von vorne. Im Standgasbetrieb ergeben sich durch die Drehzahl von 1330 [1/min] bis 1373 [1/min] zwischen 798 bis 824 gezählte Pulse.

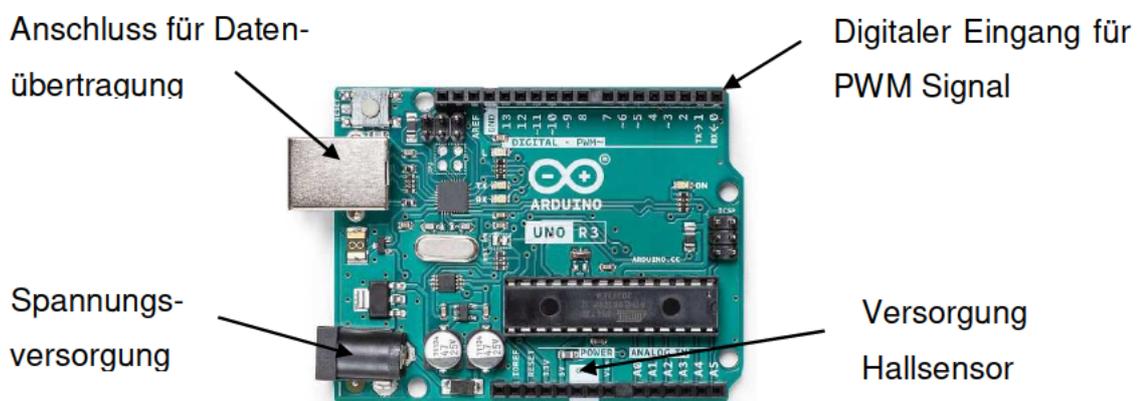


Abbildung 49: Arduino UNO R3

Auszug aus dem Softwareprogramm von der Arduino.

```
void loop() {  
  attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(SensorPin), countup, RISING);  
  time_diff = micros() - timestamp;  
  if (time_diff >= 1000000) {  
    noInterrupts();  
    Serial.println(InterruptCounter);  
    InterruptCounter = 0;  
    timestamp = micros();  
    interrupts();  
  }  
}
```

Abbildung 50: Arduino Programmauszug

Wird die Messung beendet, werden über einen Serial-Port-Monitor die ausgegebenen Werte kopiert und in eine Excel Liste übertragen. In der Excel Liste sind die Umrechnungen auf die Drehzahl, die Winkelgeschwindigkeiten, die Winkelbeschleunigung, das Drehmoment und die Leistung hinterlegt. Nun kann zu jeder Sekunde beim Hochdrehen des Motors die dazugehörige Leistung berechnet werden. Damit die Ergebnisse vergleichbar werden, müssen noch die Abweichungen von der Ansauglufttemperatur, dem Luftdruck und der Luftfeuchtigkeit zum Normzustand betrachtet werden. Diese können laut DIN 70200 oder der SAE J1349 umgerechnet werden, wofür die Excel Liste erweitert wurde.

### 10.2.3 Überprüfung der Messergebnisse

Vor den ersten Testläufen mit dem umgebauten Motor musste sichergestellt werden, dass die Messergebnisse vom Leistungsprüfstand korrekt sind. Die Prüfung erfolgte über Vergleichswerte der Leistung und des Drehmomentes, die nur über den Serienmotor möglich waren. Wobei folgende Daten lt. Herstellerangaben gemäß SAE J1349 herangezogen worden sind.

$$M_{SAE} = 12,4 [Nm] \dots \text{bei } 2500 \left[\frac{1}{min}\right]$$

$$P_{SAE} = 6,5 [PS] \dots \text{bei } 3600 \left[\frac{1}{min}\right]$$

Um die Replizierbarkeit der Versuchsergebnisse zu gewährleisten, sind alle Daten vom Versuchsaufbau, welche einen Einfluss auf das Ergebnis haben, angeführt.

$$T_{AL} = 290,45 [K] \dots \text{Umgebungstemperatur}$$

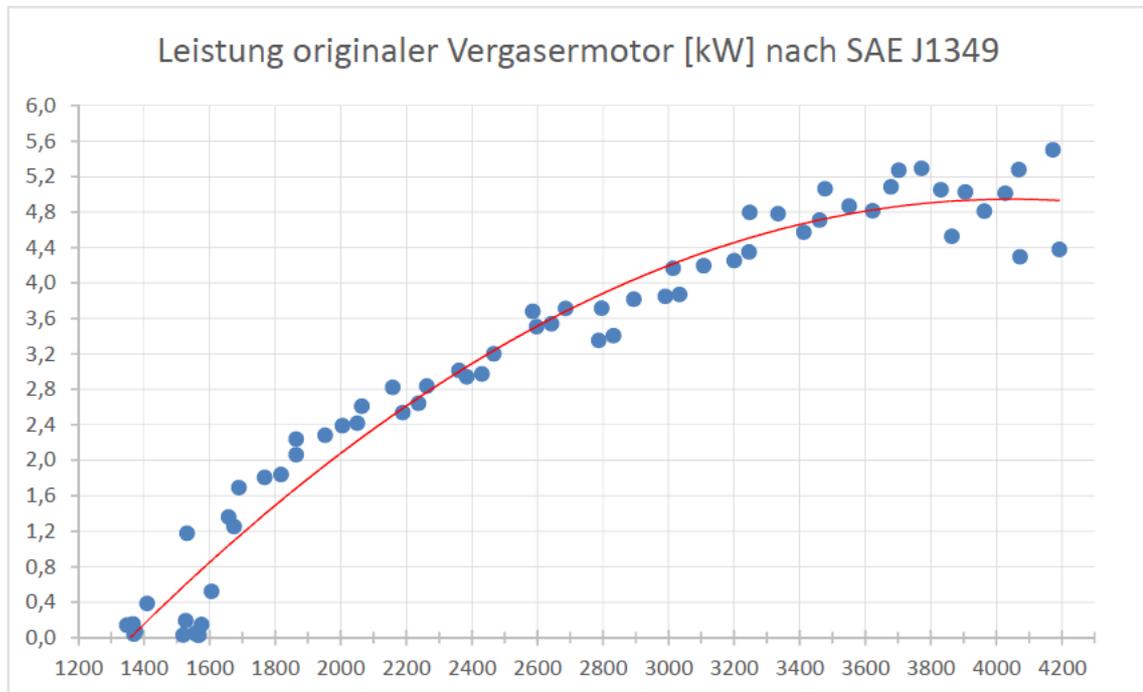
$$T_{\ddot{o}L} = 44,9 [^{\circ}C] \dots \text{Durchschnittliche Öltemperatur (5W30LL 0,6L , Petronas)}$$

$$p_U = 978 [mbar] \dots \text{Umgebungsluftdruck}$$

$$\varphi_U = 20 [\%] \dots \text{Relative Luftfeuchtigkeit}$$

Es wurden vier Messungen in einem Abstand von 2 [min] hintereinander durchgeführt, wobei bei einer Motoröltemperatur von 35 [°C] begonnen wurde. Die durchschnittliche Öltemperatur konnte nach der Auswertung mit 44,9 [°C] angegeben

werden. Aus den Messungen ergaben sich 66 Messwerte, welche in einem XY Diagramm als Punktwolke aufgetragen wurden. Auf der X-Achse ist die Drehzahl in [1/min] und auf der Y-Achse die Leistung in [kW] aufgetragen.



**Abbildung 51: Leistungsdiagramm des Serienmotors**

Man sieht, dass die Messwerte über die gesamte Kurve schwanken. Die Leistungskurve des Herstellers ist über eine Polynomfunktion 2. Grades gemittelt worden, daher wurde die Punktwolke ebenso über diese gemittelt und von Excel ausgegeben. Um den genauen Wert an der geforderten Drehzahl von 3600 [1/min] zu erhalten, wird in die Funktion für  $x = 3600$  eingesetzt.

$$y_{mw} = -6,84293 * 10^{-7} * x^2 + 5,53840 * 10^{-3} * x - 6,26081$$

$$y_{mw} = 4,809 [kW] \rightarrow 6,540 [PS]$$

**Formel 53: Gemittelte Polynomfunktion 2. Grades**

Das Ergebnis von 6,54 [PS] wurde noch nicht auf den Normzustand zurückgerechnet. Für die Umrechnung auf die SAE J1349 wurde eine weitere Tabelle erstellt und jeder berechnete Messwert mit dem berechneten Korrekturfaktor multipliziert.

$$Ka = \left(\frac{990}{p_u}\right)^{1,2} * \left(\frac{T_{AL}}{298}\right)^{0,6} = 0,99237 \text{ [Faktor]}$$

**Formel 54: Korrekturfaktor nach SAE J1349**

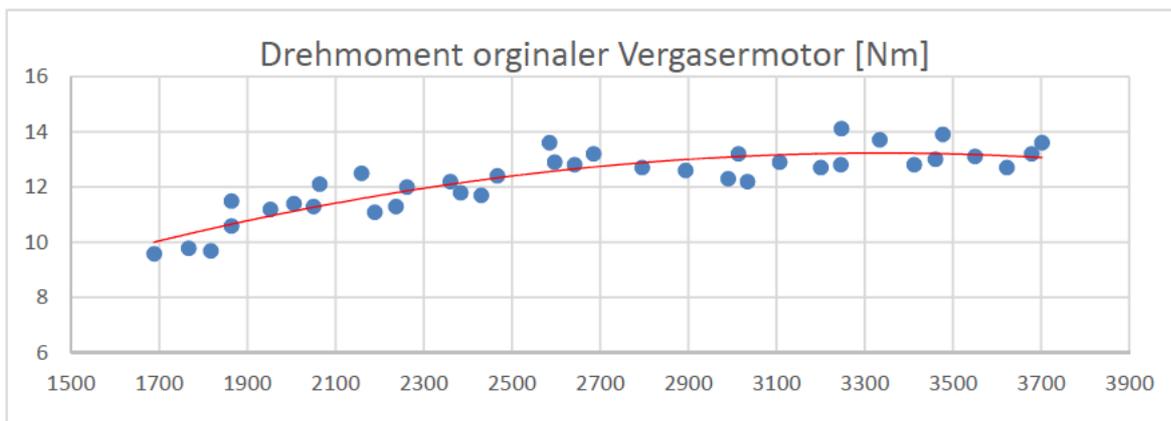
Durch die sehr guten Rahmenbedingungen während der Versuchsdurchführung, also den sehr kleinen Abweichungen zu den Normbedingungen, ist der Korrekturfaktor sehr nahe unter 1. In die neue Funktion wird wieder für  $x=3600$  eingesetzt und die neue Leistung ausgerechnet.

$$y_{KA} = -6,83771 * 10^{-7} * x^2 + 5,53418 * 10^{-3} * x - 6,25604$$

$$y_{KA} = 4,805 \text{ [kW]} \rightarrow 6,5348 \text{ [PS]}$$

**Formel 55: Polynomfunktion mit Korrekturfaktor**

Der Leistungsunterschied zwischen dem korrigierten und dem nicht korrigierten Wert beträgt 0,0052 [PS]. Der Einfluss bei kleinen Messwerten auf das Ergebnis ist demnach sehr gering. Nun wird noch das Drehmoment ausgewertet, und für  $x=2500$  eingesetzt.



**Abbildung 52: Drehmoment Verlauf**

$$y_M = -1,18898 * 10^{-6} * x^2 + 7,93294 * 10^{-3} * x - 5,13112 * 10^{-3}$$

$$y_M = 12,396 \text{ [Nm]}$$

**Formel 56: Polynomfunktion für das Drehmoment**

Da ein mathematischer Zusammenhang zwischen der Leistung und dem Drehmoment bei der Auswertung besteht, war ein vergleichbar gutes Ergebnis zu erwarten. Die Abweichung von den gemittelten 12,396 [Nm] zu den Herstellerangaben von 12,4 [Nm] bei einer Drehzahl von 2500 [1/min] ist marginal. Die Abweichung der gemittelten Leistung zu den Herstellerangaben beträgt 0,54 [%], wobei festgehalten werden muss, dass die Auswertungen der Messpunkte den Auswertungen und Angaben des Herstellers angepasst wurde, was eine Glättung der Messwerte verursacht hat. Prinzipiell ist das Gesamtsystem für die weiteren Schritte ausreichend genau und durch die automatisierte Auswertung weitestgehend vervollständigt.

## 11 Inbetriebnahme / Versuchseinstellungen

Zu Beginn wurden das mechanische und elektrische System des umgebauten Motors auf dessen Funktionen geprüft. Dafür musste das Motorsteuergerät in Betrieb genommen und einige Einstellungen in der Software M-tune vorgenommen werden.

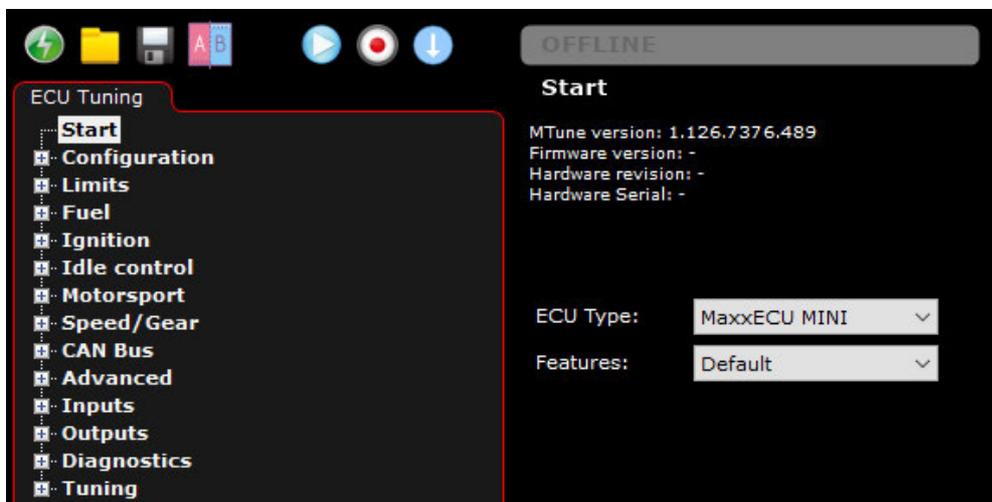


Abbildung 53: M-Tune Startseite

Im Offline Modus wurde der Strukturbaum von oben nach unten durchgesehen, wobei die verbauten Komponenten ausgewählt werden konnten oder manuell programmiert werden mussten. Damit auch hier die Replizierbarkeit gegeben ist, werden im Folgenden alle Einstellungen in der Software beschrieben, wobei in der Konfiguration mit den Motorkeendaten begonnen wurde, welche aus dem **Kapitel 5.1.1**

übernommen werden konnten. Da die Software in englischer Sprache ist, sind im folgenden Kapitel die Begriffe zweisprachig angeführt.

## 11.1 Engine settings / Motoreinstellungen

Engine type / Motortyp:	<i>Piston 4 – stroke</i>
Cylinder count / Zylinderzahl:	1
Engine displacement / Hubraum:	196 [cc]
Engine max crank RPM / Maximale Startdrehzahl:	400 [rpm]

### Firing order / Zündbefehle

Engine fireorder / Zündreihenfolge:	<i>Cyl 1</i>
Firing angle calculation / Zündwinkelberechnung:	<i>Automatic even fire</i>

## 11.2 Limits / Grenzen

Rev limit RPM source / Quelle für RPM Begrenzung:	<i>Single value</i>
Rev limit RPM / Drehzahlbegrenzung in RPM:	4200 [rpm]
Rev limit type / Art der Begrenzung:	<i>Fuel</i>
Dual mode rev-limiter / Dualer Modus für Begrenzung:	<i>Disabled</i>
Cut pattern / Abbruch Muster:	<i>Random</i>
Rev limit control range / Regelbereich der Begrenzung:	300 [rpm]
Rev limit ignition retard / Zündverzögerung ab Grenze:	0,0 [degrees retard]
Rev limit fuel enrichment / Anreicherung ab Grenze:	0,0 [% added]
Boost cut / Ladedruck Begrenzung:	<i>Disabled</i>

Predictive limiter / Vorausschauende Begrenzung:	<i>Disabled</i>
Lean power cut enable / Abschaltung bei Magerbetrieb:	<i>Disabled</i>

Die Grenze für die maximale Drehzahl wurde bei 4200 [1/min] gesetzt, das entspricht der Abregeldrehzahl des Motors beim Betrieb mit dem Vergaser. Um die maximale Drehzahl zu begrenzen, kann man in den Einstellungen entweder die Treibstoffeinspritzung stoppen, die Zündung aussetzen lassen oder eine Drehzahl-abhängige Kombination aus den beiden Varianten programmieren. In diesem Fall wurde das Stoppen der Einspritzung gewählt. Um den Motor nach dem Erreichen der maximalen Drehzahl nicht so schnell zu bremsen, wurde ein Regelbereich von 300 [U/min] definiert, in der noch etwas Treibstoff eingespritzt werden kann. Wieviel das sein wird, kann jedoch erst bei der Abstimmung herausgefunden werden. Daher ist bei der Anreicherung und Zündverzögerung noch der Wert 0,0 hinterlegt. Alle anderen Funktionen wurden deaktiviert (Disabled), da sie teilweise nicht verbaut sind oder nicht benötigt werden.

Das Steuergerät verfügt auch über einen Fehlerspeicher durch den später bei Abweichungen von Soll-Zuständen ein Eintrag entsteht. Darüber hinaus können Warnhinweise programmiert werden um gewünschte Parameter überwachen zu können.

RPM warning	?	4200	rpm
MAP warning	?	180.0	kPa
CLT warning	?	100.0	°C
Lambda deviation warning	?	0.100	(lambda value this much above the target value at load)
Injector duty warning	?	80.0	%
EGT warning	?	950	(at load)
High voltage warning	?	16	V

Abbildung 54: Warnhinweise / Warngrenzen

### 11.3 Fuel / Treibstoff

Injection method / Injektionsmethode:	<i>Sequential 360° (4 – stroke)</i>
Fuel stoich AFR / Verbrennungsluftverhältnis:	<i>Gasoline 14,7</i>

Multiply lambda / Lambda Multiplikator <sup>17</sup> :	<i>Enable</i>
Use MAP-sensor / Drucksensor im Saugrohr:	<i>Disable MAP sensor</i>
Staged injection / Schichteinspritzung:	<i>Disable</i>

### Injector settings / Injektoreinstellungen

Injector / Einspritzdüse:	<i>User defined</i>
Injectors per output / Injektoren pro Ausgang:	<i>1 injector</i>
Injectors per cylinder / Injektoren pro Zylinder:	<i>1 injector</i>

### Injector flow settings / Injektor-Fluss-Einstellungen

Injectors flow tracking / Injektor-Fluss-Verfolgung <sup>18</sup> :	<i>Fixed flow</i>
Injector flow / Injektor-Durchfluss:	$200 \left[ \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right]$
Fuel pressure tracking / Injektor-Druck-Verfolgung:	<i>fixed value.pressure</i>
Fuel pressure / Treibstoffdruck:	$3.0 \text{ [bar]}$

### Injector dead time settings / Injektor-Totzeit-Einstellung

Dead time entry method / Totzeit Bestimmung	<i>List</i>
---	-------------

Die Injektionsmethode beschreibt, mit welchem Zyklus eingespritzt werden soll. Da bei dem Versuchsaufbau nur der Totpunkt selbst bestimmt werden kann, jedoch

---

<sup>17</sup> Diese Funktion wird benötigt um die Einspritzzeit automatisch zu korrigieren, damit der eingestellte Lambda-wert eingehalten wird.

<sup>18</sup> Mit der Injektor-Fluss-Verfolgung kann die eingespritzte Treibstoffmenge über den Treibstoffdruck automatisch nachgeregelt werden. Mit einem fixierten Durchfluss (Fixed Flow) wird diese Funktion deaktiviert.

nicht klar ist in welchem Takt sich der Motor befindet, muss die sequentielle Einspritzung mit 360° verwendet werden. Dadurch wird alle 360° in das Saugrohr eingespritzt.

Es gibt die Möglichkeit im Dropdown Menü den verwendete Injektor auszuwählen. Sollte dieser nicht verfügbar sein, muss in den Einstellungen der Durchfluss des Injektors in [cm<sup>3</sup>/min] bei 3 [bar] Systemdruck eingetragen werden. Aus der Herstellerangabe des verwendeten Injektors errechnet sich ein Wert von 200 [cm<sup>3</sup>/min] bei einem angeführten Durchfluss von 137 [g/min] n-Heptan. Siehe **Abbildung 56**. Da der Treibstoffdruck über ein mechanisches Druckregelventil und die Spannungsversorgung der Benzinpumpe über ein Netzgerät erfolgt, wurde die automatische Kompensation über die Druckliste ausgeschaltet. Beim Verwenden einer automatischen Druckkompensation werden die unter **Kapitel 6 Abbildung 16** ersichtlichen Werte in die Druckliste eingetragen.

Injector flow tracking	?	Fixed flow with default pressure compensation	▼
Injector flow	?	200	cc/min (@ 3bar/43.5psi fuel pressure)
Fuel pressure tracking	?	Fixed value, fixed pressure	▼
Fuel pressure	?	3.0	bar

**Abbildung 55: Injektor- Einstellungen im M-tune**

Unter den Einstellungen für den Injektor kann auch die Totzeit der Einspritzdüse über die Spannung eingegeben werden. Damit kann bei z.B. kleineren Batteriespannungen die Verzögerung beim Öffnen des Ventils kompensiert werden. Hier wurden die Serienwerte (vorprogrammierten Werte) vom Steuergerät übernommen, da die korrekten Werte vom Hersteller nicht zu Verfügung stehen. Siehe **Abbildung 57**.

Dead time entry method	?	List (voltage dependant)	▼				
Injector dead time	?	Dead time (ms)					
		2.26	1.63	1.26	1.04	0.90	0.75
		8.00	10.00	12.00	14.00	16.00	18.00
		Battery voltage					

**Abbildung 56: Totzeit über Batteriespannung**

Nun musste noch der Einspritzzeitpunkt definiert werden. Dieser kann in Abhängigkeit der Drehzahl in einer Tabelle angepasst werden. Da es sich um eine Saugrohreinspritzung handelt, werden keine nennenswerten Veränderungen durch eine Anpassung passieren. Der Zeitpunkt wurde also konstant bei 0° Kurbelwellenumdrehung nach dem oberen Totpunkt (After TDC) gewählt. Siehe **Abbildung 58** auf der nächsten Seite.

Angle Reference		?		After TDC		v	
Event edge		?		Start of injection		v	
Injection angle		?		Angle			
		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
		1000	2000	3000	4000	5000	6000
							7000
							8000
							RPM

**Abbildung 57: Zeitpunkt der Einspritzung**

In den Einstellungen für den Treibstoff sind nun drei weitere Tabellen verfügbar, welche jedoch nur am laufenden Motor eingestellt werden können. Dazu gehört die Anreicherung des Treibstoffes in [%] in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur in [°C] bei der Startdrehzahl. Die Anreicherung bei der Warmlaufphase im Betrieb und die Anreicherung über die Laufzeit, siehe **Abbildung 59**

Warmup fuel		?		Trim (+/- %)			
		54.0	44.4	34.8	28.0	20.0	20.0
		-30.0	-15.0	0.0	20.0	25.0	30.0
							40.0
							45.0
							Coolant temp

Afterstart enrichment (ASE)		?		Trim (+/- %)			
		100.0	5.0	4.0	3.0	0.0	0.0
		80.0	12.0	6.0	5.0	0.0	0.0
		60.0	24.0	15.8	7.5	0.0	0.0
		40.0	36.0	25.5	15.0	0.0	0.0
		20.0	48.0	35.2	22.5	0.0	0.0
		0.0	60.0	45.0	30.0	20.0	10.0
			0.0	5.0	10.0	20.0	40.0
							60.0
							Engine runtime

**Abbildung 58: Kraftstoff - Anreicherungen**

## 11.4 Ignition / Zündung

Der Zündzeitpunkt wurde vorerst vom Serienmotor übernommen und beträgt  $8^\circ$  Kurbelwellenwinkel vor dem oberen Totpunkt für das gesamte Drehzahlband bei jeder Drosselklappenstellung. Die Werte ab 5000 [1/min], welche auf der horizontalen Achse aufgetragen sind, müssen in der Tabelle nicht mehr angepasst werden, da die Motordrehzahl bei 4200 [1/min] begrenzt worden ist, siehe **Abbildung 60**.

Throttle position (%)	degrees BTDC															
	800	1000	1200	1600	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	
100.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	18.0	18.0	18.0	18.0	19.0
90.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	17.0	17.0	17.0	17.0	18.0
80.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	16.0	16.0	16.0	17.0	17.0
70.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	15.0	15.0	15.0	16.0	17.0
60.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	14.0	14.0	14.0	15.0	16.0
50.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	13.0	13.0	13.0	13.0	15.0
40.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	12.0	12.0	12.0	13.0	15.0
30.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	11.0	11.0	11.0	13.0	14.0
20.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	10.0	10.0	11.0	13.0	14.0
10.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	9.0	9.0	11.0	13.0	14.0
0.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	9.0	11.0	13.0	14.0

Abbildung 59: Zündwinkeleinstellung in der Tabelle

Ignition system type / Art der Zündanlage:	<i>Wasted spark</i>
Cranking angel / Zündwinkel bei Startdrehzahl:	<i>Fixed</i>
Cranking angel / Zündwinkel bei Startdrehzahl:	<i>4° vor dem o.T.</i>

Wie auch bei der Einspritzung muss die Zündung alle  $360^\circ$  passieren, daher ist bei der Art der Zündanlage „wasted spark“ auszuwählen. Der Zündwinkel beim Startvorgang wurde auf  $4^\circ$  vor dem oberen Totpunkt als konstanter Wert gewählt. Nun können über zwei weitere Tabellen Korrekturen am Zündwinkel vorgenommen werden, wobei hier 0 eingetragen wurde, damit keine Änderungen passieren und die Standardeinstellung von  $8^\circ$  vor o.T nicht überschrieben werden. Siehe **Abbildung 61** auf der nächsten Seite.

IAT correction												
												?
												ignition angle correction
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
-40.0	-20.0	0.0	20.0	40.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0	0.0
Intake air temp												

CLT correction												
												?
												ignition angle correction
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
-20.0	0.0	20.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0	0.0
Coolant temp												

Abbildung 60: Korrekturtabellen für den Zündwinkel

## 11.5 Sensoren

### Das Triggersignal

Bei der Wahl des Sensors für die Kurbelwellenposition kann zwischen Hallsensoren und VR - Sensoren gewählt werden. Nun musste noch definiert werden, wann das Steuergerät einen Impuls erkennen sollte. Rising bedeutet, dass bei der steigenden Flanke des Signals ausgelöst werden soll. Da das Ausgangssignal im Gegensatz zu einem PWM- Signal eines Hallsensors nicht gleichbleibend und gleichförmig ist, wurde die Scharfschaltspannung auf automatisch eingestellt.

Trig sensor Type / Art des Sensors am Trigger Rad:	<i>VR – Seonsor<sup>19</sup></i>
Trigger Polarity / Auslösende Flanke:	<i>Rising</i>
Arming voltage / Scharfschaltungsspannung:	<i>Automatic tracking</i>

<sup>19</sup> VR – Sensor steht für Variable reluctance sensor, also variabler Widerstandssensor (Induktivsensor).

Für das Erkennen des Totpunktes wurde ein Zahn aus dem Triggerrad entfernt, daher sehen die Einstellungen wie folgt aus.

Trigger system / Auslösesystem:	<i>Missingtooth</i>
Cam signal position / Kurbelwellensignal Position:	<i>Before TDC</i>
Teethcount / Zähnezahl gesamt:	36
Missing teeth / Fehlende Zähne:	1
Advanced trigger options / Weitere Triggeroptionen:	<i>Default</i>

Aus den Einstellungen des oberen Totpunktes, der Position des VR-Sensors und der Zündung im **Unterkapitel 7.2.8**, konnte der Winkel hinterlegt werden.

First tooth angle / Winkel vor dem o.T <sup>20</sup> :	62,0°
Lock ignition / Zündwinkel sperren:	<i>No</i>
Disable fuel and ignition / Kraftsoff und Zündung sperren	<i>No</i>

### Der Eingang für die absolute Position

Da der Kreisprozess des Ottomotors zwei vollständige Kurbelwellenumdrehungen beschreibt, wird oft an der Nockenwelle ein weiterer Sensor für die Position geschaltet. Da die Nockenwelle mit der halben Drehzahl der Kurbelwelle dreht, kann somit genau bestimmt werden in welchem Takt sich der Motor befindet. Die Verwendung ist jedoch nicht unbedingt notwendig, daher wurde diese Funktion abgeschaltet.

Home sensor type / Art des Sensors:	<i>Not used</i>
Home signal / Signalart für die absolute Position:	<i>No</i>

---

<sup>20</sup> Beschreibt den Kurbelwellenwinkel der vom Eingang des Kurbelwellensensor Signals bis zum Erreichen des oberen Totpunktes zurückgelegt wird.

## Der Lufttemperatur Sensor

Damit das Alpha – N Kennfeld bei unterschiedlichen Lufttemperaturen nicht stetig angepasst werden muss, wurde ein Lufttemperatursensor verbaut. Über diesen Sensor und einer weiteren Tabelle ist es möglich, eine Anpassung des Hauptkennfeldes über die Ansauglufttemperatur zu automatisieren. Siehe **Abbildung 62**.

IAT sensor type / Art des Lufttemperatursensors: *GM IAT temperature sensor*

IAT trim												
Trim (+/- %)												
4.4	3.8	3.3	2.7	2.2	1.6	1.1	0.5	0.0	-0.5	-1.1	-1.6	
-20.0	-15.0	-10.0	-5.0	0.0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0	35.0	
Intake air temp												

Abbildung 61: Korrekturtabelle für die Lufttemperatur

## Der Kühlwasser Temperatursensor

Die Motortemperatur hat einen großen Einfluss auf die Leistung. Je nach Kaltstarteigenschaften des Motors, sollte daher die Temperatur immer berücksichtigt werden. Beim originalen Vergaser des GX200 wird über den Choke ein fetteres Gemisch erzeugt um einen Kaltstart zu ermöglichen. Da dieser Motor Luftgekühlt ist, wird statt der Kühlwassertemperatur die Öltemperatur gemessen. Jeder Temperatursensortyp hat eine eigene Ohm'sche Widerstandskurve, welche in einer Tabelle programmiert wurde.

CLT sensor type / Art des Kühlwassersensors: *User defined sensor*

Resistance (ohm)																	
45340	26130	15473	9396	5894	3793	2501	1707	1175	834	595	435	322	243	186	144	112	89
-40.0	-30.0	-20.0	-10.0	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0	110.0	120.0	130.0
Coolant temp																	

Abbildung 62: Widerstandswerte über die Temperatur

Nun können automatisierte Korrekturen des Hauptkennfeldes über die Motortemperatur über eine eigene Tabelle erfolgen. Siehe **Abbildung 59**.

### Die Drosselklappenposition

Wie schon im **Unterkapitel 7.2.4** erläutert, wird ein Potentiometer für den Öffnungswinkel der Drosselklappe verwendet. Im Standgasbetrieb muss die Drosselklappe leicht geöffnet sein, somit konnte die Spannung für die geschlossene Stellung gespeichert werden. Für die Maximalstellung wurde über den Gasgriff die Klappe vollständig geöffnet und die Spannung für die offene Stellung abgenommen. Somit können nun alle anderen Stellungen durch den linearen Zusammenhang von der Software berechnet werden. Siehe **Abbildung 64**.

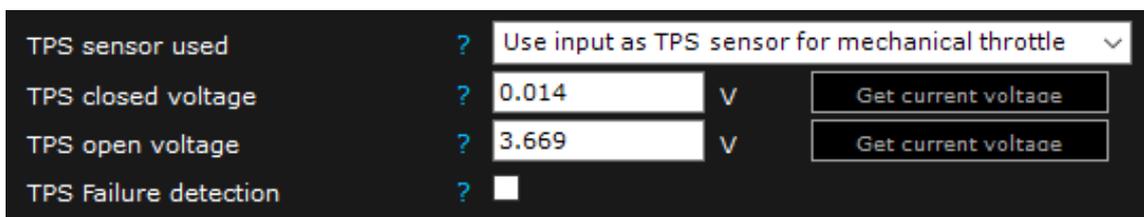


Abbildung 63: Drosselklappeneinstellungen

### Der Lambdasensor

Die Einstellungen für die mitgelieferte Lambdasonde und das programmierte Kennfeld in **Abbildung 65**.

Lambda sensors / Lambdasensoren:	<i>Single sensor</i>
Lambda sensor A / Art des Sensors:	<i>Maxx ECU CAB Lambda Module, ID1</i>

Lambda table 1		Lambda (0.5-1.5)														
		500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500
Throttle position (%)	100.0	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	90.9	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	81.8	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	72.7	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	63.6	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	54.5	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	45.5	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	36.4	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	27.3	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	18.2	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	9.1	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
0.0	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	

Abbildung 64: Die Lambdatabelle

## Das Alpha – N Kennfeld

Um den Motor starten zu können, wurden die Einspritzwerte in [%] in der Tabelle so lange erhöht, bis es zu den ersten Explosionen während dem Startvorgang gekommen ist. Nachdem die Nullposition der Drosselklappe für das Standgas angepasst wurde, konnte die Motordrehzahl bei ca. 1600 U/min gehalten werden. Die erhöhte Drehzahl liegt wie vorhergehend beschrieben in der Tatsache, dass der Motor keinen Massenschwung montiert hat.

Nun wurde gleichzeitig der Gashebel leicht betätigt und die Treibstoffmengen in der Tabelle angepasst. Über die Funktion der Lambdasonde und den live ausgegebenen Lambdawerten konnte das Gemisch überwacht und angepasst werden, bis ein stabiler Motorlauf bis zur Abregeldrehzahl möglich war.

Zu Beginn wurde mit den hinterlegten Tabellen gearbeitet, wobei das Drehzahlband auf der horizontalen Achse bis 7000 [U/min] aufgetragen war. Für ein exakteres Abstimmen wurde die Tabelle auf die Maximaldrehzahl von 5000 [U/min] beschränkt und die bestehenden Daten der Einspritzmenge erneut zugewiesen.

Der Treibstoffverbrauch muss unter Last gemessen werden, da hier der Treibstoffverbrauch höher ist. Um die Last zu simulieren wurde der Leistungsprüfstand auf der Motorwelle eingekuppelt. Beim Beschleunigen schnellte der Lambdawert sofort nach oben, somit musste für jeden Betriebsbereich die Einspritzzeit angehoben werden.

		VE (%)																	
		100.0	30.0	30.0	30.0	65.0	70.0	76.0	76.0	76.0	76.0	76.0	78.0	79.5	81.0	83.0	85.0	90.0	100.0
Throttle position (%)	90.0	30.0	30.0	30.0	65.0	70.0	76.0	76.0	76.0	76.0	76.0	78.0	79.5	81.0	83.0	85.0	90.0	95.0	
	80.0	30.0	30.0	30.0	65.0	70.0	75.0	76.0	76.0	76.0	76.0	76.0	79.0	80.0	82.0	84.0	88.0	93.0	
	70.0	30.0	30.0	30.0	65.0	70.0	74.0	75.0	76.0	76.0	76.0	76.0	80.0	83.0	83.0	85.0	86.0	92.0	
	60.0	30.0	30.0	30.0	65.0	70.0	70.0	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0	75.0	78.0	78.0	80.0	82.0	90.0	
	50.0	30.0	30.0	30.0	64.0	65.0	66.0	72.0	72.0	72.0	73.0	75.0	78.0	78.0	80.0	82.0	85.0		
	40.0	30.0	30.0	30.0	63.0	65.0	65.0	65.0	65.0	65.0	65.0	65.0	70.0	70.0	70.0	75.0	82.0	85.0	
	30.0	30.0	30.0	30.0	62.0	62.0	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0	65.0	65.0	65.0	65.0	75.0	77.0	85.0	
	20.0	30.0	30.0	30.0	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0	60.0	62.0	63.0	65.0	75.0	77.0	84.0		
	10.0	30.0	30.0	30.0	54.0	53.0	52.0	53.0	54.0	55.0	56.0	57.0	58.0	60.0	63.0	77.0	84.0		
	0.0	20.0	20.0	20.0	37.0	35.0	25.0	24.0	23.0	22.0	24.0	25.0	26.0	27.0	28.0	29.0	30.0		
		310	620	930	1240	1550	1860	2170	2480	2790	3100	3410	3720	4030	4340	4650	5000		
		RPM																	

Abbildung 65: Erstes Alpha-N Kennfeld

## 12 Die Messung und das Ergebnis

Die Messung und die Erstellung der tatsächlichen Leistungskurve wurde wie im **Un-terkapitel 10.2.3** durchgeführt. Gemessen wurden vier vollständige Zyklen. Das heißt vom Standgas bis zu Abregeldrehzahl. Alle Messungen wurden in einer Zeit von 4 [min] durchgeführt. Die Motoröltemperatur lag zu Beginn der ersten Messung bei 44,8 [°C]. Die Durchschnittliche Öltemperatur konnte nach der Auswertung mit 56,9 [°C] angegeben werden.

$$T_{AL} = 300,25 \text{ [K]} \dots \text{Umgebungstemperatur}$$

$$T_{\text{ÖL}} = 56,9 \text{ [°C]} \dots \text{Durchschnittliche Öltemperatur (5W30LL 0,6L, Petronas)}$$

$$p_U = 974 \text{ [mbar]} \dots \text{Umgebungsluftdruck}$$

$$\varphi_U = 29 \text{ [%]} \dots \text{Relative Luftfeuchtigkeit}$$

Aus den Messungen ergaben sich 58 Messwerte, welche wieder in einem XY Diagramm als Punktwolke aufgetragen wurden. Aus der automatisierten Kalkulation des Durchschnittes konnte folgende Polynomfunktion des Drehmomentes ausgegeben werden.

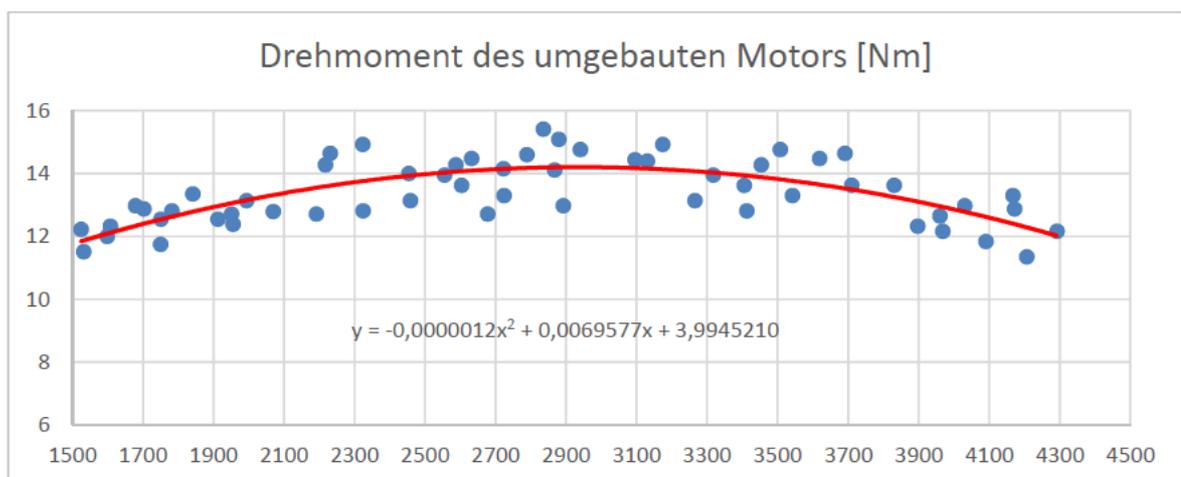


Abbildung 66: Drehmoment Verlauf nach dem Umbau

Da die Umgebungsparameter keiner Norm entsprechen, wurde wieder auf die SAE J1349 umgerechnet. Für die Leistungen konnten folgende Werte ermittelt werden.

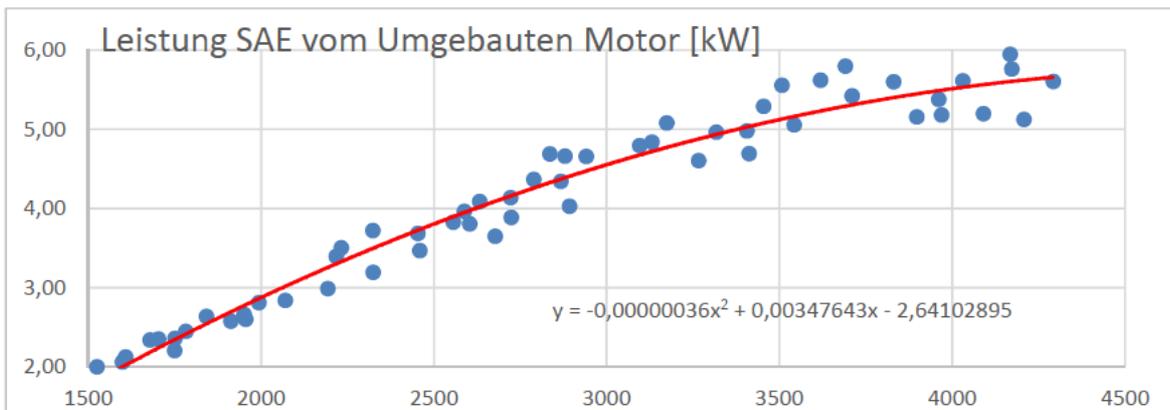


Abbildung 67: Leistungskurve nach dem Umbau

Die Leistung  $P_{e\_neu}$  wird wie in der Angabe der Berechnung bei 3600 [U/min] ausgewertet. Aus dem Datenspeicher des Steuergerätes während der Messung konnte ein Duty Cycle von 24,9 [%] bei einer Leistung von 7,0 [PS] abgelesen werden, siehe **Abbildung 69**.

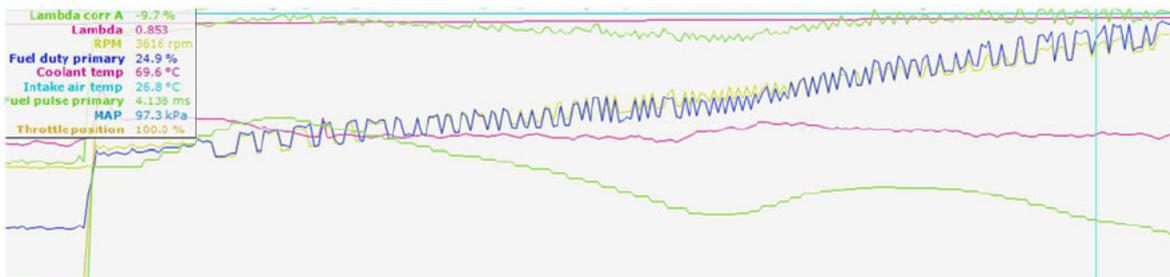


Abbildung 68: Aufzeichnung vom Steuergerät

$$DC_t \leq DC_{\text{messwert}}$$

$$21,68 \% \leq 24,9 \%$$

Es kann eine Abweichung vom theoretischen auf den realen Duty Cycle von 3,22 [%] festgestellt werden. Die unbekanntenen Einflussgrößen sind demnach sehr gut genähert und die Berechnung der Düsengröße ausreichend genau.

## 13 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die grundlegende Berechnung von Benzin - Einspritzdüsen für Otto - Saugmotoren behandelt. Durch diese soll es möglich sein, eine zuvor definierte Motorleistung mit einer passenden Einspritzdüse abzudecken. Anhand der beinhalteten theoretischen Leistungsberechnung der Saugmotoren, sollen auch theoretische Düsengrößen berechnet werden können, bei der lediglich die Geometrie des Motors bekannt ist.

Damit die errechnete Größe und somit die Berechnung selbst überprüft werden konnte, wurde ein Einzylinder Vergaser - Ottomotor mit 196 [cm<sup>3</sup>] Hubraum herangezogen. Mit dem Umbau der Einspritzung auf die Saugrohreinspritzung und einem frei programmierbaren Steuergerät, konnte die Abweichung vom theoretischen auf den tatsächlichen Treibstoffverbrauch hergeleitet werden.

Die Abhängigkeiten der einzelnen Parameter bezüglich der Motorengeometrie und der Umwelt sind sehr komplex und weisen unterschiedlichste Zusammenhänge auf. Vor allem Zahlenwerte, die für die Motorenberechnung geschätzt werden müssen und in der Fachliteratur als Erfahrungswerte deklariert werden, haben sehr große Einflüsse. Dies führt zu einer breiteren Streuung der theoretischen Ergebnisse.

Durch die eigens durchgeführte Softwareprogrammierung des frei programmierbaren Steuergerätes und die damit einhergehenden Erfahrungen, wurden die unbekannteren Wirkungsgrade für die Berechnung des Motors eher klein geschätzt. Nicht zuletzt lag dies an der Tatsache, dass es sich um einen in Massen hergestellten Motor handelt, bei dem einige Bauteile optisch und fertigungstechnisch nicht dem heutigen qualitativen Standard entsprechen.

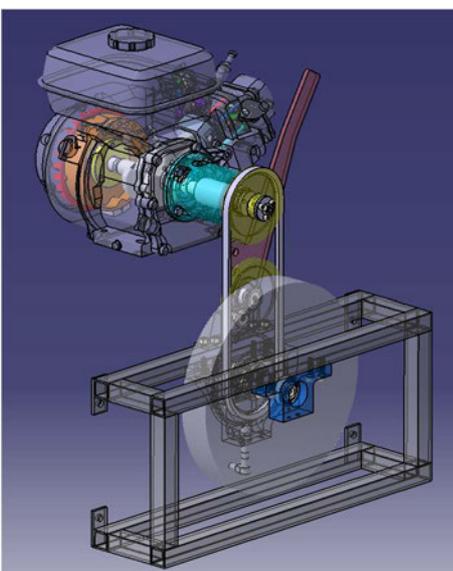
Der Umbau der Einspritzung beinhaltete einige konstruktive Tücken. Vor allem der Einsatz von 3D gedruckten Teilen aus PLA erwies sich nur im ersten Moment als sehr hilfreich. Den statischen Belastungen hielten sie stand. Infolge der herrschenden dynamischen Kräfte, den enormen Temperatureinflüssen und den Vibrationen bei den Versuchsdurchführungen mussten leider beinahe alle 3D gedruckten Teile

gegen verbesserte Anbauteile aus Aluminium getauscht werden. Die Vorteile der schnelleren und billigeren Entwicklung der Einzelteile mit dem gedruckten Kunststoff waren jedoch nicht wegzudenken.

Da für die Versuchsdurchführung das Drehmoment und die Leistung des umgebauten Motors nicht mehr bekannt waren, mussten diese über einen Leistungsprüfstand nachgemessen werden. Durch die sehr genaue Planung und durch die Überprüfung der Messfunktion des Prüfstandes mit einem neuen, originalen Vergasermotor, konnten Messfehler auf ein Minimum reduziert werden.

Nach der neuerlichen Durchführung der Düsengrößenberechnung konnte ein 3,22 [%] großer Fehler zwischen der Theorie und der Praxis nachgewiesen werden. Aufgrund der unzähligen Einflussfaktoren habe ich das Ergebnis als ausreichend genau bewertet, wobei auch der große Arbeitsbereich eines Einspritzventils zu dieser Entscheidung geführt hat. Der entwickelte Düsenrechner kann demnach auf alle Fälle herangezogen werden.

Da das bearbeitete Thema in dieser Diplomarbeit sehr breit gefächert ist, konnten nicht alle technischen Zusammenhänge und Einflussgrößen über den Versuchstand ausgewertet werden. Zukünftig sind jedoch noch weitere Tests mit Leistungssteigerungen angedacht, bei denen es zu neuen Problemen, zu neuen Lösungen und zu neuen Erkenntnissen kommen wird.



**Abbildung 70: Gesamte Baugruppe auf Catia**



**Abbildung 69: Gesamter Versuchsstand**

---

## Literatur

- [1] Wikipedia, Hubkolbenmotor. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Hubkolbenmotor>.
- [2] Popp Christophe, Funktionsweise Viertaktmotor. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.usteile.ch/blog/funktionsweise-viertaktmotor/> (Zugriff am: 31. Januar 2022).
- [3] F. Guggenberger, Viertaktprinzip. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.ka-dea.berlin/service/lexikon/viertaktprinzip.html>.
- [4] Wikipedia, Otto-Kreisprozess. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Otto-Kreisprozess> (Zugriff am: 21.04.22).
- [5] Examio GmbH, Thermodynamik: Otto-Prozess (Gleichraumprozess). [Online]. Verfügbar unter: <https://www.ingenieurkurse.de/thermodynamik/uebungsaufgaben/kreisprozesse-der-verbrennungsmotoren/otto-prozess-gleichraumprozess.html> (Zugriff am: 24. April 2022).
- [6] H. Huppertz, Hubraum. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.kfz-tech.de/Biblio/Formelsammlung/Hubraum.htm> (Zugriff am: 23. April 2022).
- [7] H. Huppertz, Verdichtungsverhältnis. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.kfz-tech.de/Biblio/Formelsammlung/Verdichtungsverhaeltnis.htm> (Zugriff am: 23. April 2022).
- [8] M. Nägele, Leistungskorrekturrechner: (Um- & Rückrechner von auf Rollenprüfständen gemessener Leistung in die verschiedenen Normleistungen). [Online]. Verfügbar unter: <http://www.20v-sauger-tuning.de/> (Zugriff am: 23. April 2022).
- [9] H. Grohe und G. Ruß, Otto- und Dieselmotoren: Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt- und Viertakt-Verbrennungsmotoren, 15. Aufl. Würzburg: Vogel, 2010.

---

[10] Wikipedia, Heizwert. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Heizwert> (Zugriff am: 23. April 2022).

[11] LUMITOS AG, Isentropenexponent. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.chemie.de/lexikon/Isentropenexponent.html> (Zugriff am: 23. April 2022).

[12] LUMITOS AG, Spezifische Wärmekapazität. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.chemie.de/lexikon/Spezifische\\_W%C3%A4rmekapazit%C3%A4t.html](https://www.chemie.de/lexikon/Spezifische_W%C3%A4rmekapazit%C3%A4t.html) (Zugriff am: 23. April 2022).

[13] Wikipedia, Gaskonstante. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Gaskonstante> (Zugriff am: 23. April 2022).

[14] Honda, GX200: Abmessungen GX200. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.honda-engines-eu.com/de/produkte/motoren/gx200> (Zugriff am: 23. April 2022).

[15] G. Sperber, Einspritzventil 1 Grundlagen. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.powerboxer.de/theorie-technik/491-einspritzventil-grundlagen> (Zugriff am: 23. April 2022).

[16] F. Pucher, PWM. [Online]. Verfügbar unter: <https://os.mbed.com/users/fpucher/code/HIM0Board/wiki/PWM> (Zugriff am: 23. April 2022).

[17] AUTODOC AG, BOSCH 0 280 158 229: Einspritzventil, Benzineinspritzung. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.auto-doc.at/bosch/1150447> (Zugriff am: 23. April 2022).

[18] Seilnacht Thomas, Heptan C<sub>7</sub>H<sub>16</sub>. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.seilnacht.com/Chemie/ch\\_hepta.htm](https://www.seilnacht.com/Chemie/ch_hepta.htm) (Zugriff am: 23. April 2022).

[19] Wikipedia, cmd.exe. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Cmd.exe> (Zugriff am: 24. April 2022).

[20] VEVOR, Autool Ct150 Ultrasonic Fuel Injector Cleaner Machine Tester For Car Motor 220v. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.vevor.de/injektorreiniger-tester-c\\_10356/autool-ct150-ultrasonic-fuel-injector-cleaner-machine-tester-for-](https://www.vevor.de/injektorreiniger-tester-c_10356/autool-ct150-ultrasonic-fuel-injector-cleaner-machine-tester-for-)

---

car-motor-220v-p\_010649300325?gclid=Cj0KCQiA0eOPBhCGARIsAFIwTs7sAQ\_q4u6GigOI6cBPe9G3kdmppNYB1EqdFvJC5GVi0hGbKbeXyhsaAmjgEALw\_wcB (Zugriff am: 16. April 2022).

[21] S. Kunst, Grundwissen Zentripetalkraft. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.leifiphysik.de/mechanik/kreisbewegung/grundwissen/zentripetalkraft> (Zugriff am: 30. April 2022).

[22] Wikipedia, Kraftstoffverdunstung. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Kraftstoffverdunstung> (Zugriff am: 30. April 2022).

[23] Imotec GmbH, ALPHA-N Plus: Einspritz-Zusatz-Steuergerät. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.imotecgmbh.de/LeistungsTeile/Einspritzung/ALPHA-N/alpha-n.html> (Zugriff am: 1. Mai 2022).

[24] Baumer Holding AG, Funktionsweise und Technologie von Hallsensoren. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.baumer.com/de/de/service-support/funktionsweise/funktionsweise-und-technologie-von-hallsensoren/a/Know-how\\_Function\\_Hallsensors](https://www.baumer.com/de/de/service-support/funktionsweise/funktionsweise-und-technologie-von-hallsensoren/a/Know-how_Function_Hallsensors) (Zugriff am: 1. Mai 2022).

[25] Baumer Holding AG, Funktionsweise und Technologie von induktiven Sensoren. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.baumer.com/de/de/service-support/funktionsweise/funktionsweise-und-technologie-von-induktiven-sensoren/a/Know-how\\_Function\\_Inductive-sensors](https://www.baumer.com/de/de/service-support/funktionsweise/funktionsweise-und-technologie-von-induktiven-sensoren/a/Know-how_Function_Inductive-sensors) (Zugriff am: 1. Mai 2022).

[26] MaxxECU, MaxxECU MINI. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.maxxecu.com/products/mini> (Zugriff am: 1. Mai 2022).

[27] MaxxECU, MaxxECU Downloads: Wirings. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.maxxecu.com/downloads> (Zugriff am: 1. Mai 2022).

[28] Amazon, COSTWAY Zündlichtpistole. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.amazon.de/COSTWAY-Z%C3%BCndlichtpistole-Z%C3%BCndstelllampe-Stroboskoplampe-Z%C3%BCndzeitpunkt/dp/B011N0JEOG> (Zugriff am: 1. Mai 2022).

---

[29] Wikipedia, Silentbloc. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Silentbloc> (Zugriff am: 1. Mai 2022).

[30] H.-P. Willig, Verbrennungsluftverhältnis. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.chemie-schule.de/KnowHow/Verbrennungsluftverh%C3%A4ltnis> (Zugriff am: 23. August 2021).

[31] Wikipedia, Verbrennung (Chemie). [Online]. Verfügbar unter: [https://de.wikipedia.org/wiki/Verbrennung\\_\(Chemie\)](https://de.wikipedia.org/wiki/Verbrennung_(Chemie)) (Zugriff am: 1. Mai 2022).

[32] Wikipedia, Kraftstoff (Zugriff am: 25. März 2022).

[33] Wikipedia, Motorenbenzin. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.wikipedia.org/wiki/Motorenbenzin> (Zugriff am: 18. April 2022).

[34] J. Wiesinger, Grundprinzip der Lambdaregelung, der Lambdaregelkreis, offener und geschlossener Regelkreis. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/abgas/lambda/lambda2.htm> (Zugriff am: 20. November 2021).

[35] G. Sperber, Lambdabreitbandsonde. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.powerboxer.de/theorie-technik/599-lambdabreitbandsonde> (Zugriff am: 18. April 2022).

[36] BAR-TEK Motorsport GmbH, Düsenrechner, Hier berechnest du die optimale Durchflussmenge der Einspritzdüse. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.bar-tek-tuning.de/duesenrechner> (Zugriff am; 22.05.2022).

---

# Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Mittlern, den 17.05.2022

A solid black rectangular box used to redact the signature of the author.

Florian Presterl