

# Leistungssteigerung beim Zweitaktmotor

Ein Selbstversuch anhand der Umkehrspülung



David Bitterli, 4fW

Maturitätsarbeit an der  
Kantonsschule Büelrain Winterthur,  
betreut durch Moritz Küng

5. Dezember 2022

# Inhaltsverzeichnis

1	Vorwort .....	1
1.1	Einleitung.....	1
1.2	Dank.....	1
2	Abstract .....	2
3	Geschichte des Zweitaktmotors .....	3
4	Erklärung 2-Takt-Prinzip .....	4
5	Einlasssystem.....	5
5.1	Einlassschwingungen.....	5
5.2	Einlassformel .....	7
5.3	Methoden der Einlasssteuerung .....	8
5.3.1	Schlitzsteuerung .....	9
5.3.2	Membransteuerung .....	10
5.3.3	Drehschiebersteuerung.....	12
6	Spülverfahren .....	14
6.1	Umkehrspülung .....	15
6.1.1	Zentrale Spülkanäle.....	16
6.1.2	Seitliche Spülkanäle.....	17
6.1.3	Stützkanäle .....	18
6.2	Querstromspülung .....	19
6.3	Gleichstromspülung.....	20
7	Auslasssystem.....	21
7.1	Auspuffsystem .....	21
7.2	Auslassformel .....	23
7.3	Form Auslasskanal .....	24
8	Projektvorstellung .....	26
8.1	Auswahl Motorentyp.....	26
8.2	Auswahl Zylinder .....	27
8.3	Zielsetzung.....	28
9	Bearbeitungsprozess .....	29
9.1	Messmethode Leistung .....	29
9.2	Ausgangslage .....	30
9.3	Doppelauslass.....	31
9.4	Überströmsystem .....	33
9.5	Einlasssystem.....	35

9.6	Abstimmung .....	37
10	Ergebnisse.....	39
10.1	Diskussion Testläufe .....	39
10.2	Diskussion Prüfstandsläufe.....	41
10.3	Reflexion .....	43
11	Literaturverzeichnis.....	44
12	Anhang.....	47
12.1	Anhang 1: Download Rechner Bogen-/ Sehnenmass.....	47
12.2	Anhang 2: Dokumentation Abstimmung.....	48
12.3	Anhang 3: Technische Zeichnung Flanschplatte .....	49
12.4	Anhang 4: Prüfstandsläufe .....	50

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Seitenquerschnitt Dugald Clerks Zweitaktmotor .....	3
Abbildung 2: Ansicht eines Schiffmotors der Gebrüder Sulzer auf dem Prüfstand .....	3
Abbildung 3: Die beiden Takte bei einem einfachen Zweitakt-Ottomotor .....	4
Abbildung 4: Absoluter Druckverlauf (in at) im Kurbelgehäuse bei Resonanzdrehzahlen von 2'500, 5'000 und 10'000 min <sup>-1</sup> .....	5
Abbildung 5: Steuerdiagramm eines schlitzgesteuerten Zweitaktmotors .....	8
Abbildung 6: Aufbau Schlitzsteuerung .....	9
Abbildung 7: Aufbau Membransteuerung .....	10
Abbildung 8: Aufbau Membranblock .....	11
Abbildung 9: Aufbau Drehschiebersteuerung mit Flachschieber .....	12
Abbildung 10: Simson Motor mit Carbon Flachdrehschieber .....	13
Abbildung 11: Modell Umkehrspülung anhand Zylinder-/ Kolbenlängsschnitt .....	15
Abbildung 12: Modell unterschiedlicher Überströmkanäle Umkehrspülung anhand Zylinderquerschnitt .....	15
Abbildung 13: Modell zentrale Spülkanäle anhand Zylinderquerschnitt .....	16
Abbildung 14: Modell Spülverluste Umkehrspülung anhand Zylinderlängsschnitt .....	16
Abbildung 15: Modell Spülwinkel anhand Zylinderlängsschnitt .....	18
Abbildung 16: Modell Coanda-Effekt anhand Zylinderlängsschnitt .....	18
Abbildung 17: Modell Querstromspülung anhand Zylinderlängsschnitt .....	19
Abbildung 18: Modell Gleichstromspülung mit Tellerventil im Zylinderkopf anhand Zylinderlängsschnitt .....	20
Abbildung 19: Druckwellen im Resonanzauspuff (A, B) .....	21
Abbildung 20: Druckwellen im Resonanzauspuff (C, D) .....	22
Abbildung 21: Ovale Auslasskanallayout .....	24
Abbildung 22: Rechteckiges Auslasskanallayout .....	24
Abbildung 23: Trapezförmiges Auslasskanallayout .....	25
Abbildung 24: Portmap Originalzustand .....	30
Abbildung 25: Gilardoni Italkit Originalzustand .....	30
Abbildung 26: Portmap Doppelauslass unbearbeitet .....	31
Abbildung 27: Portmap Doppelauslass bearbeitet .....	31
Abbildung 28: Auslasskanal mit Steg unbearbeitet .....	32
Abbildung 29: Auslasskanal mit Steg bearbeitet .....	32
Abbildung 30: Portmap Überströmsystem bearbeitet .....	33
Abbildung 31: Bearbeitetes Gehäuse mit zusätzlichen Durchflusskanälen .....	33
Abbildung 32: Bearbeiteter Zylinder mit zusätzlichen Durchflusskanälen .....	34
Abbildung 33: Portmap Einlass bearbeitet .....	35
Abbildung 34: 28 mm Ansaugstutzen mit montierter Reduzierhülse .....	35
Abbildung 35: Vertex Kolben bearbeitet .....	36
Abbildung 36: Auspuff Simonini Carbon .....	38
Abbildung 37: Auspuff Tecnigas G-Box .....	38
Abbildung 38: Auspuff RHR R500 V2 .....	38

Abbildung 39: Auspuff MVT S-Race.....	38
Abbildung 40: Resultat Testläufe .....	39
Abbildung 41: Mofa auf dem Prüfstand.....	42

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vor- und Nachteile Zylinderauswahl.....	27
Tabelle 2: Vergleich Auspuffanlagen.....	38



# 1 Vorwort

## 1.1 Einleitung

Man findet in unserem heutigen Alltag nur zu viele Berührungspunkte mit Motoren jeglicher Art. Das kann vom grossen Viertakt-Dieselmotor eines LKWs bis zum noch so kleinen Elektromotor der eigenen Zahnbürste reichen. Zugegeben seltener sieht man heute noch die Zweitaktmotoren auf den Strassen. Trotzdem durfte ich während der Quarantänezeit bei meinem ersten Neuaufbau eines Mofas intensiven Kontakt mit diesen Motoren erleben. Die vermeintlich simple Technik dahinter reizte mich und ich habe mich immer mehr damit auseinandergesetzt. Schnell aber wurde klar, dass Leistungssteigerungen über das einfache Ziehen einer Plombe oder der Montage eines hochgepriesenen Resonanzauspuffs hinweg, gar nicht so einfach waren. Mit dieser Arbeit soll das geändert werden, denn nur mit einem breitem Spektrum an Wissen können durchdacht und systematisch Bearbeitungen vorgenommen und deren Ergebnisse verstanden werden.

## 1.2 Dank

An dieser Stelle möchte ich bei allen bedanken, die mich bei der Ausarbeitung dieser Maturitätsarbeit unterstützt haben. Ohne sie alle wäre die Arbeit in Kombination mit dem Projektmotor nicht realisierbar gewesen.

Ein erster Dank gilt Moritz Küng, der meine Arbeit betreut hat, für seine konstruktive Kritik, Auskünfte über diverse Fragestellungen und ein stets offenes Ohr.

Ich bedanke mich beim Ausbildungszentrum Winterthur (AZW) mit Jonas Flühler, Sandro Müller und Boris Piraccini für diverse Schweiss-, Schleif- und Fräsarbeiten. Durch die von ihnen geleistete Planung und Umsetzung des Ansaugstutzen wurde mir viel Arbeit abgenommen.

Mein Dank gebührt ebenfalls Adrian Weilenmann, welcher mich mit Schweiss-, Schleif- und Bohrarbeiten an zweierlei Auspuffanlagen tatkräftig unterstützt hat.

Martin Kofmehl sei für die verbilligte Nutzung des Prüfstands gedankt. Ich konnte viel von seiner Unterstützung und Beratung auf und neben dem Prüfstand profitieren.

Auch bin ich sehr dankbar über den spontan von Sandro Zürrer zur Verfügung gestellten Transporter, mit welchem das Mofa zum Prüfstand transportiert werden konnte.

Zuletzt gehört meinen Eltern ein grosses Danke für die Zurverfügungstellung der Garage und Unterstützung während der Maturitätsarbeitszeit. Meinem Vater will ich zusätzlich für das Gegenlesen und Korrigieren der Arbeit, sowie für die Autofahrt zum Prüfstand danken.

## 2 Abstract

Wie lässt sich die Leistung eines Zweitaktmotors effizient steigern und welche Faktoren spielen dabei eine zentrale Rolle?

Auf der Suche nach den für eine Leistungssteigerung relevanten Komponenten wird ein ausgewählter Motor mit entsprechendem Zylinder optimiert. Es werden theoriebasierte Überlegungen auf die Bearbeitungsschritte angewandt und das daraus folgende Resultat analysiert und diskutiert. In kleinen Schritten wird sich mittels Zwischentestläufen an ein Leistungsoptimum herangetastet. Die bei einem Prüfstandslauf effektiv gemessene Maximalleistung beläuft sich auf 16.8 PS. Die Erkenntnisse aus der Theorie entpuppen sich teils als hilfreich, teils aber auch als widersprüchlich.

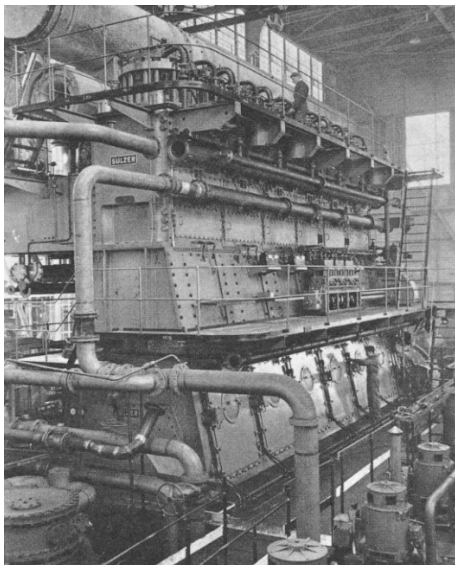
### 3 Geschichte des Zweitaktmotors

Grundsätzlich gilt der britische Ingenieur Dugald Clerk als Erfinder des Zweitakters<sup>1</sup>. Als 1876 der Otto-Zyklus von Nicolaus Otto erfunden wurde, erkannte Clerk schon früh dessen Potential. Der damals unter Reichspatent geschützte Otto-Zyklus ähnelt dem heutigen Viertakt Motor, da dieser nur bei jedem zweiten Kolbenhub Kraftstoffgemisch entzündete<sup>2</sup>. Entsprechend war Clerk auf der Suche nach einem neuartigen Motor, der jenes Patent nicht verletzen durfte. 2 Jahre später, also 1878, kam Clerk dann tatsächlich mit einem neuen, relativ komplexen Motor an die Öffentlichkeit. Zwangsansaugung und jeden Kolbenhub eine Verbrennung waren die prägenden Elemente des neu geschaffenen Zweitakters.<sup>3</sup>

Der Zweitakter war geboren und fand ab dort in diversen Anwendungsbereichen seinen Platz. Im Rennsport beispielsweise war er sehr verbreitet und wurde stetig weiterentwickelt und verbessert. Der

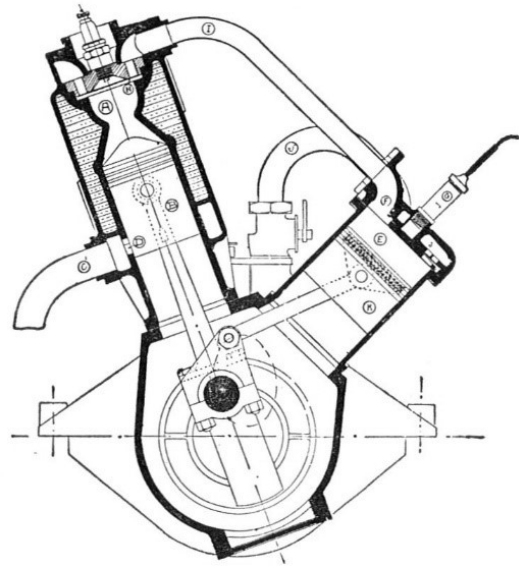
bekannte Motorrad- und Automobilhersteller DKW setzte ab 1921 erfolgreich Zweitakt-Motorräder im Motorsport ein, mit welchen sie noch im Oktober desselben Jahres einen Sieg bei der ADAC-Reichsfahrt einfuhren.<sup>4</sup> Auch im Schiffsbau fand der Zweitakt seinen Platz. Ein bedeutender Bauer

Abbildung 2: Ansicht eines Schiffmotors der Gebrüder Sulzer auf dem Prüfstand



Quelle: Kilchenmann, 1961

Abbildung 1: Seitenquerschnitt Dugald Clerks Zweitaktmotor



Quelle: Wikipedia, Dugald Clerk, 2022

und Vertreter dieser Zweitaktsschiffsdieselmotoren waren die Gebrüder Sulzer in Winterthur. Deren gigantische Motoren konnten bis 2'000 PS pro Zylinder, respektive 24'000 PS pro Motor leisten.<sup>5</sup> Bis zu heutigen Tage aber wurde der Zweitakter in den meisten Anwendungsbereichen vom grossen Bruder, dem Viertakter abgelöst. Lediglich im Bereich der Kleinkrafträder und Gartengeräte findet man den Zweitakter noch im grösseren Stile.

<sup>1</sup> Vgl. Blair, 1996, S. 1

<sup>2</sup> Vgl. Krolle, 2020

<sup>3</sup> Vgl. Wikipedia, Dugald Clerk, 2022

<sup>4</sup> Vgl. Audi, 2022

<sup>5</sup> Vgl. Kilchenmann, 1961



## 4 Erklärung Zweitakt-Prinzip

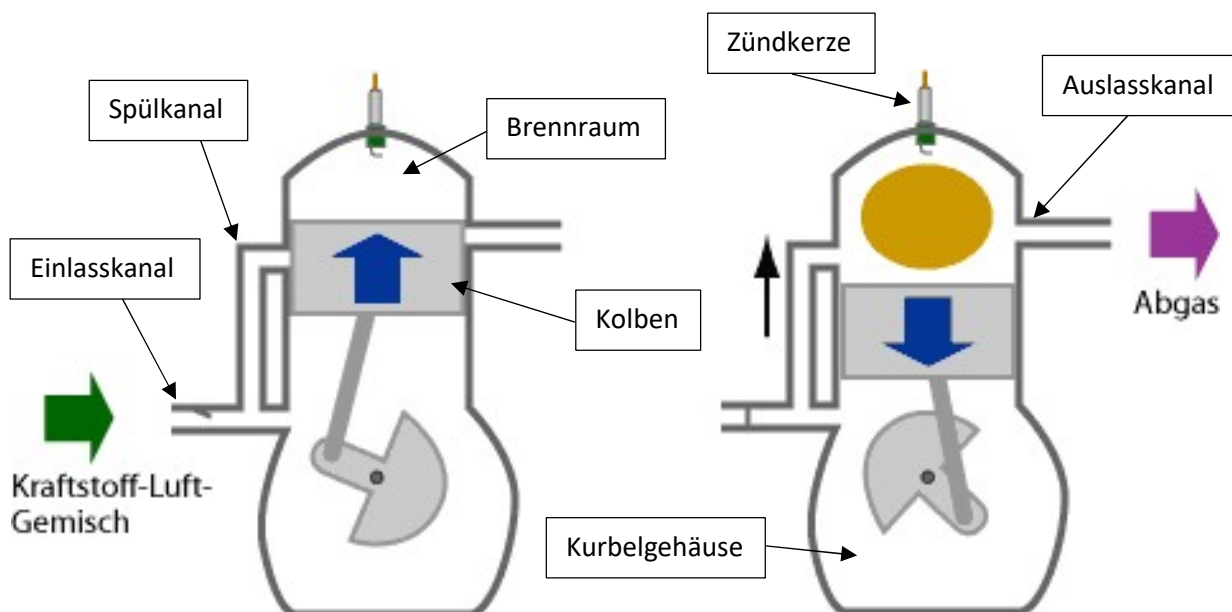
Der Zweitaktmotor ist ein Verbrennungsmotor in Form eines Hubkolbenmotors. Grundsätzlich gibt es sehr viele verschiedene Arten von Zweitaktern mit ebenso verschiedenen Arbeitsverfahren. Die zentrale Gemeinsamkeit all dieser Motoren ist aber immer in den Takten pro Arbeitszyklus gegeben. Wie es der Name schon sagt, arbeitet ein Zweitakter nämlich in zwei Takten pro Arbeitszyklus.

Im ersten Arbeitstakt bewegt sich der Kolben vom unteren Totpunkt (UT) bis zum oberen Totpunkt (OT). Über die Spülkanäle wird das Kraftstoff-Luft-Gemisch in den Zylinder gespült. Die Spülkanäle und etwas später auch der Auslasskanal schliessen. Der Kolben wandert weiter Richtung OT, kreierte einen Überdruck im Brennraum und einen entsprechenden Unterdrucks im Kurbelgehäuse. Aufgrund des Unterdrucks im Kurbelgehäuse wird Frischgas aus einem Vergaser oder einer Einspritzpumpe angesaugt. Kurz vor Erreichen von OT entzündet sich das verdichtete Gemisch. Typischerweise wird diese Explosion durch den Funken einer Zündkerze in Gang gelegt.

Im zweiten Arbeitstakt bewegt sich der Kolben nachfolgend von OT nach UT. Die Flammenfront des entzündeten Gemisches drückt den Kolben Richtung UT. Entsprechend ist hier der Zeitpunkt, an dem der Kolben maximale Arbeit verrichtet. Der Auslasskanal öffnet sich wieder und Teile des Abgases verlassen den Zylinder. Durch die Bewegung des Kolbens entsteht im Kurbelgehäuse ein Überdruck, der das angesaugte Frischgas vorverdichtet und sobald die Spülkanäle öffnen, in den Brennraum spült.

Dies sind die beiden Arbeitstakte in einfachster Form erklärt. Sie gelten für den herkömmlichen Zweitaktmotor, der eine Umkehrspülung oder auch eine Gleichstromspülung verfolgt. Etwas anders aber sind sie bei den schon angesprochenen Schiffsdieselmotoren mit Gleichstromspülung und Tellerventilen im Zylinderkopf.<sup>6</sup>

Abbildung 3: Die beiden Takte bei einem einfachen Zweitakt-Ottomotor



Quelle: In Anlehnung an Paschotta, RP-Energie-Lexikon, Zweitaktmotor, 2020

<sup>6</sup> Vgl. Paschotta, RP-Energie-Lexikon, Zweitaktmotor, 2020

## 5 Einlasssystem

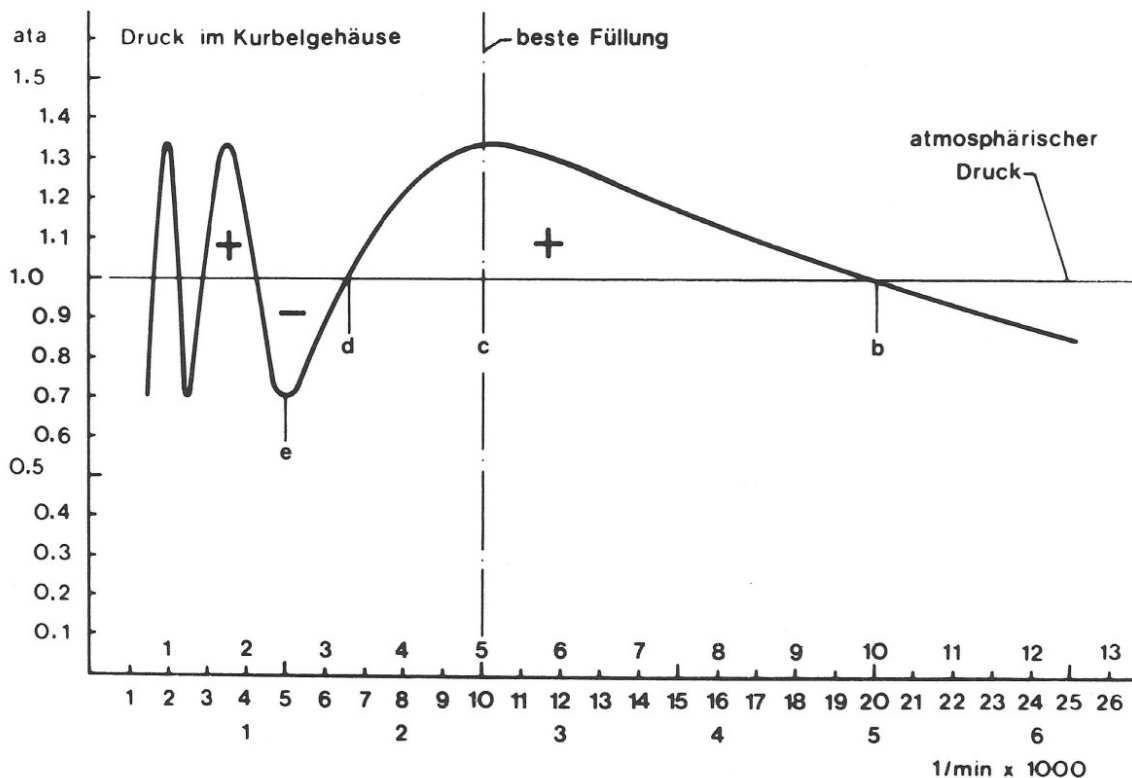
### 5.1 Einlassschwingungen

Das gesamte Einlasssystem eines Zweitakters beruht auf Schwingungen. Man kann sich das am einfachsten an einem schlitzgesteuerten Motor, dessen Einlasszeit lediglich durch den Kolben gesteuert wird, vorstellen. Es gilt aber natürlich auch für alle anderen Arten von Einlasssystemen.

Es entsteht durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens vom UT Richtung OT ein Unterdruck in der Kurbelkammer. Mit der im Gasdruck enthaltenen Energie wird, sobald der Einlasskanal öffnet, die im Ansaugtrakt enthaltene Frischgassäule in Bewegung gesetzt. Die Energie ist dann nicht einfach verloren, sondern wird in Bewegungsenergie umgewandelt. Wenn die Gassäule dann ins Kurbelgehäuse strömt, wird die kinetische Energie wieder zurück in «Druckenergie» umgewandelt. Da die Einlassschwingung eine echte Schwingung ist, könnte sie, falls der Kanal noch nicht geschlossen wurde, auch reflektiert werden und mehrmals wieder hinaus und wieder hinein schwingen.

Im Optimalfall ist der Kanal aber schon wieder geschlossen, bevor das Frischgas wieder in die Ansaugleistung schwingt. Dies geschieht bei der sogenannten Resonanzdrehzahl. Das ist die Drehzahl des Motors, bei welcher der Kolben den Einlasskanal in dem Augenblick schliesst, in dem das Kurbelgehäuse bestmöglich gefüllt ist. Das heisst konkret, dass in dem Moment die Frischgassäule ihre kinetische Energie verloren hat und der höchstmöglich (Über-)Druck im Kurbelgehäuse herrscht. In Abbildung 4 ist ein solcher, theoretischer Druckverlauf im Kurbelraum ersichtlich.

Abbildung 4: Absoluter Druckverlauf (in at) im Kurbelgehäuse bei Resonanzdrehzahlen von 2'500, 5'000 und 10'000  $\text{min}^{-1}$



Quelle: Bönsch, 1986, S. 22

Ist der Einlasskanal also doppelt so lange geöffnet (e), als er es bei der Resonanzdrehzahl (c) zu tun pflegt, erreicht der Druck im Kurbelgehäuse ein absolutes Minimum, da die eingeströmte Schwingung reflektiert wird und den Kurbelraum wieder vollständig verlassen hat bei Schliessung des Einlasskanals. Bei doppelter Resonanzdrehzahl (b) also, hat die Einlassschwingung nur die halbe Zeit, weshalb entsprechend nur die Hälfte der Schwingung vor Schliessung des Kanals ins Kurbelgehäuse einströmt.

Aufgrund dieser Abhängigkeit kann auf der Drehzahlskala einfach abgelesen werden, dass bei einer höher gewählten Resonanzdrehzahl, ein viel breiteres, nutzbares Band der Füllung (zwischen d und b) generiert wird. Bei 10'000 bewegt sich das zwischen 6'666-20'000 U/min, während sich bei einer Resonanzdrehzahl von 5'000 das Band lediglich zwischen 3'333-10'000 U/min bewegt. Ob jemals ein Motor die 20'000 U/min aushalten würde, sei dahingestellt. Trotzdem aber wird dadurch ein in absoluten Zahlen gesehen, grösseres Resonanzdrehzahlband generiert.<sup>7</sup>

Die Abbildung 4 ist aber als solches nur bedingt korrekt, denn in der Realität fallen bei jeder Halbschwingung mindestens 30% der Schwingungsenergie den Strömungswiderständen zum Opfer. Dementsprechend flacher müsste der Druckverlauf mit sinkenden Drehzahlen gekennzeichnet sein. Hierbei wird auch nochmals ersichtlich, wie wichtig es ist, auf Strömungswiderstände Acht zu geben, um Verwirbelungen möglichst zu unterbinden.<sup>8</sup>

---

<sup>7</sup> Vgl. Rieck, 1996, S. 77f

<sup>8</sup> Vgl. Rieck, 1996, S. 76

## 5.2 Einlassformel

Die für den Leistungsverlauf eines Zweitakters entscheidende Füllung des Kurbelgehäuses hängt von dessen Volumen  $V_k$ , gemessen in  $\text{cm}^3$  bei Kolbenstellung im UT, von der Länge der Ansaugleitung  $l$ , gemessen vom Ansaugtrichter bis zum Ansaugschlitz in cm, von der mittleren Querschnittsfläche  $F_m$  der Ansaugleitung, in  $\text{cm}^2$  und dem Öffnungswinkel  $\varphi$  des Einlasskanals, in  $\text{KW}^\circ$  gemessen, ab.<sup>9</sup> Laut der Webseite [zweitaktertuning.de](http://zweitaktertuning.de)<sup>10</sup> und dem von Christian Rieck verfassten «Zweitakt-Motoren Tuning»-Buch<sup>11</sup> stehen jene Faktoren in folgendem Verhältnis zueinander:

$$n = \frac{1750 * \varphi}{\sqrt{\frac{V_k * l}{F_m}}}$$

Relevant für eingehende Bearbeitungen und das Verständnis jener Resultate sind vor allem Erkenntnisse über die Abhängigkeiten der einzelnen Faktoren zur Resonanzdrehzahl. Mit Vergrößerung des Kurbelkammervolumens und Verlängerung der Ansaugleitung schwindet die Resonanzdrehzahl nämlich. Umgekehrt steigt sie mit einer Erweiterung der Ansaugfläche und Erhöhung des Öffnungswinkels. Dementsprechend kann somit, je nach Anwendungsbereich, die Resonanzdrehzahl beeinflusst werden. Obwohl nämlich der Grundsatz existiert, die Höchstleistung aufgrund von geringerem Verschleiss in tiefst möglichen Drehzahlen zu halten, können insbesondere im Rennsport durch das grosse Leistungspotenzial der hohen Drehzahlen, dessen Interessen anders gesetzt werden.

Hat man also vor, die Höhe der Resonanzdrehzahl zu verändern, beginnt man typischerweise bei dem Öffnungswinkel, da dessen Bearbeitung einen verhältnismässig kleinem Arbeitsaufwand erfordert. Der Öffnungswinkel beschreibt den Winkel, mit dem man die Kurbelwelle vom Öffnen bis Schliessen des auszumessenden Kanals drehen muss. Man spricht hierbei auch von Steuerzeiten.

---

<sup>9</sup> Bönsch, 1986, S. 20

<sup>10</sup> Fried, 2015

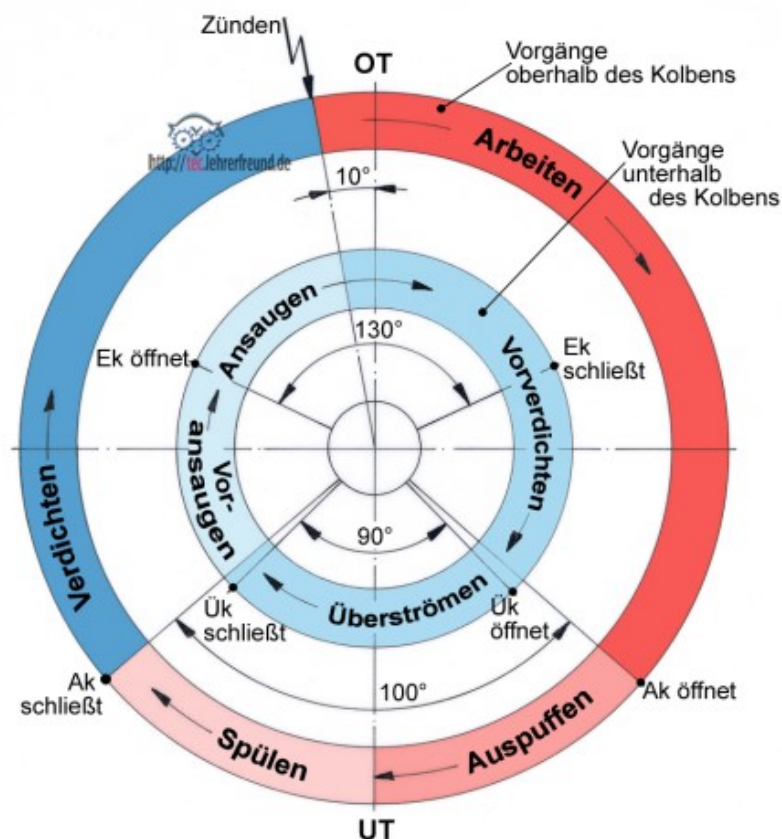
<sup>11</sup> Rieck, 1996, S. 66

### 5.3 Methoden der Einlasssteuerung

Die Voraussetzung für einen optimal laufenden Zweitakter ist vorerst einmal ein sauber funktionierendes Einlasssystem. Es umfasst den Ansaugvorgang mit all seinen Komponenten und deren Auswirkungen auf die Motorcharakteristik.

Ein gutes Mittel um eine der wichtigsten, angesprochenen Komponenten, die Steuerzeit der Kanäle, übersichtlich darzustellen, ist die Erstellung eines Steuerdiagramms. Ein Steuerdiagramm enthält alle wichtigen Ereignisse, welche sich während einer kompletten Kurbelwellenumdrehung abspielen. Man kann nicht nur die Öffnungswinkel der einzelnen Kanäle ablesen, sondern erkennt auch, dass sich durch die reine Kolbensteuerung der Kanäle beim schlitzzesteuerten Motor, alle Öffnungen der Kanäle symmetrisch zum Schliessen verhalten. Ist der Einlasskanal (Ek) also insgesamt  $130^\circ$  offen, so öffnet er  $65^\circ$  vor dem OT und schliesst entsprechend  $65^\circ$  nach dem OT. Gleich verhalten sich auch die Überström- (Ük) und Auslasskanäle (Ak).

Abbildung 5: Steuerdiagramm eines schlitzzesteuerten Zweitaktmotors



Quelle: Lehrerfreund, 2013

In den Anfängen der Zweitakt-Historie wurde das Ansaugsystem, wie im Motor von Dugald Clerk, mittels eines zweiten Kolbens, der als Spülpumpe fungierte, gesteuert. In den moderneren Motoren aber wird fast ausschliesslich die Kurbelkammer als Erzeuger des Spüldrucks verwendet.

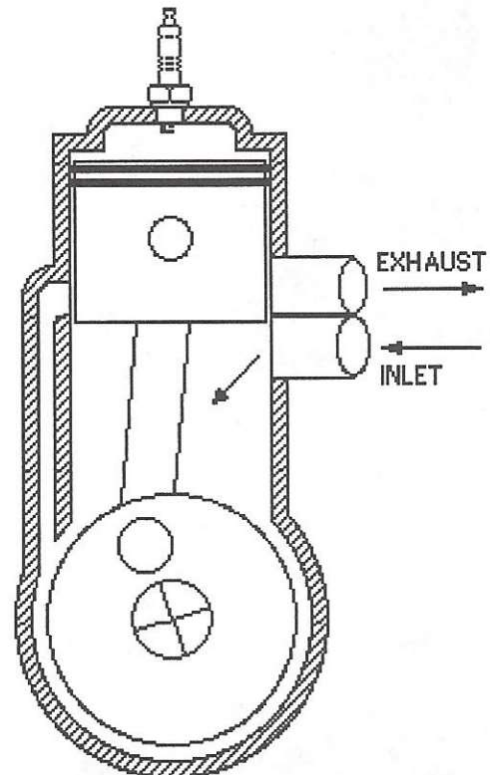
Infolgedessen kennt man heutzutage grundsätzlich nurmehr drei verschiedene Methoden der Einlasssteuerung, die nachfolgend beschrieben werden.

### 5.3.1 Schlitzsteuerung

Bei der Schlitzsteuerung ist die Kolbenunterkante und die gegen den UT zeigende, sogenannte Steuerkante<sup>12</sup> des Einlasskanals, respektive Einlassschlitzes (daher auch der Begriff «Schlitzsteuerung») ausschlaggebend für die Steuerung der Einlasszeit. Dies ist die einfachste Methode der Ansaugsteuerung bei einem Zweitakter. Es müssen keinerlei zusätzliche Anbauteile wie Membranblöcke oder Drehteller verbaut werden. Entsprechend sind die schlitzgesteuerten Motoren auch mit Abstand die bekanntesten und werden häufig in Serienproduktionen angeboten.

Abbildung 6: Aufbau Schlitzsteuerung

Die Schlitzsteuerung bietet aber, aufgrund ihrer Einfachheit im Aufbau, ein viel geringeres Potenzial für Leistungssteigerungen. Asymmetrische Steuerdiagramme beispielsweise können niemals realisiert werden, da die Öffnung und die Schliessung des Kanals jeweils durch dieselben Steuerkanten gesteuert werden. Dementsprechend ist der schlitzgesteuerte Motor für den Rennsport weitgehend uninteressant.



Quelle: Blair, 1996, S. 6

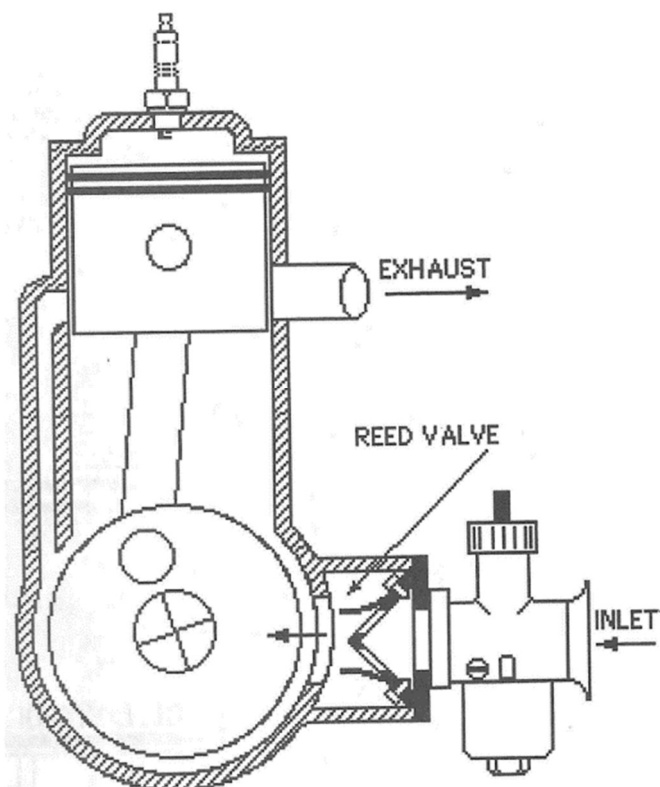
<sup>12</sup> Die Steuerkante eines Kanals ist die Kante, welche beim Einlass gegen UT und beim Auslass und Spülkanälen gegen OT zeigt.



### 5.3.2 Membransteuerung

Anders als bei der Schlitzsteuerung wird bei der Membransteuerung der Frischgasstrom nicht allein durch den Kolben, sondern zusätzlich durch Membrane gesteuert. Diese Membrane sind im Grunde Schnüffelventile<sup>13</sup>, welche bei Unterdruck im Kurbelgehäuse oder Überdruck seitens Vergasers öffnen. Ebenfalls anders als bei der herkömmlichen Schlitzsteuerung kann durch diese Ventilfunktion in der Theorie kein Frischgas mehr aus dem Kurbelgehäuse spülen. Somit können die Vorteile des Einlassresonanzeffekts genutzt werden und zusätzlich wird der grosse Nachteil, dass sich unterhalb der Resonanzdrehzahl die Kurbelhausfüllung durch ausströmendes Gemisch drastisch verschlechtert, eliminiert.

Abbildung 7: Aufbau Membransteuerung



Wie in der Abbildung 7 ersichtlich, können mittels Membranen

Quelle: Blair, 1996, S. 16

Gehäusemembraneinlässe (GME)

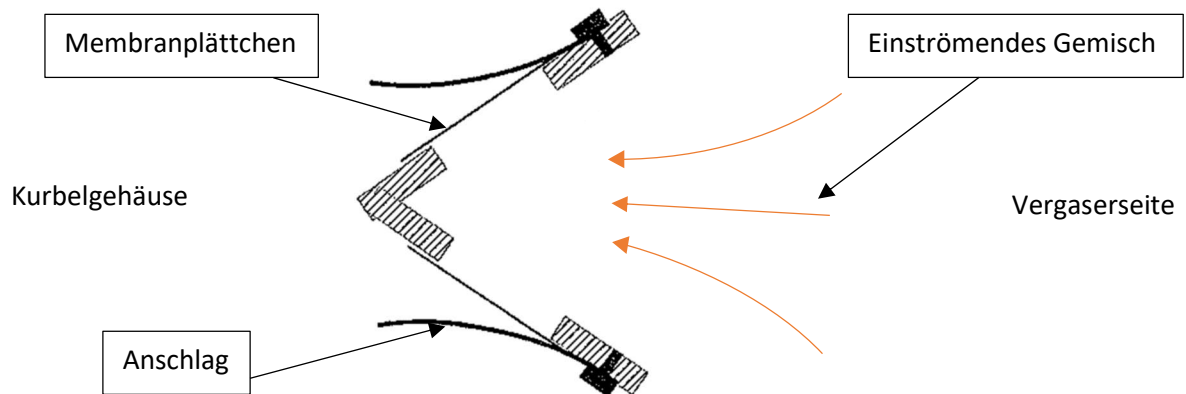
realisiert werden, da die Membran allein zuständig ist für die Öffnung und Schliessung des Einlasses. Ein GME hat kürzeste Ansaugwege zum Vorteil, welche Einlassschwingungen in höheren Resonanzdrehzahlen unterstützen. Die potenziell höhere Leistung in entsprechend höheren Drehzahlen wird zusätzlich durch eine Vergrösserung des effektiven Öffnungswinkel unterstützt. Dies ist so, da die Zeit, welche Membranen fürs Schliessen brauchen, drehzahlunabhängig ist. Demensprechend wird diese konstante Zeit fürs Schliessen, relativ zur Zeit für eine Pleuellagerumdrehung bei zunehmender Drehzahl immer grösser und mit ihr auch der Öffnungswinkel.

Spätestens in hohen Drehzahlen aber können die Pendelbewegungen der stets öffnenden und wieder schliessenden Membranplättchen derart ausser Kontrolle geraten, dass sie ihre Funktion der Gaswechselsteuerung komplett verlieren. Dies heisst konkret, dass die Membrane nurmehr wie Fähnchen im Wind flattern und den Gasstrom behindern. Derartigen Belastungen aber sind nicht alle Membranplättchen gewachsen und können im schlimmsten Fall brechen, was fast immer erhebliche Motorschäden zur Folge hat.<sup>14</sup>

<sup>13</sup> Ventile, welche bei Unterdruck öffnen

<sup>14</sup> Vgl. Rieck, 1996, S. 83f

Abbildung 8: Aufbau Membranblock



Quelle: In Anlehnung an Rieck, 1996, S. 85

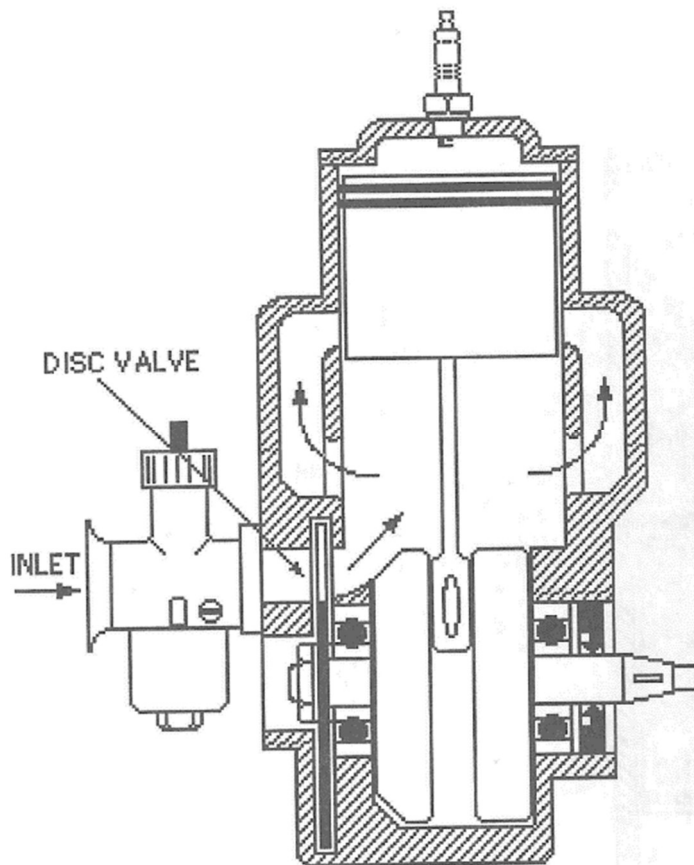
Da die Membranplättchen gezwungenermassen nach einer Öffnung wieder schliessen müssen, drücken sie stets gegen das einströmende Gemisch an. Dieser Strömungswiderstand, dem das Frischgas ausgesetzt ist, ist ein erheblicher Nachteil der Membransteuerung. Um diesem Widerstand entgegenzuwirken, sollten die Membrane so leicht wie möglich und in einem Membranblock stets dachförmig angeordnet sein. Somit kann das das Gemisch bei geöffneten Membranplättchen direkt, in Flussrichtung, ins Kurbelgehäuse einströmen.<sup>15</sup>

<sup>15</sup> Vgl. Rieck, 1996, S. 84

### 5.3.3 Drehschiebersteuerung

Schon kurz nach der Jahrhundertwende ins 20. Jahrhundert wurden erstmals Zweitaktmotoren mit Drehschiebern gebaut. Bei jenen Motoren war die Gaswechselsteuerung nicht mehr wie üblich durch die Kolbenunterkante, sondern neu durch einen Drehschieber bestimmt.<sup>16</sup>

Abbildung 9: Aufbau Drehschiebersteuerung mit Flachschieber



Quelle: Blair, 1996, S. 16

Blechscheibe hat eine Aussparung eingefräst, welche für die Steuerung des Einlasskanals zuständig ist. Somit können grosse und vor allem schnell freigebende Steuerquerschnitte realisiert werden. Weiter kann sowohl durch einen äusserst kurzen Ansaugweg eine optimale Gasführung wie auch durch asymmetrische Steuerdiagramme eine optimale Füllung des Kurbelgehäuses erreicht werden. Der Drehschieber bietet also als einziges Einlasssystem die Plattform für die kontrollierte asymmetrische Ansaugsteuerung, was ihn insbesondere für Versuche im Rennsport attraktiv macht.<sup>18</sup>

Drehschieber als solches gibt es in verschiedenen Ausführungen. Ohne ein einziges weiteres Anbauteil funktioniert beispielsweise der Drehschiebermotor einer Piaggio Ciao oder Si, bei welchem eine Wange der Kurbelwelle als Drehschieber funktioniert. Meist aber werden zusätzliche Bauteile benötigt, wie etwa beim Rohrdrehschieber, Walzenschieber oder Flachdrehschieber, wobei letzterer heutzutage vor allem im Rennsport am verbreitetsten ist. Dies ist so, da der Rohrdrehschieber und insbesondere auch der Walzenschieber durch starke Richtungsänderungen des einströmenden Gemischs, massive Wirbelbildungen zum Nachteil haben.<sup>17</sup>

Wie in Abbildung 9 ersichtlich, wurde dies mit dem Flachdrehschieber, bei welchem lediglich eine dünne Blechscheibe auf dem Wellenzapfen montiert wird, anders gelöst. Jene

<sup>16</sup> Vgl. Bönsch, 1986, S. 38

<sup>17</sup> Vgl. Bönsch, 1986, S. 39

<sup>18</sup> Vgl. Bönsch, 1986, S. 41

Ein grosser Nachteil der Drehschiebersteuerung aber ist der hohe Verschleiss des Schiebers und dessen Anbauteile. Es werden minimale Toleranzen zwischen Schieber und Gehäuse gefordert, damit eine hinreichende Abdichtung gewährleistet werden kann. Dies führt zu hoher Reibung und Wärmeentwicklung, was sich im Umkehrschluss in Form von übermässigem Verschleiss bemerkbar macht. Hinzu kommt beim Flachdrehschieber die Unwucht der rotierenden Blech- oder Karbonscheibe, welche eine zusätzliche Belastung für die Kurbelwelle ist.

Abbildung 10: Simson Motor mit Carbon Flachdrehschieber



Quelle: AMCN, 2018

## 6 Spülverfahren

Die Qualität einer guten Verbrennung und der damit verbundenen Leistung hängt von der Intensität der Spülung ab. Unter der Spülung versteht man den Ladungswechsel innerhalb des Zylinders. Konkret soll also das gesamte Abgas aus dem Zylinder und Frischgas möglichst verlustfrei in den Zylinder gespült werden. Es kann also nur eine vollkommene Verbrennung stattfinden, wenn Abgase in genügendem Masse den Zylinder verlassen und die Füllung mit Frischgasen ausreichend ist.<sup>19</sup>

Es gibt verschiedene solche Arbeitsverfahren, unter welchen ein Zweitakter eine erfolgreiche Spülung vollbringen kann. In den nachfolgenden Kapiteln wird stets von Motoren ausgegangen, die mittels einer Umkehrspülung funktionieren. Diese und zwei weitere bekannte Methoden sollen hier kurz beschrieben werden.

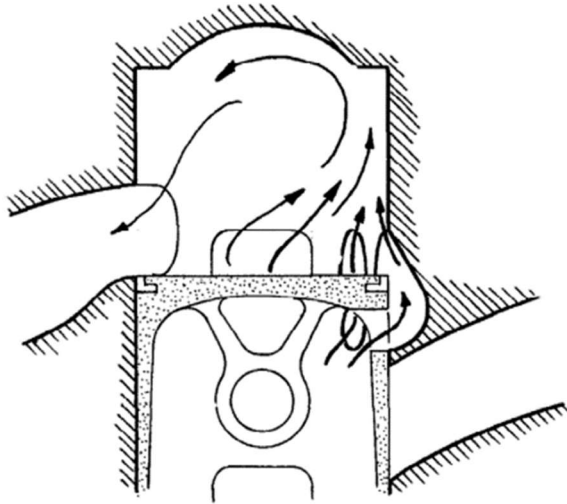
---

<sup>19</sup> Vgl. Bock & Günter, 1968, S. 333

## 6.1 Umkehrspülung

Dieses Spülverfahren wurde vom deutschen Ingenieur Adolf Schnürle entwickelt, weshalb oftmals auch vom Begriff «Schnürles Umkehrspülung» die Rede ist.<sup>20</sup> Im Jahre 1924 wurde diese Dreikanalumkehrspülung zum Patent angemeldet, welches zehn Jahre später beim Lizenznehmer

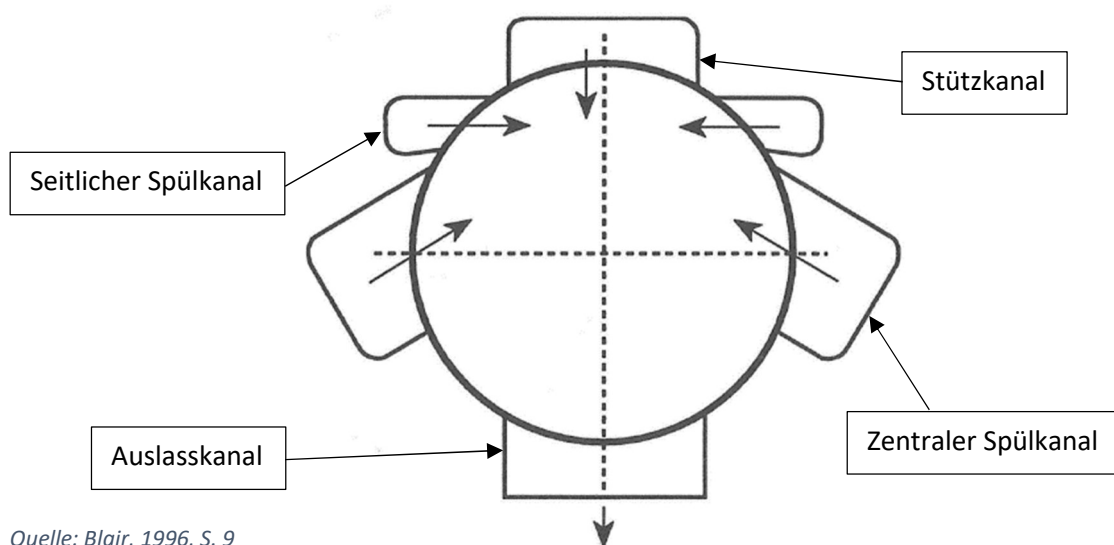
Abbildung 11: Modell Umkehrspülung anhand Zylinder-/Kolbenlängsschnitt



Quelle: Jennings, 1973, S. 126

Die Umkehrspülung bietet die mit Abstand grösste Vielfalt an potenziellen Veränderungen, als die restlichen Spülmethode. Es kann viel am Layout der verschiedenen Überströmkanäle mit unterschiedlichen Funktionen geändert werden. Es kann von Einströmwinkeln über Steuerzeiten oder Kanalbreiten alles bearbeitet werden, was ein grosses Potenzial für Leistungssteigerungen schöpft. Entsprechend komplexer und damit auch anfälliger auf schlechte Spülergebnisse ist die Umkehrspülung.

Abbildung 12: Modell unterschiedlicher Überströmkanäle Umkehrspülung anhand Zylinderquerschnitt



Quelle: Blair, 1996, S. 9

<sup>20</sup> Vgl. Rieck, 1996, S. 118

<sup>21</sup> Vgl. Wikipedia, Umkehrspülung, 2022

<sup>22</sup> Vgl. Rieck, 1996, S. 118

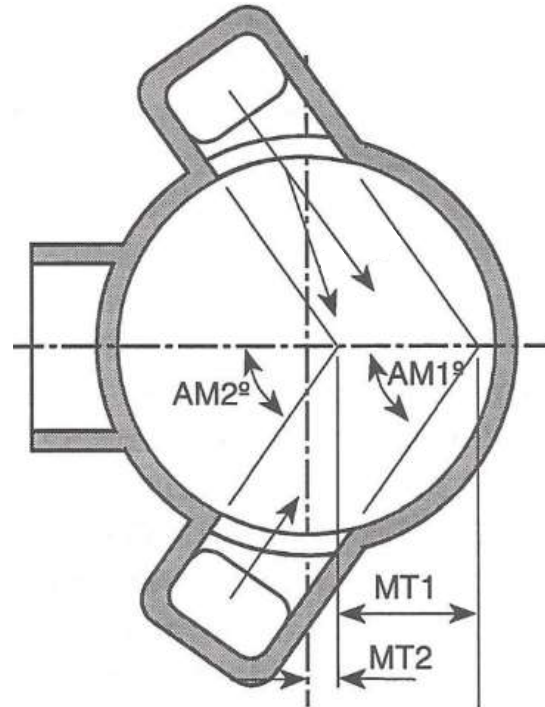


### 6.1.1 Zentrale Spülkanäle

Die zentralen Spülkanäle sind ausschlaggebend für eine erfolgreiche Spülung. Problemlos kann ein Zweitakter mit lediglich diesen zentralen Spülkanälen betreiben werden. Sie erleben den grössten Durchfluss an Frischgas, weshalb es äusserst wichtig ist, dass dieser Strahl zum einen sauber gebündelt aus dem Kanal ausströmt und zum andern durch allfällige zusätzliche Kanäle geführt wird.

Um eine schon angesprochene Bündelung der Strahlen zu erreichen, sollte in Abbildung 13  $AM1^\circ$  tendenziell grösser sein als  $AM2^\circ$ . Dadurch kommt es zu einer Verjüngung der Öffnung und damit einer stabilen Gasfront. Wichtig ist hierbei, dass für die einströmende Richtung des Gasstrahls vor allem die letzten Millimeter des Kanals entscheidend sind.<sup>23</sup> In Motoren, die laut Dr. Gordon P. Blair eine erfolgreiche Spülung liefern, stechen weitere Faktoren bezüglich den angesprochenen Einströmwinkeln und damit verbundenen Punkten heraus. Da der Winkel  $AM2^\circ$  typischerweise zwischen  $50^\circ$ - $55^\circ$  liegt, ist der  $AM1^\circ$  selten höher als  $70^\circ$ .

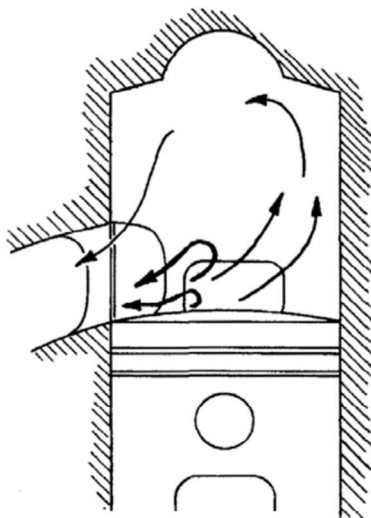
Abbildung 13: Modell zentrale Spülkanäle anhand Zylinderquerschnitt



Quelle: in Anlehnung an Blair, 1996, S. 264

Des Weiteren spielt  $MT2$  eine entscheidende Rolle über die Performance und Wirtschaftlichkeit des Motors. Die Länge  $MT2$  beschreibt den Abstand zwischen Kreismittelpunkt des Zylinders und dem

Abbildung 14: Modell Spülverluste Umkehrspülung anhand Zylinderlängsschnitt



Quelle: Jennings, 1973, S. 118

Punkt, an dem sich die Strahlen treffen. Dieser Abstand sollte etwa 10-15% der Zylinderbohrung betragen. Sollte  $MT2$  kleiner sein, leidet insbesondere die Wirtschaftlichkeit des Motors, da mit Spülverlusten zu rechnen ist. Wie in Abbildung 14 sichtbar, passiert es dann, dass Frischgas direkt wieder über den Auslasskanal den Zylinder verlässt. Ist  $MT2$  zu gross, kann offensichtlich nicht das ganze Potenzial aus dem Motor geschöpft werden, da dann bei gleichbleibendem Winkel  $AM2^\circ$  kleinere Überströmkanäle mit weniger Durchfluss realisiert werden müssten. Die Idee, dass dann einfach der Überströmkanal mit gleichbleibendem Durchmesser weiter vom Auslasskanal entfernt werden kann, funktioniert auch nicht. Dies ist so, da jener Punkt bei  $MT1$  am Rande der Bohrung liegen sollte.<sup>24</sup>

<sup>23</sup> Vgl. Rieck, 1996, S. 119

<sup>24</sup> Vgl. Blair, 1996, S. 264f

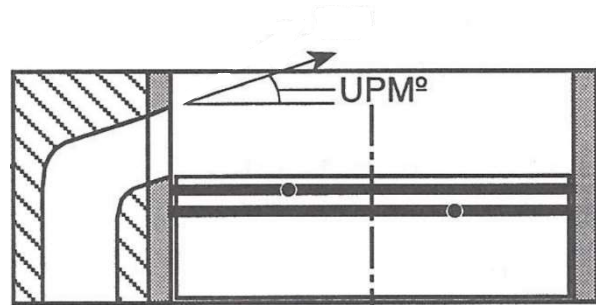
### 6.1.2 Seitliche Spülkanäle

Das Ziel der seitlichen Spülkanäle ist es, die gegenläufigen Strömungen der restlichen Spülkanäle an die dem Auslass gegenüberliegenden Seite zu spülen. Das dort anliegende Gas sollte somit gleichmässiger gebündelt Richtung Zylinderkopf strömen können. Der damit erhöhte Druck auf der auslassabgewandten Seite des Zylinders erhöht zudem den Wirkungsgrad von Stützkanälen. Es können nämlich Strömungsverluste der Stützkanäle minimiert werden, da sich der erhöhte Druck als Gegendruck zur Flussrichtung der Stützkanäle bemerkbar macht. Entsprechend schwieriger ist es für ausströmendes Frischgas, seinen Weg durch die Gasfront hindurch, direkt in den Auslasskanal zu finden.

### 6.1.3 Stützkanäle

Die Stützkanäle, auch Boostports<sup>25</sup> genannt, erleichtern den Gasen das Umkehren an der Zylinderwand. Die beste Methode einen Gasstrahl umzulenken, ohne ihn zu verstreuen, ist es, wenn man ihn einem gegengelenkten Strahl aussetzt. Genau dies machen die Stützkanäle in der Praxis, mit einem zusätzlich entscheidenden Vorteil. Der Strahl, welcher dem gebündelten Strahl der Hauptkanäle ausgesetzt ist, ist im Grunde nichts anderes als zusätzliches Frischgas. Unter dem Strich wird also nebst der besseren Gasführung und der damit verbundenen, besseren Altgasbeseitigung, zusätzlich noch mehr Frischgas in den Brennraum gepumpt.

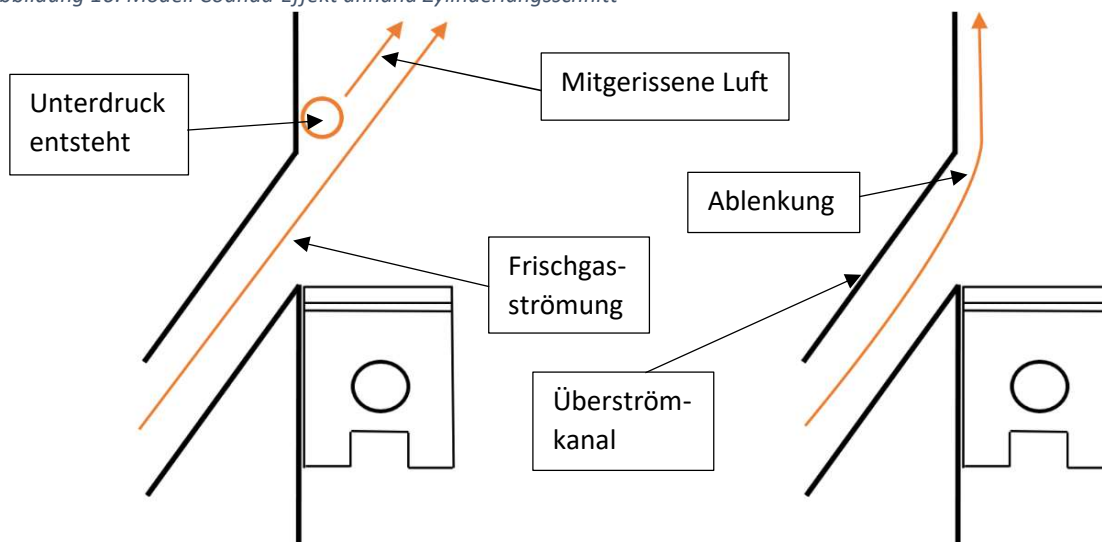
Abbildung 15: Modell Spülwinkel anhand Zylinderlängsschnitt



Quelle: In Anlehnung an Blair, 1996, S. 264

Damit das vom Stützkanal ausströmende Frischgas nicht einfach direkt in den Auslasskanal strömt, ist ein steiler Winkel  $UP^\circ$ , englisch upsweep angle, erforderlich. In der Abbildung 15 wäre das der Winkel  $UPM^\circ$  (upsweep main port) welcher sich, laut Gordon P. Blair, bei den zentralen Spülkanälen zwischen  $0^\circ$ - $10^\circ$ <sup>26</sup> und bei den seitlichen Spülkanälen zwischen  $15^\circ$ - $25^\circ$  bewegen sollte für eine gute Spülung. Anders ist es bei den Stützkanälen, da hier das Gemisch nicht zentral in den Zylinder gespült werden sollte, sondern sich an der dem Kanal anliegenden Zylinderwand entlang Richtung Zündkerze fließen sollte. Damit die einströmende Luft also vom Kanal zu Wand abgelenkt wird, muss sich der Winkel zwischen  $50^\circ$ - $60^\circ$  Grad bewegen.<sup>27</sup> Damit soll leicht oberhalb der Steuerkante ein Unterdruck entstehen, welche die Gase ablenkt. Man nennt diesen Effekt der scheinbaren Anziehung von Oberfläche und Luftstrom auch den Coanda-Effekt.<sup>28</sup>

Abbildung 16: Modell Coanda-Effekt anhand Zylinderlängsschnitt



Quelle: Eigene Darstellung (inspiriert von Sedlak, 2019)

<sup>25</sup> Vgl. Rieck, 1996, S. 119

<sup>26</sup> Vgl. Blair, 1996, S. 265

<sup>27</sup> Vgl. Blair, 1996, S. 266

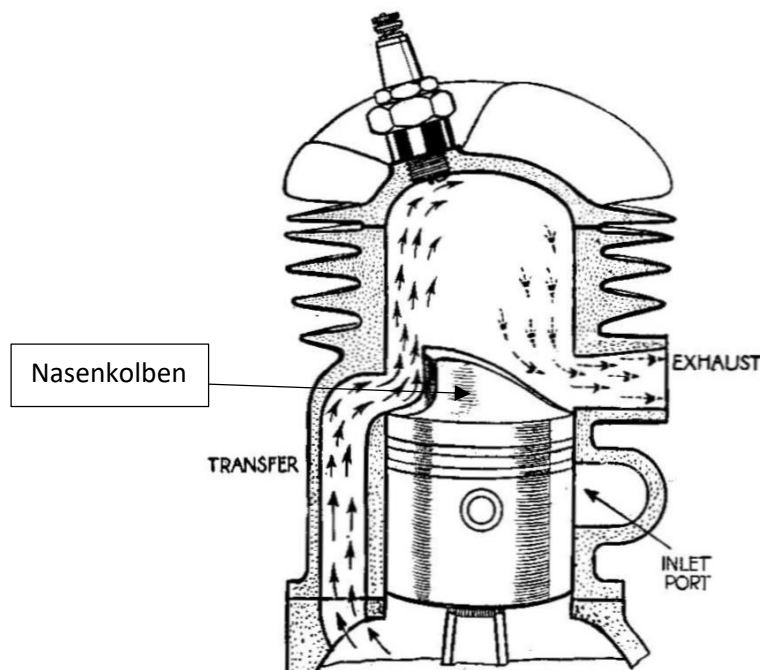
<sup>28</sup> Vgl. Sedlak, 2019

## 6.2 Querstromspülung

Die Querstromspülung verfolgt das wohl simpelste Layout einer Spülung. Die Auslass- und Spülkanäle sind gegenübereinander positioniert und das Gas strömt, wie es der Name schon ahnen lässt, quer durch den Zylinder. Anders als bei der Umkehr- oder Gleichstromspülung wird die Richtungsführung der wechselwirkenden Gasströmungen nicht lediglich durch Druckunterschiede, respektive Luftstrahlen im Zylinder, sondern durch den Kolben geregelt. Das einströmende Frischgas wird mittels einem speziellen, sogenannten Nasenkolben vertikal Richtung Zündkerze geleitet, was spätestens nach der Entzündung des Gemischs zu starken Verwirbelungen im Brennraum führen kann. Jene Verwirbelungen können den Gasdurchfluss behindern und erweisen sich insbesondere in höheren Drehzahlen als leistungsmindernd. Dementsprechend hoch ist also das Potenzial einer Leistungssteigerung durch reine Veränderungen am Kolben.

Ein weiteres Potenzial schöpft die Querstromspülung in der Langlebigkeit des Zylinders. Durch die geringen Anforderungen an das Layout können viele, dafür enge Kanäle eingefräst werden. Dies beseitigt die Notwendigkeit einer Kolbenringarretierung, wodurch sich die Kolbenringe frei drehen können. Dies wirkt sich an der Kolbenringnut, wie beim 4-Takter, als selbstreinigend aus und bewirkt einen gleichmässigeren Verschleiss. Grundsätzlich werden durch die kleinen Kanäle übermässige Verschleisse an einzelnen Stellen vermieden, womit eine Beibehaltung der Motorkompression über längere Zeiträume gewährleistet werden kann.<sup>29</sup>

Abbildung 17: Modell Querstromspülung anhand Zylinderlängsschnitt



Quelle: Wikipedia, Zweitaktmotor, 2022

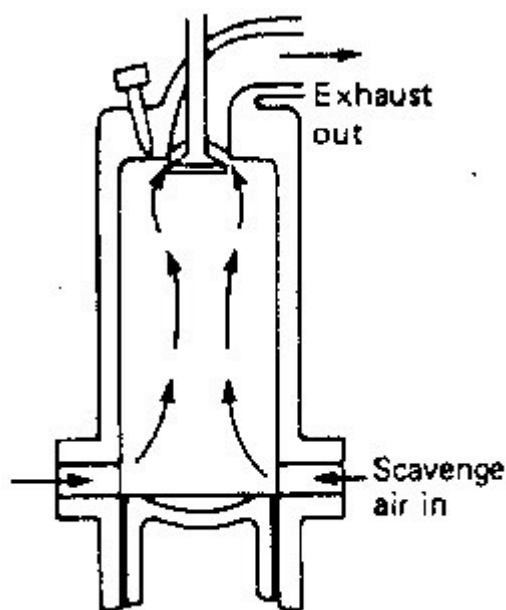
<sup>29</sup> Vgl. Blair, 1996, S. 253

### 6.3 Gleichstromspülung

Bei der Gleichstromspülung sind, ähnlich der Querstromspülung, im unteren Teil der Zylinderbohrung viele, bei Kolbenstellung im UT voll geöffnete, Kanäle. Bei der Gleichstromspülung sind jene Kanäle aber lediglich Spülkanäle. Dementsprechend muss der Auslass anders gesteuert werden als durch den Kolben und Kanäle im Zylinder. Dies geschieht durch einen ventilgesteuerten Auslass, was die Gleichstromspülung so einzigartig macht. Konkret sitzen also ein oder mehrere Tellerventile im Zylinderkopf, welche durch eine Nockenwelle gesteuert werden. Dies bedingt einen hohen konstruktiven Aufwand, da sich, durch hohe thermische Belastungen des Zylinderkopfes, die Unterbringung der Ventile als Herausforderung herausstellt. Des Weiteren sind aufgrund der zusätzlichen Anbauteile und dem Gegendruck der Ventildfedern,nockenwellengesteuerte Ventile auch immer mit viel Widerstand und Reibung verbunden.

Durch die tangentielle Anordnung der Spülschlitze, gerät die Spülluft in eine, über den Verdichtungsprozess hinaus bis zur Einspritzperiode erhalten bleibende, Zirkulation. Sie unterstützt zusätzlich die Vermischung von Luft und Kraftstoff zu einem homogenen und damit verbunden, besser entzündbaren Gemisch. Da Auslassventile nicht wie Auslassschlitze von der Kolbenstellung, abhängig sind, ist ein Schließen vor Beendigung des eigentlichen Spülvorganges möglich. Dies hat zum einen so gut wie keine Spülverluste und zum anderen eine Zylinderfüllung mit vollem Spüldruck zum Vorteil. All diese positiven Attribute der Gleichstromspülung führen zu einer besseren Wirtschaftlichkeit und einer erhöhten Zylinderleistung des Motors.<sup>30</sup> Insbesondere bei langsam laufenden Schiffsmotoren wurde diese Technik angewandt, wobei bei optimalen Bedingungen Wirkungsgrade bis zu 55% erreicht werden können.<sup>31</sup>

Abbildung 18: Modell Gleichstromspülung mit Tellerventil im Zylinderkopf anhand Zylinderlängsschnitt



Quelle: Kumar, 2013

<sup>30</sup> Vgl. Bock & Günter, 1968, S. 333f

<sup>31</sup> Vgl. Studyflix, 2022

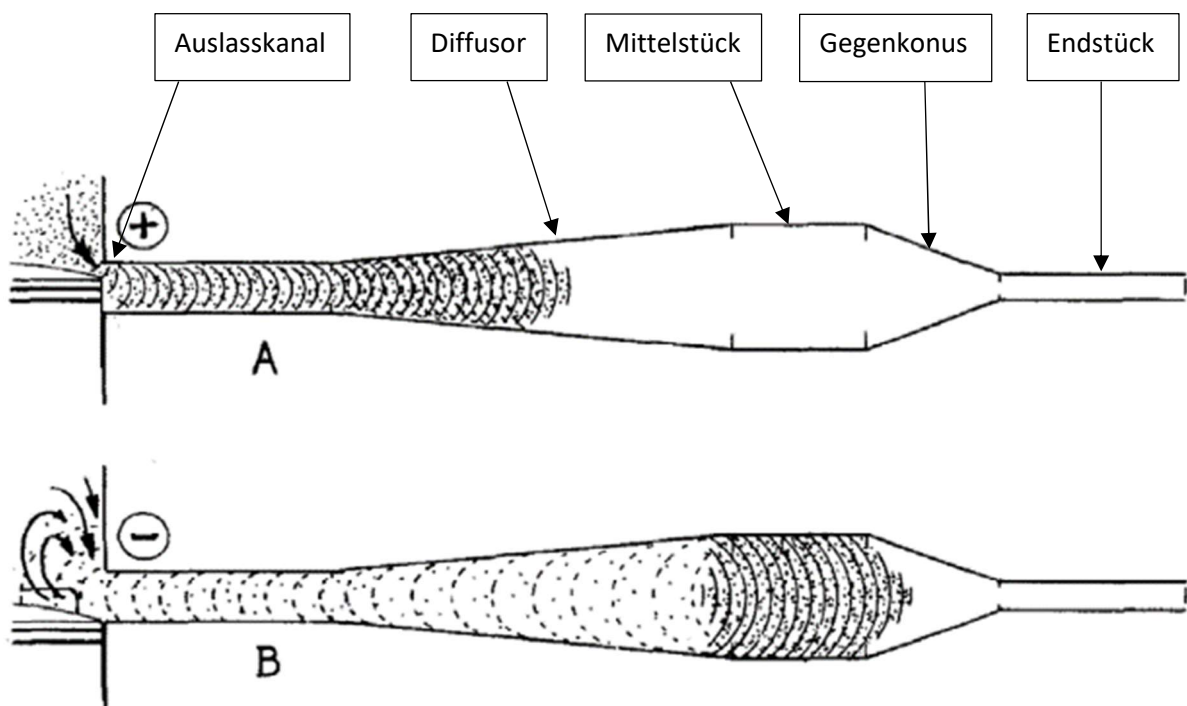
## 7 Auslasssystem

### 7.1 Auspuffsystem

Ähnlich wie das Einlasssystem, nur viel ausgeprägter, basiert auch das Auslasssystem auf Schwingungen. Der Prozess der Abgasbeseitigung beginnt mit dem Öffnen des Auslassschlitzes. Im Zylinder herrscht nach Verbrennung des Gemischs ein Überdruck, welcher den Kolben Richtung UT drückt und das Frischgas vorverdichtet. Mit Öffnung des Auslasskanals aber, entweicht aus dem Zylinder eine Überdruckwelle, die den Zylinder vom Abgas befreit. Sie durchläuft ein typischerweise zylindrisches Verbindungsrohr, auch Krümmer oder Flansch genannt, bis zu dem konisch öffnenden Diffusor (A).

Durch die konische Form und entsprechender Raumerweiterung werden die Gase regelrecht angezogen. Ein Teil der Überdruckwelle wird dadurch im Diffusor reflektiert und strömt als Unterdruckwelle wieder Richtung Auslassschlitz (B).

Abbildung 19: Druckwellen im Resonanzauspuff (A, B)



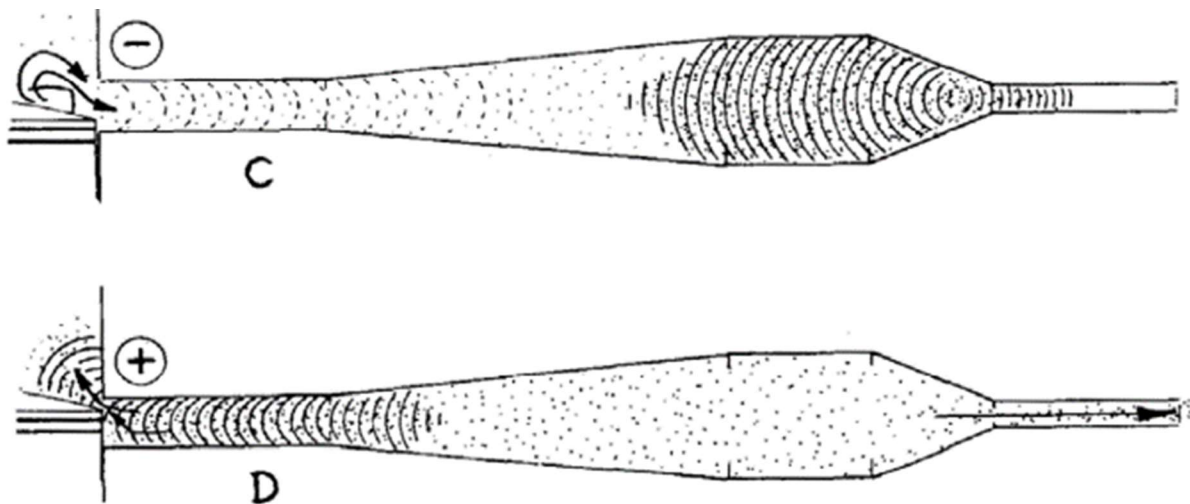
Quelle: Jennings, 1973, S. 53



Beim Ansaugschlitz hat der Unterdruck eine saugende Wirkung, indem zusätzlich Frischgas aus den Überströmkanälen angesaugt wird. Bleibt der Kanal also zu lange offen, strömt viel unverbranntes Gemisch in den Auspuff, worunter hauptsächlich die Wirtschaftlichkeit des Motors leidet. Währenddessen ist die Überdruckwelle schon über das Mittelstück Richtung Gegenkonus geschwungen. Hier findet einen Teil des Abgases seinen Weg über das Endstück ins Freie, während der andere an dem Konus reflektiert wird und wieder Richtung Auslasskanal schwingt (C).

Das Endstück spielt hier eine wichtige Rolle, denn es entscheidet in ihrer Dimensionierung über die Effektivität der Reflektion, respektive des sogenannten Resonanzeffekts. Ist das Endstück zu lang oder dünn, strömt zu wenig Abgas ins Freie, respektive zu viel wieder zurück in den Zylinder. Dadurch entstehen graue, nicht identifizierbare Kerzenbilder und es kommt zu Hitzestaus im Auspuff, welche den Zylinder mit übermässigen Temperaturen belasten. Ist das Endstück aber andersrum zu dick oder kurz dimensioniert, leidet vor allem die Effizienz und Leistung des Motors. Die reflektierte Überdruckwelle, welche hier also nur sehr schwach ausgeprägt wäre, hat die gegenteilige Funktion, als die des Diffusors. Ziel ist es nämlich, dass das komplette, in den Auspuff ausgeströmte Frischgas wieder in den Zylinder gespült wird (D).<sup>32</sup>

Abbildung 20: Druckwellen im Resonanzauspuff (C, D)



Quelle: Jennings, 1973, S. 54

<sup>32</sup> Vgl. Jennings, 1973, S. 53f

## 7.2 Auslassformel

Für die Berechnung einer funktionierenden Auspuffanlage ist die Resonanzlänge wohl der ausschlaggebendste Faktor. Sie bestimmt unmittelbar über die Resonanzdrehzahl, die Drehzahl in welcher der Motor seine Höchstleistungen vollbringt.

Relevante Faktoren für die Berechnung der Resonanzlänge sind:

$l$  = Distanz zwischen Auslassschlitz und Ende vom Gegenkonus [*in m*]

$\varphi$  = Öffnungswinkel Auslass [*in Kurbelwinkel*°]

$c$  = Schallgeschwindigkeit [*in m/s*]

$T$  = Zeit für eine Kurbelwellenumdrehung [*in s*]

$t$  = Zeit, die der Auslasskanal geöffnet ist [*in s*]

$n$  = Drehzahl des Motors [*in 1/min*]

Es gilt für  $t$ ;

$$t = \frac{(T * \varphi)}{360}$$

Wobei;

$$T = \frac{1}{n} [\text{min} = 60\text{s}]$$

Schallgeschwindigkeit setzt sich zusammen aus;

$$c = 331 + 0.6 * \text{Abgastemperatur}$$

Benötigte Zeit der Schwingung für Reflektieren mit  $t$  gleichsetzen;

$$\frac{2 * l}{c} = \frac{\varphi}{6 * n}$$

aufgelöst nach  $l$ ;

$$l = \frac{c * \varphi}{12 * n}$$

### 7.3 Form Auslasskanal

Bei der Bearbeitung oder Neugestaltung von Kanälen sollte auch immer die Form beachtet werden. Insbesondere beim Auslasskanal sollte dies geschehen, denn er ist in aller Regel der grösste Kanal über welchen zusätzlich noch die Kolbenringe laufen. Wegen der vom Verbrennungsprozess entstehende Hitze und der angesprochen grossen Fläche, ist der Auslass auch meist der Ort, welcher den grössten Verschleiss mit sich bringt.

Grundsätzlich gibt es drei verschiedene Formen eines Auslasskanals, wobei eine ovale Geometrie dem Verschleiss am besten entgegenwirkt. Durch die Abrundungen wird der Kolbenring optimal über die Kanten geführt, was insbesondere

Verschleiss in hohen Drehzahlen vorbeugen soll. Wie hoch aber ein Motor mit diesem Layout effektiv dreht, respektive wieviel Leistung er abwirft, sei dahingestellt. Es geht nämlich durch die ovale Form bei

maximaler Breite<sup>33</sup> viel potenzielle Auslassfläche verloren. Direkte Konsequenzen werden in einer nicht sonderlich attraktiven Leistung spürbar, was die ovale Fläche für den Rennsport unattraktiv macht.

Abbildung 21: Ovales Auslasskanallayout



Quelle: Eigene Darstellung (inspiriert von Germanscooterforum, 2011)

Anders sieht es aus bei einer rechteckigen Fläche. Mit ihr kann das absolute Maximum an Fläche realisiert werden. Dementsprechend kann ein guter, konstanter Durchfluss der Abgase erreicht werden. Problematisch wird es aber, wenn durch die grosse Fläche nicht nur Abgase, sondern auch Frischgase gespült werden. Es ist infolgedessen mit einer geringeren Wirtschaftlichkeit durch erhebliche Strömungsverluste zu rechnen. In der Theorie können die verlorengegangenen Frischgase wieder bei Resonanzdrehzahl, durch den vom Gegenkonus verübten

Gegendruck, ausgeglichen, respektive wieder in den Zylinder gespült werden.

Da aber nur selten bei exakter Resonanzdrehzahl gefahren wird und selbst dann Strömungswiderstände und Verwirbelungen den

Abbildung 22: Rechteckiges Auslasskanallayout



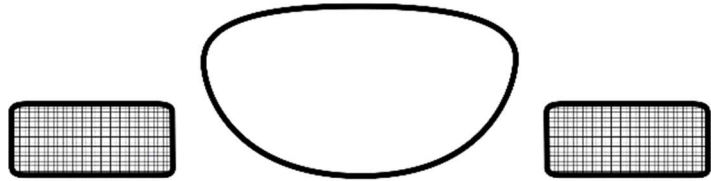
Quelle: Eigene Darstellung (inspiriert von Germanscooterforum, 2011)

Resonanzeffekt stören, dürfte über das ganze Band hinweg trotzdem mit erheblichem Kraftstoffverbrauch gerechnet werden. Dazu kommt der, durch eckige Kanten und gerade Flächen verursacht, höhere Verschleiss der Kolbenringe. Dies mag für den Rennsport nicht sonderlich problematisch sein, für den Alltag und eine hohe Langlebigkeit aber schon.

<sup>33</sup> Vgl. Kapitel 9.3; Doppelauslass

Ein guter Kompromiss ist eine trapezförmige Geometrie des Kanals. Auf Höhe der Überströmer wird viel Material stehengelassen, um direkte Frischgasströme in den Auslasskanal bestmöglich zu unterbinden. Oberhalb dagegen vergrössert sich der Kanal, um eine grosse Vorauslassfläche<sup>34</sup> zu erreichen. Dadurch haben es die Abgase leichter, den Zylinder schnell zu verlassen, womit einer sauberen Abgasbeseitigung geholfen ist. Je nach Interesse, können die Ecken des Trapezes zusätzlich spitzer gestaltet werden, um die maximale Fläche auszureizen. Schlussendlich bietet das Trapez eine grosse Bandbreite an Variationen, was es sowohl für den Alltag, als auch für den Rennsport attraktiv macht.<sup>35</sup>

Abbildung 23: Trapezförmiges Auslasskanallayout



Quelle: Eigene Darstellung (inspiriert von Germanscooterforum, 2011)

<sup>34</sup> Die Vorauslassfläche beschreibt die Fläche des Auslasskanals zwischen dessen eigenen Steuerkante und jene der Überströmer

<sup>35</sup> Germanscooterforum, 2011

## 8 Projektvorstellung

In diesem Projekt soll die behandelte Theorie in der Praxis erprobt und verstanden werden. Konkret werden also an dem Motor eines Mofas schrittweise Leistungssteigerungen vorgenommen. An einem Mofa und nicht etwa Motorrad deshalb, da der Motor und die Anbauteile zum einen um ein Vielfaches günstiger sind und zum anderen, da bei einem Mofa, aufgrund beispielsweise veralteter Technik, viel mehr Potenzial zur Leistungssteigerung vorhanden ist.

### 8.1 Auswahl Motorentyp

Um gute und nachhaltige Resultate zu erzielen, werden folgende Kriterien an den Motor gestellt:

1. Standhafter Motor, d.h. entweder Eingang-Automatik oder manuelles Schaltgetriebe
2. Vorhandener Ersatzteilemarkt in der Schweiz
3. Möglichst kleines Kurbelkammervolumen für hohe Einlassresonanzdrehzahlen

Aufgrund dieser Kriterien kommen zum einen nur noch der Motor einer Piaggio Ciao/ SI oder der Motor einer Puch Maxi, also E50 oder Z50, infrage. Da der Piaggio Motor aber ein von Haus stark gedrosselter Drehschiebermotor ist und es ein entsprechend grosser zeitlicher und finanzieller Aufwand wäre, diesen zu bearbeiten, fiel die Entscheidung auf einen Puch Motor. Die finale Entscheidung ist dann auf den E50 gefallen, da dieser weniger kostet, einfacher aufgebaut ist und nicht auf einen Ganganschluss geachtet werden muss, wie beim Zweiganghandschalter-Motor Z50.

## 8.2 Auswahl Zylinder

Viele Faktoren beeinflussen die zu erzielenden Resultate, respektive die generierte Mehrleistung. Der Zylinder ist diesbezüglich aber der mit Abstand relevanteste Faktor. Er ist das Herzstück des Motors und nach ihm müssen sich die anderen Komponenten richten, um wünschenswerte Ergebnisse zu erzielen. Dementsprechend wichtig für den Projektverlauf und die anfallenden Kosten ist eine fundierte Auswahl des Zylinders. Mehrere Zylinder mit unterschiedlichen Eigenschaften kommen zunächst infrage:

Tabelle 1: Vor- und Nachteile Zylinderauswahl

Zylinder	Vorteile	Nachteile
Original Puch 48.8ccm	Potenzial für hohe, relative Leistungssteigerungen, gute Option für Umbau auf GME, muss nicht mehr gekauft werden	Grosser Aufwand für Bearbeitung, umständliches Überstömsystem, wird nicht mehr produziert -> Occasion, absolut gesehen wenig Leistungspotenzial
Metrakit 48.8ccm	Grosse Kühlrippen für optimale Kühlung, gute Option für Umbau auf GME, da unter 50ccm und schlitzgesteuert -> zulässig für den Rennbetrieb vieler Klassen	Graugusszylinder -> harte und langwierige Bearbeitung, wird nicht mehr produziert -> Occasion, schlechtes Ersatzteileangebot
Athena AJH 48.8ccm	Aluminiumzylinder -> einfache Bearbeitung, wenig Aufwand, da schon viel optimiert ist	Mittelmässig grosses Potenzial für Leistungssteigerungen, aktuell (fast) nicht verfügbar, schlechtes Ersatzteileangebot
Polini 63.9ccm	Aluminiumzylinder -> einfache Bearbeitung, äusserst drehfreudiger Zylinder, gutes Ersatzteileangebot	Geringes Potenzial für Leistungssteigerungen, hohe Anfälligkeit auf Kolbenklemmer oder -reiber
Gilardoni Italkit 74.6ccm	Aluminiumzylinder -> einfache Bearbeitung, grosser Zylinder vereinfacht Bearbeitung, absolut gesehen der Zylinder mit höchstem Leistungspotenzial, grosse Vielfalt an potenziellen Modifikationen, muss nicht mehr gekauft werden, hohes Ersatzteileangebot	Kommt bereits als einer der leistungsstärksten Zylinder auf dem Markt aus der Schachtel, sehr teure Anbauteile

Quelle: Eigene Darstellung

Schlussendlich wurde insbesondere aufgrund der Vielfalt an potenziellen Modifikationen entschieden, dass ein Gilardoni Italkit bearbeitet wird. Zusätzlich bietet sich dieser Zylinder an, da er schon zusammen mit einem funktionierenden Restsetup vorhanden ist. Entsprechend können



Referenzmessungen im unbearbeiteten Zustand schnell realisiert werden und es verbleibt mehr Zeit für die nächsten Schritte.

### 8.3 Zielsetzung

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, die Leistung eines Motors zu optimieren. Damit ist nicht die Methode der Bearbeitung selbst gemeint, sondern das anvisierte Endresultat. Je nach Anwendungsbereich nämlich können unter Leistungssteigerungen völlig verschiedene Dinge verstanden werden. Jemand, der beispielsweise auf einer kurvigen Cross-Piste fährt, verlangt seinem Motor ganz andere Qualitäten ab als ein anderer, der Beschleunigungsrennen auf geraden Pisten fährt.

Das Ziel des Projekt-Motors beruht darauf, möglichst viel Leistung in PS herauszuholen. Dabei soll, soweit es der Motor in die Resonanzdrehzahlen schafft, keinerlei Rücksicht auf breite, nutzbare Drehzahlverläufe oder Drehmomentverläufe genommen werden. Der Hauptgrund dafür liegt vor allem in der Einfachheit. Mit dieser Voraussetzung müssen die verschiedenen Vergaser nämlich nur auf den Volllastbereich mit der dazu verantwortlichen Hauptdüse abgestimmt werden. Wollte man auch im Teillastbereich gute Leistungen erwarten, müsste man auch mit den dazu verantwortlichen Komponenten, der Nebendüse und der Nadelstellung, gearbeitet werden. Somit fallen diese Faktoren aber weg, was eine bessere Fokussierung auf die Aufgabenstellung ermöglicht. Ganz wegfällen tun sie zwar streng genommen nicht, denn auch sie können geringfügige Einflüsse auf den Volllastbereich haben, womit trotzdem mit geringfügigen Einstellungen gerechnet werden muss.<sup>36</sup>

---

<sup>36</sup> Scooter-Prosperts, 2022

## 9 Bearbeitungsprozess

Nebst der Leistungssteigerung ist eine saubere Dokumentierung des Projekts ebenfalls ein wichtiges Ziel. Damit soll erreicht werden, dass man alle Schritte im Einzelnen nachvollziehen kann. Dies soll unter anderem mit sogenannten Portmaps erreicht werden.

Eine Portmap, auch bekannt als Zylinderabwicklung, ist im Grunde eine «Zylindernachzeichnung» und bringt die Lage der Kanäle im Zylinder auf Papier. Somit können Breite, Höhe und Steuerzeit der Kanäle ermittelt und im Verlaufe des Prozesses miteinander verglichen werden. Grundsätzlich aber ist der Verwendungszweck hier lediglich auf die Veranschaulichung beschränkt, da die Qualität der Portmaps zu schlecht ist für nachhaltige Messungen. Es entstehen nämlich durch Bewegung des Papiers oder schlichte Ungenauigkeit des Erstellers viele Asymmetrien und Ungenauigkeiten. Des Weiteren halten Portmaps nur Veränderungen auf der Zylinderlaufbahn fest, weshalb gezwungenermassen Bilder zur Ergänzung eingefügt werden. Somit werden beispielsweise auch Veränderungen am Gehäuse ersichtlich.

### 9.1 Messmethode Leistung

Bevor am Ende aller Bearbeitungen auf den Prüfstand gegangen wird, werden nach jedem Bearbeitungsschritt Zwischentestläufe absolviert. Es gäbe einige Varianten, Leistungsmessungen durchzuführen, wobei sich der Bau eines Mini-Prüfstandes als zu aufwändig und die Messung mittels hochhebenden Gewichten oder drehenden Massen als zu ungenau herausstellte. Deshalb wird als objektive Messmethode eine Handy-GPS Messung genommen, welche die Geschwindigkeit pro Zeiteinheit festhält. Da eine objektive Messung nicht immer alles festhält, wird des Fahrers subjektive Meinung ebenfalls festgehalten, falls sich Auffälligkeiten bemerkbar machen.

Die Handy-GPS Messungen sollen lediglich als Vergleichsmessungen funktionieren. Es wäre denkbar, mittels Beschleunigungsarbeit die effektive Leistung des Motors auszurechnen. Da aber nichts über bestehende Reibungen oder Widerstände ermittelt werden kann, sind die Resultate möglicherweise irreführend und entsprechend auch nicht repräsentativ für den Prozess. Um immerhin den Wert eines vertretbaren Vergleichs beizubehalten, wurden stets sechs Messungen auf gleicher Strecke in abwechselnd umgekehrter Richtung gemacht. Des Weiteren wurde immer auf folgende fünf Faktoren geachtet:

1. Konstanter Reifendruck, zwischen 2-2.5 bar
2. Schönes Wetter, kein Regen oder Nebel
3. Gleiche Sitzposition während des Laufs
4. Gleiche Kleidung des Fahrers
5. Keine sonstige Veränderungen am Mofa, die sich stark aufs Gewicht auswirken

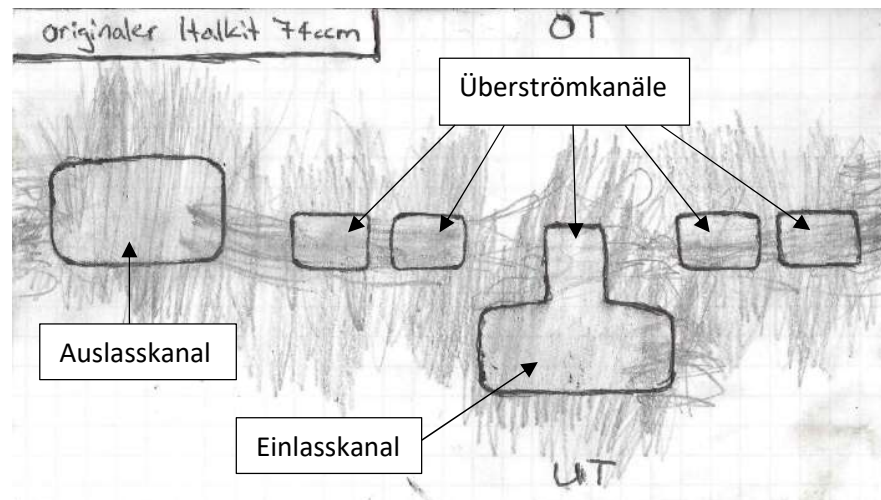
## 9.2 Ausgangslage

Mit der Auswahl von Motorentyp und Zylinder wurde schon einmal eine Basis geschaffen. Ganz offensichtlich kann ein Motor allein damit nicht funktionieren, weshalb noch einige Anbauteile angeschafft werden müssen. Im Verlaufe der Bearbeitung wird sowohl der Zylinder als auch einige Anbauteile in deren Eigenschaften verändert oder sogar

komplett ausgetauscht. Damit spätere Änderungen verstanden werden, wird hier das ganze Setup als Ausgangslage vorgeführt:

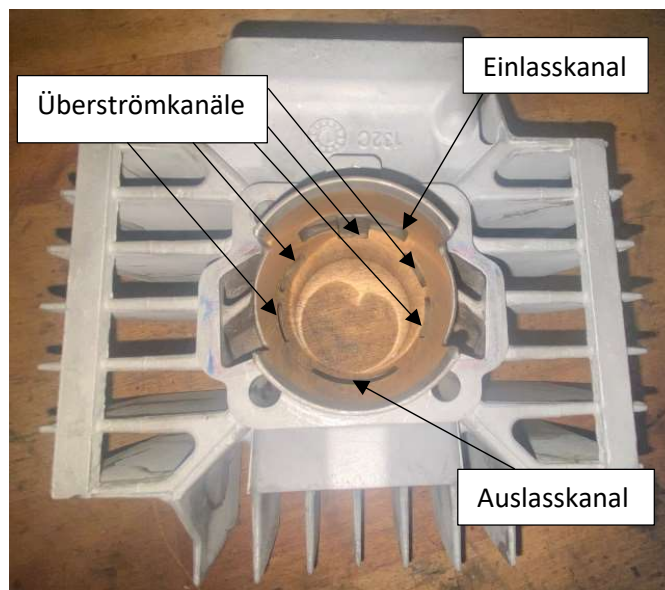
Zylinder:	47 mm Gilardoni Italkit
Kurbelwelle:	44 mm Hub Swiing
Kolben:	Original Italkit
Vergaser:	21 mm Dellorto mit passendem Luftfilter
Ansaugstutzen:	21 mm Swiing
Membrane:	4 Klappen
Auspuff:	Simonini
Zündung:	MVT-Innenrotor

Abbildung 24: Portmap Originalzustand



Quelle: Eigene Darstellung

Abbildung 25: Gilardoni Italkit Originalzustand



Quelle: Eigene Darstellung

### 9.3 Doppelauslass

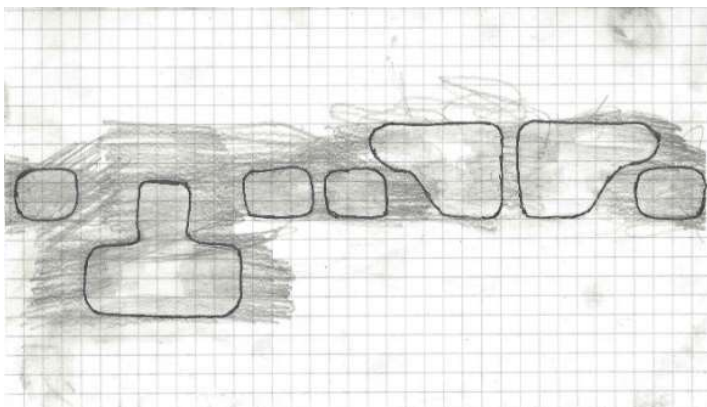
Grundsätzlich sollte zwar in einem Motor immer alles in einem Schritt aufs Gleiche bearbeitet werden, damit nicht einzelne, unbearbeitete Teile zum Engpassfaktor werden. Da das Ziel aber in verschiedenen Schritten liegt, wird zuerst das Auslasssystem bearbeitet, da hier fürs Erste am meisten Leistungszuwachs erwartet wird.

Da man Kanäle, die über die Kolbenringe laufen, nicht beliebig in die Breite ziehen kann, wurde zur Unterstützung ein Steg in den Auslasskanal geschweisst. Somit kann ein äusserst breiter Kanal realisiert werden, ohne 70%<sup>37</sup> Sehnenmass<sup>38</sup> zu überschreiten. Diese 70% pro Kanal werden nämlich als Grenzwert für einen übermässigen Verschleiss der Kolbenringe angesehen.

Effektiv geschliffen wurde am Zylinder auf ein Bogenmass von 59.5mm, was auf einen Zylinderdurchmesser von 47mm einem Sehnenmass von 44.8mm entspricht. In Prozent Sehnenmass sind es 95.4%, was erstmal nach sehr viel klingt. Auf zwei Kanäle aufgeteilt, macht das aber bei einem 2.5mm dicken Steg nur noch ein 57.0% Sehnenmass.<sup>39</sup> Damit ist der Grenzwert von 70% weit unterboten und ein übermässiger Verschleiss ausgeschlossen.

Die Form des Auslasses ist ähnlich eines Trapez'. Konkret wurde also im Teil auf Höhe der Überströmer so gut wie kein Material weggenommen, um Strömungsverluste zu minimieren.

Abbildung 27: Portmap Doppelauslass bearbeitet



Quelle: Eigene Darstellung

Die Form des Auslasses ist ähnlich eines Trapez'. Konkret wurde also im Teil auf Höhe der Überströmer so gut wie kein Material weggenommen, um Strömungsverluste zu minimieren.

Oberhalb aber wurde eine möglichst grosse Vorauslassfläche eingefräst, welche den Abgasen ein schnelles Entweichen aus dem Zylinder ermöglichen soll.

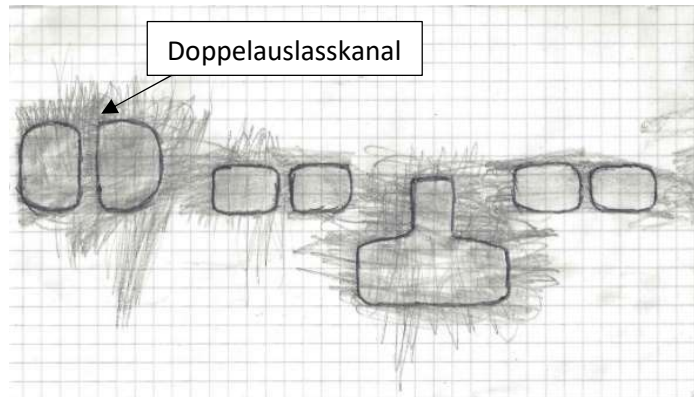
Der originale Italkit Kolben hat 2 Kolbenringe, welche jeweils relativ dicht, rechts und links, am Auslasskanal durch eine Arretierung am Kolben fixiert werden. Dies ist insofern problematisch, da nun mit Verbreiterung des Kanals die

<sup>37</sup> Wespenblech, 2017

<sup>38</sup> Angaben in Prozent Sehnenmass beziehen sich aufs Verhältnis vom Sehnenmass zum Zylinderdurchmesser

<sup>39</sup> Vgl. Kap. 12.1

Abbildung 26: Portmap Doppelauslass unbearbeitet

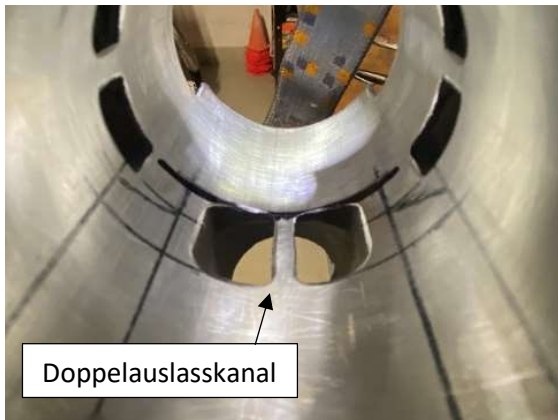


Quelle: Eigene Darstellung

kann und dem Original einigermaßen ähnlich aussieht, ist der für KTM-Modelle produzierte Vertex Kolben.

Zusätzliche Vorteile sind zum einen, dass der Vertex Kolben nicht einfach ein Guss, sondern ein beschichteter Schmiedekolben ist, der viel höheren Belastungen ausgesetzt werden kann. Des

Abbildung 28: Auslasskanal mit Steg unbearbeitet



Quelle: Eigene Aufnahme

Zylinderwand auch eine vom Kolben wärmeableitende Funktion haben können, wird sich durch die geringere Reibung auch eine geringere Wärmeentwicklung erhofft.

Weiteren ist die Kompressionshöhe<sup>40</sup> um 0.8mm tiefer bei 21.7mm, was den Kanälen ein früheres Öffnen erlaubt. Darauf mussten auch die Fenster in der Zylinderlaufbahn geringfügig gegen den UT angepasst werden, damit keine Kante zwischen Kolbenboden und Unterseite der Fenster entsteht. Der offensichtlichste Unterschied aber ist wohl jener, dass der neue Kolben nur noch einen anstatt zwei Kolbenringe hat. Damit wird der Kolben zum einen leichter und er verübt zusätzlich weniger Reibung an der Zylinderwand. Obwohl Kolbenringe als Verbindungsstück zwischen Kolben und

Spätestens an diesem Punkt der Bearbeitung ist eine potenzielle Überhitzung des Motors ein omnipräsentes Element, welches es bestmöglich vorzubeugen gilt. Nebst der Sparmassnahme von einem Kolbenring wird ab hier nur noch Benzin mit einer Oktanzahl von 98 anstatt 95 gefahren. Brennstoffe mit höheren Oktanzahlen bringen eine höhere Verdampfungswärme mit sich, wodurch beim Verdampfungsprozess während des Ansaugvorgangs mehr Wärme aufgenommen und dadurch der Motor besser gekühlt werden kann. Hohe Oktanzahlen wirken ebenfalls einer klopfenden Verbrennung<sup>41</sup> entgegen.<sup>42</sup> Ebenso wird durch Sandstrahlen des Zylinders eine raue Oberflächenstruktur und damit bessere Kühlung angestrebt.

Abbildung 29: Auslasskanal mit Steg bearbeitet



Quelle: Eigene Aufnahme

<sup>40</sup> Distanz zwischen Kolbenbolzen und oberer Kante des Kolbens zum Kolbenboden

<sup>41</sup> Unkontrollierte Selbstentzündung des Gemischs bei Kompression durch zu hohe Temperaturen

<sup>42</sup> Paschotta, RP-Energie-Lexikon, Klopfestigkeit, 2020



## 9.4 Überströmsystem

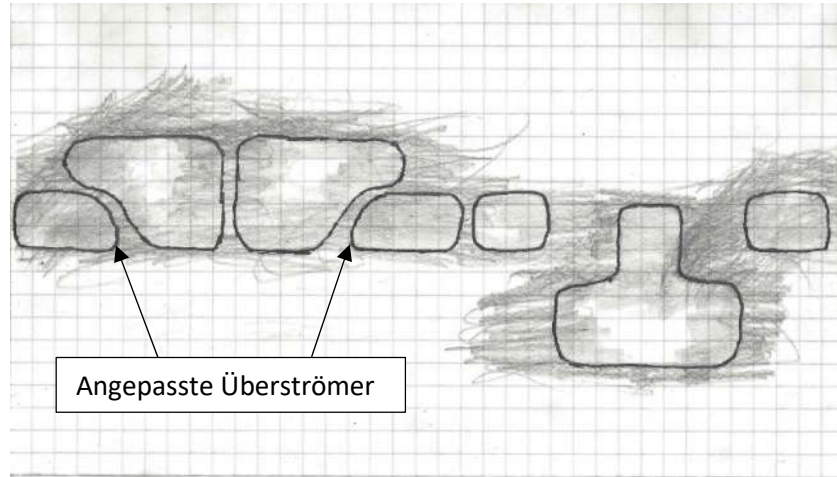
In diesem Schritt werden alle Teile des Überströmsystems bearbeitet. Das heisst sowohl die Fenster auf der Zylinderlaufbahn als auch die Kanäle dahinter, welche mit dem Gehäuse verbunden sind.

Dies gestaltet sich in Realität als relativ aufwendig, denn für jegliche Bearbeitungen am Gehäuse muss der ganze Motor komplett demontiert werden, um Aluminiumsplitter oder sonstige Fräsreste im Kurbelgehäuse zu vermeiden.

Das Ziel der Bearbeitung jener Kanäle ist nicht zwingend eine Vergrösserung der Durchflussfläche, sondern

viel eher eine optimale Anpassung aufeinander. Mit der Beseitigung jeglicher Kanten also sollen Verwirbelungen, welche den Durchfluss stören, vorgebeugt werden. Um die Strömungswiderstände so gering wie möglich zu halten, werden die Kanäle und der gesamte Kurbelraum zusätzlich nach den Anpassungsarbeiten aufpoliert.

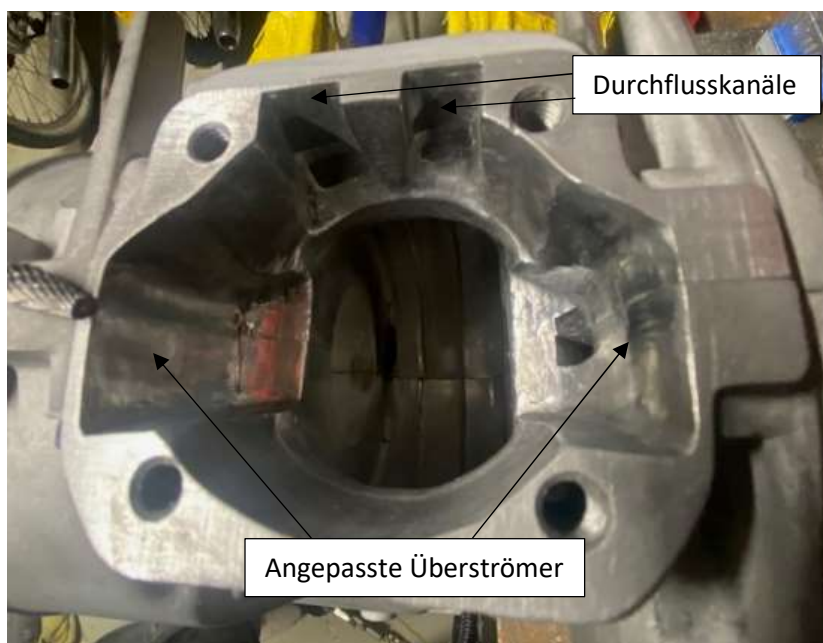
Abbildung 30: Portmap Überströmsystem bearbeitet



Quelle: Eigene Darstellung

Zwischen den beiden, am Auslasskanal anliegenden, Überströmfenster und dem Auslasskanal selbst liegt vorerst noch eine grosse unbearbeitete Fläche. Das Ziel ist also die Form der Überströmfenster auf jene des Auslasses anzupassen. Dabei muss Acht gegeben werden, dass die vor der Bearbeitung

Abbildung 31: Bearbeitetes Gehäuse mit zusätzlichen Durchflusskanälen



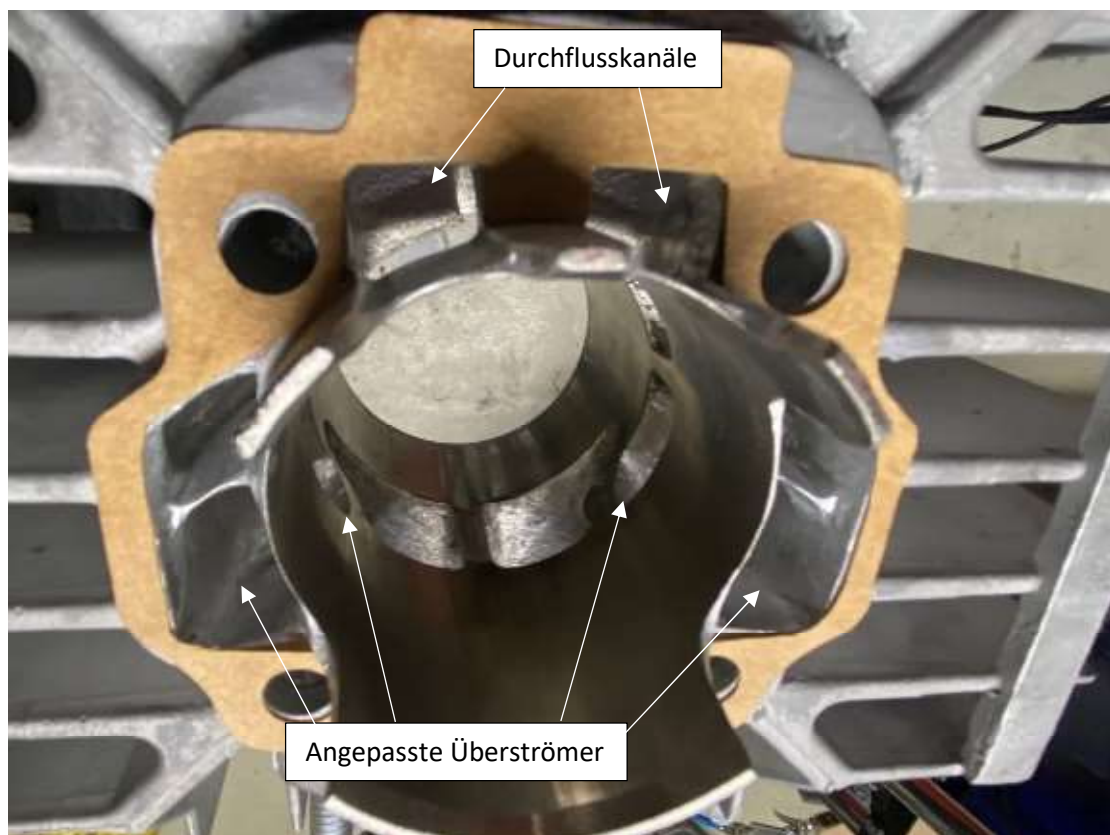
Quelle: Eigene Aufnahme

gemessenen und entsprechend funktionierenden Einströmwinkel nicht verändert werden. Insbesondere einer Vergrösserung der Winkel mit Folgen von direkten Spülverlusten ist entgegenzuwirken.

Zentral oberhalb der Überströmkanäle werden zwei zusätzliche Durchflusskanäle eingefräst. Sie sollen Teile des Frischgases direkt in die Kurbelkammer spülen, ohne dass sie den eigentlichen Einlassschlitz durchströmen müssen. Streng genommen hat dieser Schritt zwar nichts mit dem Überströmsystem zu tun, da unter dem Strich lediglich die Einlassfläche vergrößert wird. Trotzdem aber wird es nun erledigt, da der Motor notwendigerweise schon komplett zerlegt ist.

Mit den Durchflusskanälen verbunden, bietet der Zylinder Potenzial für zwei zusätzliche Boostports. Jeweils links und rechts vom originalen, mit dem Einlasskanal verbundenen Boostport, hätte es sicherlich genügend Platz, um den Zylinder auf insgesamt sieben Spülkanäle umzubauen. Es wird aber bewusst auf erhoffte Vorteile von zusätzlich einströmendem Gemisch verzichtet. Dies zum einen, da die Kanäle äusserst klein gestaltet werden müssten, was die Bearbeitung kompliziert und bruchanfällig macht. Auch der effektive Wirkungsgrad der Kanäle wird bei der Grösse in Frage gestellt. Selbst wenn sie aber grösser wären, wäre eine Leistungssteigerung anzuzweifeln, da auf dem Kolben stets Russablagerungen auf Seite des Auslasses beobachtet wurden. Konkret wird also angenommen, dass in diesem Teil sowieso schon in stark konzentrierter Menge Frischgas vorhanden ist. Demensprechend können zusätzliche Luftströme in jene Richtung sogar kontraproduktiv sein und einer homogenen Verteilung des Gemischs im Brennraum entgegenwirken.

Abbildung 32: Bearbeiteter Zylinder mit zusätzlichen Durchflusskanälen



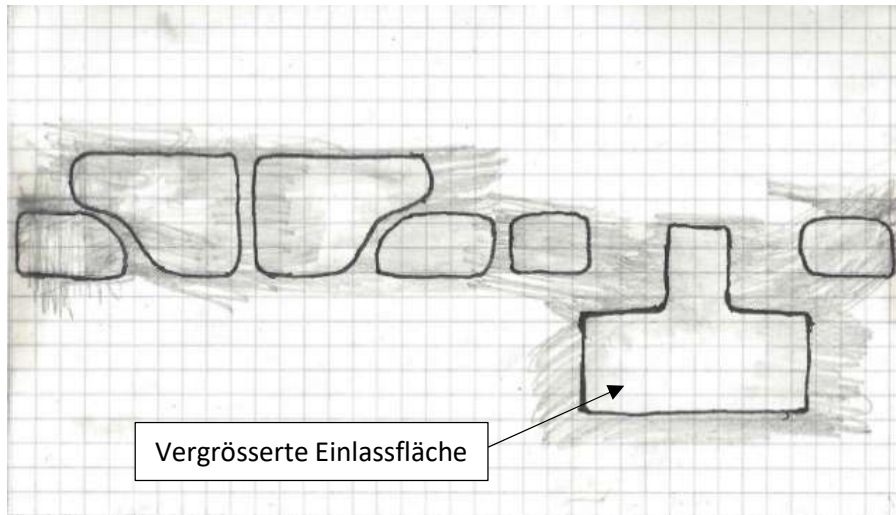
Quelle: Eigene Aufnahme



## 9.5 Einlasssystem

Das Ziel, den Zylinder für einen grösseren Vergaserquerschnitt passend zu machen, ist schon bei den vorhergehenden Schritten zentral gewesen. Unter anderem wurden deshalb die Kanäle auf eine, dem anvisierten Vergaserdurchmesser adäquaten, Grösse gefräst. Einzig die zu kleine Einlassfläche

Abbildung 33: Portmap Einlass bearbeitet



Quelle: Eigene Darstellung

verschraubt wird, wurde mittels einer CNC-Fräsmaschine aus Aluminium gefräst.<sup>43</sup> Auf die Grundplatte wird ein 90° gebogenes Aluminiumrohr mit einem Innendurchmesser von 28mm geschweisst. Wiederum an das andere Ende des Bogens wird ein aus Aluminium gedrehtes Verbindungsrohr für den Vergaser geschweisst. Das Verbindungsstück hat einen Innendurchmesser von 28mm und einen Aussendurchmesser, welcher für den Vergaseranschluss passend ist, von 35mm. Nebst dem, für den Ansaugstutzen passenden, 28mm Vergaser werden aber auch die 24mm und 26mm Ausführungen getestet. Deshalb werden zusätzlich, um Verwirbelungen zwischen Vergaser und Ansaugstutzen zu vermeiden, aus benzin- und hitzefestem Hartplastik konische Reduzierhülsen als Einsätze für das Verbindungsstück gedreht. Diese verjüngen sich jeweils, bei gleichbleibendem Aussendurchmesser, von 28mm auf 24mm, respektive 26mm.

Die Einlassfläche wurde schon im vorhergehenden Schritt mittels den zwei direkten Durchflusskanälen ins Gehäuse um 112mm<sup>2</sup> vergrössert. Der Einlasskanal hat in seiner unbearbeiteten Form eine Breite

und ein Ansaugstutzen verhindern bis zu diesem Zeitpunkt die Montage eines grösseren Vergasers.

Es muss von neu auf ein neuer Ansaugstutzen konstruiert werden, da der originale mit einem Durchmesser von 21mm viel zu klein ist. Die Grundplatte, welche später auf den Membranblock

Abbildung 34: 28 mm Ansaugstutzen mit montierter Reduzierhülse



Quelle: Eigene Aufnahme

<sup>43</sup> Vgl. Kap. 12.3

von 30mm Sehnenmass und eine Höhe von 14mm. Das ergibt zusammen mit den Durchflusskanälen eine Fläche von 532mm<sup>2</sup>. Da ein 28mm Vergaser aber eine Fläche von 616mm<sup>2</sup> hat, muss auch der Einlasskanal zusätzlich bearbeitet werden. Konkret wurde der Kanal um 1.5mm auf beide Seiten und 2mm Richtung UT gefräst, was nun wiederum mit den Durchflusskanälen eine ausreichende Einlassfläche von 640mm<sup>2</sup> generiert.

Bevor das Gemisch aber in die Kurbelkammer einströmen kann, muss es erst die Membranen passieren. Die originalen 4-Klapp-Membrane bieten hierfür aber eine zu kleine Fläche, weshalb sie durch doppelt so grossen Stage6 8-Klapp-Membrane ersetzt werden. Jene scheinen auch mit deutlich hochwertigerem Carbon produziert worden, womit einem allfälligen Bruch der Membrane entgegengewirkt werden kann.

Nebst den Veränderungen am Zylinder und an den Membranen, wird auch der Kolben in seinen Eigenschaften verändert. Da die Einlasszeit bei dem Italkit grundsätzlich durch die Membranen gesteuert wird, ist man mit Bearbeitungen am Kolben relativ frei. Es muss lediglich darauf geachtet werden, dass eine ausreichende Stabilität des Kolbens gewährleistet werden kann. Durch das in den Kolben eingefräste Rechteck, wird ein besserer, konstanter

Abbildung 35: Vertex Kolben bearbeitet



Quelle: Eigene Aufnahme

Durchfluss des Gemischs erhofft, welcher insbesondere in hohen Drehzahlen helfen soll. In hohen Drehzahlen deshalb, da die Frequenz zwischen Öffnen und Schliessen des Kolbens immer höher wird. Dementsprechend kleiner wird die Zeit, bei welcher die gesamte Einlassfläche geöffnet ist. Zusätzliche Vorteile sind Gewichtersparnisse zugunsten eines schneller bescheinigenden Kolbens und eine erhofft bessere Schmierung und Kühlung des oberen Pleuellagers.

## 9.6 Abstimmung

Baut man nun alle ausgewechselten oder bearbeiteten Teile wieder zusammen, wird man feststellen, dass der Motor noch längst nicht wunschgemäss läuft. Auch in diesem Projekt ist dies der Fall<sup>44</sup>, weshalb gewisse, variable Einzelteile auf fixe Komponenten des Motors abgestimmt werden müssen. Mit variablen Einzelteilen sind Vergasergrössen, Vergasereinstellungen und Auspuffe gemeint. Alles andere ist fix und wird ab einem gewissen Zeitpunkt nicht weiter angepasst oder bearbeitet.

Die Grundvoraussetzungen für jegliche Abstimmungen sind aber die Vergasereinstellungen. Sie beeinflussen nämlich das Verhältnis von angesaugtem Luft-Kraftstoffgemisch. Man spricht hierbei von einem «fetten» Gemisch, wenn der Kraftstoffanteil zu hoch ist oder von einem «mageren», wenn der Kraftstoffanteil zu gering ist. Letzteres macht sich durch helle Kerzenbilder bemerkbar, wo hingegen ein zu fettes Gemisch durch dunkle, verrusste Kerzenbilder erkennbar ist. Ist eines von beiden der Fall, kann nur bedingt oder sogar gar keine Verbrennung stattfinden, womit weitere Veränderungen vorerst nutzlos wären. Dementsprechend wichtig sind nach jeglichen Bearbeitungen Kontrollen über die Gemischzubereitung. Insbesondere gefährlich kann es bei einem zu mageren Gemisch werden, da der Zweitakter durch das, dem Kraftstoff beigemischten, Öl geschmiert wird. Wird also zu wenig Kraftstoff angesaugt, kann gleichzeitig auch keine ausreichende Schmierung gewährleistet werden.

Speziell wichtig sind jene Einstellungen bei einem Vergasertausch. In diesem Projekt werden insgesamt vier verschiedene Vergasergrössen getestet. Aus den im letzten Schritt verbauten, grösseren Vergaser wird sich natürlich auch ein Leistungszuwachs erhofft. Der Vergaserdurchmesser gibt nämlich vor, wieviel Luft maximal durchströmen kann. Hat man also einen grösseren Vergaser mit einem höheren Luftdurchsatz, kann in aller Regel auch eine grössere Hauptdüse verbaut werden, womit unter dem Strich mehr entzündbares Kraftstoff-Luft Gemisch angesogen werden kann.

Damit die Vorteile eines grösseren Vergasers auch ausgenutzt werden können, braucht es nicht zuletzt auch eine passende Auspuffanlage. Es wurden insgesamt vier verschiedene Anlagen ausgemessen und getestet. Ausgemessen wurde zum einen die Resonanzlänge<sup>45</sup> der montierten Auspuffanlagen und der Durchmesser an der dicksten Stelle. Letzteres soll als Vergleichswert repräsentativ für das Auspuffvolumen dienen, womit eine potenzielle Abhängigkeit jenes Volumens und der Höhe der Resonanzdrehzahl getestet werden kann.

---

<sup>44</sup> Vgl. Kap 12.2

<sup>45</sup> Distanz zwischen Auslassschlitz und Ende vom Gegenkonus

Tabelle 2: Vergleich Auspuffanlagen

Bild der Auspuffanlage	Name	Resonanzlänge	Max. Durchmesser
<p>Abbildung 36: Auspuff Simonini Carbon</p>  <p>Quelle: Eigene Aufnahme</p>	Simonini Carbon <sup>46</sup>	71 cm	9 cm
<p>Abbildung 37: Auspuff Tecnigas G-Box</p>  <p>Quelle: Eigene Aufnahme</p>	Tecnigas G-Box <sup>47</sup> (umgeschweisst)	71 cm	10 cm
<p>Abbildung 38: Auspuff RHR R500 V2</p>  <p>Quelle: Eigene Aufnahme</p>	RHR R500 V2 <sup>48</sup>	67.5 cm	9.5 cm
<p>Abbildung 39: Auspuff MVT S-Race</p>  <p>Quelle: Eigene Aufnahme</p>	MVT S-Race <sup>49</sup> (umgeschweisst)	64.5 cm	11 cm

Quelle: Eigene Darstellung

<sup>46</sup> Mofakult, Onlineshop, Auspuff Simonini Carbon Puch, 2020

<sup>47</sup> Gearparts24, 2022

<sup>48</sup> Scooterama, 2022

<sup>49</sup> Racing-Planet, 2022

## 10 Ergebnisse

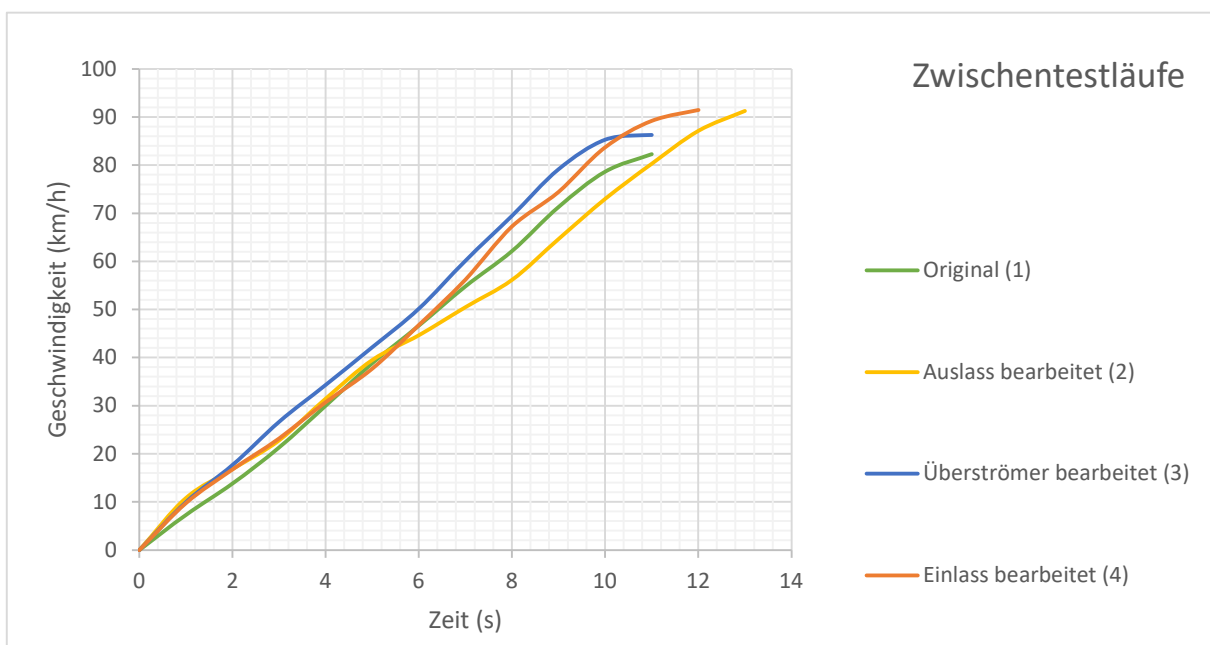
### 10.1 Diskussion Zwischentestläufe

Gemäss den in Kapitel 9.1 genannten Vorgaben, wurden nach jedem Bearbeitungsschritt Zwischentestläufe absolviert, welche zu vier verschiedenen Messresultaten führten.

Vergleicht man den ersten mit dem zweiten Testlauf, stellt man fest, dass die Höchstgeschwindigkeit zugenommen hat. Dies aber zulasten einer schlechteren Beschleunigung besonders in mittleren Drehzahlen. Dieses Leistungsloch in mittleren Drehzahlen spürte man während dem Fahren eindeutig. Die Erklärung für die beobachteten Veränderungen der Fahrdynamik liefert die Bearbeitung des Auslasskanals. Konkret dafür verantwortlich ist der höhere Öffnungswinkel. Mit dessen Vergrösserung wird die Resonanzdrehzahl, laut der in Kapitel 7.2 behandelten Auslassformel, erhöht. Entsprechend kann mit einer höheren Frequenz an Explosionen, respektive Kolbenhöhe auch eine höhere Leistung aus dem Motor geschöpft werden, was die stark erhöhte Geschwindigkeit erklärt. Die logische Konsequenz daraus ist, dass die Beschleunigung infolge der Spitzenleistung bei höheren Drehzahlen sinkt.

Die grössten Unterschiede zwischen zwei Testläufen können bei dem Vergleich des Zweiten mit dem Dritten beobachtet werden. Während beim zweiten Testlauf im Schnitt Maximalgeschwindigkeiten von 91.3 km/h gemessen werden, ist der neue Durchschnitt bei einem Maximum von 86.3 km/h. Dafür beschleunigt der Motor mit der neuen Bearbeitung von 0-80 km/h in etwa zwei Sekunden schneller als jener ohne das angepasste Überströmsystem. Zurückzuführen sind jene Beobachtungen auf die Vergrösserung des Kurbelgehäuses. Im Grunde wurde nämlich genau das durch das Fräsen der Durchflusskanäle und sonstigen Anpassarbeiten erreicht. Ein grösseres Kurbelkammervolumen sinkt laut der Einlassformel die Resonanzdrehzahl, wodurch die Leistung in tieferen Drehzahlen wieder zunimmt. Dies konnte in Form eines kontinuierlich, ohne Leistungslöcher beschleunigenden, Motors während den Testfahrten auch als Fahrer so wahrgenommen werden.

Abbildung 40: Resultat Testläufe



Quelle: Eigene Darstellung

Zu guter Letzt fällt bei einem Vergleich des dritten mit dem vierten Testlauf wieder eine Zunahme der Höchstgeschwindigkeit und eine Abnahme der Beschleunigung auf. Auch hier wird wiederum die Einlassformel als Erklärung für die hohen, durchschnittlichen Höchstgeschwindigkeiten von 91.5 km/h verwendet. Es wurde nämlich die Einlassfläche vergrößert, was direkt mit der Umsetzung eines grösseren Ansaugstutzen mit entsprechend grösserer Ansaugquerschnittsfläche zusammenhängt. Deswegen steigt die Resonanzdrehzahl, was, wie schon beim Vergleich des ersten mit dem zweiten Testlauf beobachtet werden konnte, der Beschleunigung in tiefen bis mittleren Drehzahlen zu Schaden kommt.



## 10.2 Diskussion Prüfstandsläufe

Auf dem Leistungsprüfstand in Derendingen wurde der fertig bearbeitete Motor auf seine Leistung getestet. Alle vier Vergaser wurden schon vorher so abgestimmt, dass sie auf dem Prüfstand selbst direkt getestet werden können. Dies hat auch soweit gut funktioniert, mit Ausnahme des 26mm Vergasers, welcher etwas zu mager gelaufen ist.

Bei gleichbleibendem Restsetup konnten zwischen den 24mm, 26mm und 28mm Vergasern zwar erwartungsgemäss verschieden hohe Resonanzdrehzahlen, jedoch keine signifikanten Leistungszunahmen oder Leistungsabnahmen festgestellt werden. Erst mit dem kleinsten, 21mm Vergaser ist die Leistung von durchschnittlichen 16.3 PS vorher auf 15.7 PS gesunken<sup>50</sup>.

Dass es keine Leistungszunahme zwischen den 24 – 28 mm Vergasern gibt, muss darauf zurückzuführen sein, dass mindestens eine Komponente im Motor verhindert, dass mehr Gemisch einströmen, respektive verarbeitet werden kann. Ein Grund für das Problem könnte sein, dass die Membrane einen zu kleinen Durchfluss von Frischgas gewährleisten. Mit den montierten 8-Klappen-Membranen wurde dem zwar schon versucht entgegenzuwirken. Resultate einer Vergleichsmessung mit den kleineren 4-Klappen-Membrane hätten Auskunft geben können. Trotzdem wurde entschieden, keine Messung damit zu machen, da die Stabilität jener Membrane als zu schwach gelten und somit ein Bruch der Membrane, gefolgt von Beschädigungen am Zylinder und Kolben, verhindert werden konnte. Gründe wie zu kleine Überströmkanäle oder zu kleine Einlassfläche können wiederum ausgeschlossen werden, da sie selbst für den grössten Vergaser passend ausgemessen und angepasst wurden. Eine letzte Vermutung beruht auf der Grösse des Kurbelgehäuses. Obwohl die Einlassformel zwar angibt, dass hohe Drehzahlen durch ein kleines Kurbelgehäuse erreicht werden können, scheint das Kurbelgehäuse zu klein. Die Funktion des Kurbelgehäuses ist im Grunde nichts anderes als das Frischgas temporär zu speichern, bevor es über die Spülkanäle in den Brennraum gelangt. Es könnte also durchaus sein, dass das auf ein 50ccm Hubraum konzipierte Kurbelgehäuse ein zu kleines Speichervermögen besitzt, um das gesamte Frischgas der grösseren Vergaser zwischenzuspeichern.

Auch bei den Testläufen im vorhergehenden Kapitel hat schon eine leichte Vergrösserung des Kurbelgehäuses Vorteile mit sich gebracht. Infolgedessen wäre, falls weiter am Einlasssystem optimiert werden wollte, eine Vergrösserung des Kurbelkammervolumens ein nächster Schritt. Was in der Theorie einfach klingt, wäre aber in der Realität mit viel Aufwand verbunden. Es müsste entweder das Kurbelgehäuse geringfügig aufgeschweisst und anschliessend ausgespindelt werden oder es könnte auch eine neue Kurbelwelle mit längerem Pleuel hergestellt werden und mit einer entsprechenden Hubplatte<sup>51</sup> montiert werden.

---

<sup>50</sup> Vgl. Kap. 12.4

<sup>51</sup> Zwischen Zylinder und Gehäuse montierte Platte, die den Zylinder höhersetzt.



Nebst den Vergasern wurden auch die vier Auspuffe getestet. Es konnte der Theorie entsprechend festgestellt werden, dass die Resonanzdrehzahl mit steigender Länge des Auspuffes tatsächlich sinkt. Der MVT-Auspuff hatte dementsprechend die Höchstleistung in Drehzahlen von 12'400 U/min, während beispielsweise der kürzere RHR-Auspuff bei etwa 11'200 U/min seine Höchstleistungen abgeworfen hatte. Aufgrund der hohen Drehzahlen hat der MVT-Auspuff auch tatsächlich die grösste Leistung aller Messungen von 16.8 PS gebracht. Zusätzlich wurde getestet, und tatsächlich auch belegt, dass das Auspuffvolumen, respektive der Durchmesser des Auspuffs an der dicksten Stelle, in Abhängigkeit mit der Höhe der Resonanzdrehzahl steht. Dies konnte mittels eines Vergleichs des Tecnigas und Simonini Auspuffs getestet werden, da beide die gleiche Resonanzlänge aber verschiedene Durchmesser haben. Beide Auspuffe wurden mit dem 21mm Vergaser verglichen, wobei der Simonini die Höchstleistung bei 7'800 U/min und der Tecnigas bei 8'700 U/min abgeworfen hatte.<sup>52</sup>

Abbildung 41: Mofa auf dem Prüfstand



Quelle: Eigene Aufnahme

---

<sup>52</sup> Vgl. Kap. 12.4

## 10.3 Reflexion

16.8 PS war die gemessene Höchstleistung des Projektmotors. Eine Zahl die es richtig zu verstehen wert ist.

Wie hoch die Leistung anfangs genau war, lässt sich nur schätzen. Aufgrund des unterschiedlichen Test-Setups zwischen den Messungen auf der Rolle und den Zwischentestläufen auf Asphalt, lassen sich die Messdaten nicht eins zu eins miteinander vergleichen. Um aber trotzdem einen Anhaltspunkt der originalen Leistung zu haben, wird auf die Daten des Händlers Mofakult AG zurückgegriffen. Sie geben an, dass mit dem Zylinder bis zu 10 PS erreicht werden können<sup>53</sup>, wobei sie selbst in einem Video auf deren Youtube Account lediglich 8.6 PS einfahren konnten<sup>54</sup>. Demzufolge wird angenommen, dass sich die ursprüngliche Leistung des Motors auch etwa in diesem Rahmen bewegt haben wird, was einer Leistungszunahme durch die Bearbeitungen von rund 75-100% entspricht.

Mit einem Hubraum von  $76.3 \text{ cm}^3$  hat der Motor eine ungefähre Literleistung<sup>55</sup> von 220 PS. Das ist, um es mit etwas Bekannterem zu vergleichen, mehr als die Literleistung des Supersportwagens Bugatti Chiron<sup>56</sup>. Dabei ist zusätzlich bemerkenswert, dass die Leistung des Mofas auf dem Hinterrad gemessen wurde. Konkret wird die effektive Leistung des Motors nach Abzügen jeglicher Widerstände von beispielsweise Kugellagern, dem Getriebe oder den Reifen also noch höher sein.

Viele Unterschiede der Fahrdynamik nach Veränderungen am Motor konnten durch die behandelte Theorie erklärt werden. Dabei boten die Ein- und Auslassformel gute Unterstützung, wobei auch die Grenzen der Aussagekraft jener Formeln erlebt wurden. Es wurde aber auch gezeigt, dass durch diese simplifizierten Abhängigkeiten weniger Faktoren nicht alle potenziell auftretenden Veränderungen erklärt werden können. Formeln können sogar in Anbetracht der aufgestellten Vermutungen über das zu kleine Kurbelgehäuse des vorhergehenden Kapitel widersprüchlich sein.

Es konnte viel aus dem Projekt gelernt werden. Aufgrund des sehr zufriedenstellenden Ergebnisses hat sich der grosse Bearbeitungsaufwand gelohnt und es hat letztlich Spass gemacht, die physikalischen Abhängigkeiten betreffend der Leistungssteigerung eines Zweitaktmotors besser zu verstehen.

---

<sup>53</sup> Vgl. Mofakult, Onlineshop, Gilardoni / Italkit 47 mm Rennsatz ohne Zylinderkopf, 2020

<sup>54</sup> Vgl. Mofakult, Youtube, LEISTUNGSPRÜFSTAND MIT TUNING MOFAS | Power ohne Ende!?, 2021

<sup>55</sup> Leistung eines Motors pro Liter Hubraum

<sup>56</sup> Vgl. Wittich & Bernd Conard, 2020

## 11 Literaturverzeichnis

- AMCN. (8. April 2018). *How stuff works – Ring-a-ding ding! | Gassit Garage | How To*. Abgerufen am 26. Oktober 2022 von <https://amcn.com.au/editorial/how-stuff-works-ring-a-ding-ding/>
- Audi, A. (2022). *DKW im Motorsport*. Abgerufen am 26. Oktober 2022 von <https://www.audi.com/de/company/audi-sport/racing-history/DKW.html>
- Blair, G. P. (1996). *Design and Simulation of Two-Stroke Engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Bock, S., & Günter, M. (1968). *Die Dieselmachine im Land- und Schiffsbetrieb*. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- Bönsch, H. W. (1986). *Der schnelllaufende Zweitaktmotor*. Stuttgart: Motorbuch Verlag Stuttgart.
- Fried, M. (2015). *Formel Einlass Berechnung*. Abgerufen am 24. Oktober 2022 von [http://www.zweitaktertuning.de/cgi-bin/2tloader.pl?reqsite=Formel\\_Einlass](http://www.zweitaktertuning.de/cgi-bin/2tloader.pl?reqsite=Formel_Einlass)
- Gearparts24. (2022). *Auspuffanlage Tecnigas G-Box*. Abgerufen am 25. November 2022 von [https://www.gearparts24.de/auspuffanlage-tecnigas-g-box-a7.html?gclid=Cj0KCQiAg\\_KbBhDLARIsANx7wAw7ZJ2QvFV1bLZuJIHXNRFHmU5qpUqjBbHL23kgoFZpwAxNif6zsAkaAq8rEALw\\_wcB](https://www.gearparts24.de/auspuffanlage-tecnigas-g-box-a7.html?gclid=Cj0KCQiAg_KbBhDLARIsANx7wAw7ZJ2QvFV1bLZuJIHXNRFHmU5qpUqjBbHL23kgoFZpwAxNif6zsAkaAq8rEALw_wcB)
- Germanscooterforum. (13. Juni 2011). *Auslass*. Abgerufen am 27. November 2022 von <https://wiki.germanscooterforum.de/index.php/Auslass>
- Jennings, G. (1973). *Two-Stroke Tuner's Handbook*. HP Trade.
- Kilchenmann, W. (13. April 1961). *Sulzer-Zweitakt-Dieselmotoren grosser Leistung*. (S. Bauzeitung, Hrsg.) 79. Abgerufen am 1. November 2022 von <https://www.e-periodica.ch/cntmng?pid=sbz-002:1961:79::210>
- Krolle, H. (15. Dezember 2020). *Wirtschaftswoche*. Abgerufen am 27. November 2022 von <https://www.wiwo.de/unternehmen/auto/otto-motor-die-chronik-ueber-die-groesste-luege-der-mobilitaetsgeschichte/26695560.html#:~:text=1864%20gr%C3%BCndete%20er%20mit%20dem,heutigen%20>
- Kumar, V. (9. Juli 2013). *Marineshelf*. Abgerufen am 20. November 2022 von <http://marineshelf.blogspot.com/2013/07/uniflow-scamenging.html>
- Lehrerfreund. (2013). *Der Zweitaktmotor*. Abgerufen am 27. November 2022 von <https://www.lehrerfreund.de/technik/1s/ottomotor-2-zweitaktmotor/3871>
- Mofakult. (2020). *Onlineshop, Auspuff Simonini Carbon Puch*. Abgerufen am 25. November 2022 von <https://www.mofakult.ch/auspuff-simonini-carbon-puch>

- Mofakult. (2020). *Onlineshop, Gilardoni / Italkit 47 mm Rennsatz ohne Zylinderkopf*. Abgerufen am 25. November 2022 von <https://www.mofakult.ch/gilardoni-italkit-47-mm-rennsatz-ohne-zylinderkopf>
- Mofakult. (23. April 2021). *Youtube, LEISTUNGSPRÜFSTAND MIT TUNING MOFAS | Power ohne Ende!?* Abgerufen am 1. November 2022 von <https://www.youtube.com/watch?v=3zMCiisaRfQ>
- Paschotta, D. R. (18. April 2020). *RP-Energie-Lexikon, Klopffestigkeit*. Abgerufen am 14. November 2022 von <https://www.energie-lexikon.info/klopffestigkeit.html>
- Paschotta, D. R. (22. Oktober 2020). *RP-Energie-Lexikon, Zweitaktmotor*. Abgerufen am 20. November 2022 von <https://www.energie-lexikon.info/zweitaktmotor.html>
- Racing-Planet. (2022). *Auspuff MVT S-Race 70-90ccm für Minarelli AM6*. Abgerufen am 25. November 2022 von [https://www.racing-planet.ch/auspuff-mvt-race-70-90ccm-fuer-minarelli-am6-p-489141-1.html?utm\\_source=google&utm\\_medium=google\\_merchant\\_ch&utm\\_campaign=google\\_shopping\\_ch&gclid=Cj0KCQiAg\\_KbBhDLARIsANx7wAz8iwIAB3W-12odPW\\_K6TMjGc1NAzaxKn\\_T60pz52DQWiF2keMG7qQ](https://www.racing-planet.ch/auspuff-mvt-race-70-90ccm-fuer-minarelli-am6-p-489141-1.html?utm_source=google&utm_medium=google_merchant_ch&utm_campaign=google_shopping_ch&gclid=Cj0KCQiAg_KbBhDLARIsANx7wAz8iwIAB3W-12odPW_K6TMjGc1NAzaxKn_T60pz52DQWiF2keMG7qQ)
- Rieck, C. (1996). *Zweitakt-Motoren Tuning*. Eschborn: Christian Rieck Verlag.
- Scooterama. (2022). *Rennauspuff RHR R500 V2 75ccm Puch*. Abgerufen am 25. November 2022 von [https://www.scoovertuning.ch/Rennauspuff-RHR-R500-V2-75cc-Puch::28286.html?gclid=Cj0KCQiAg\\_KbBhDLARIsANx7wAx9-Kg-dF2wYb840jmHUgPBjuM0kZ5GXl1RtdhPkip8tYjKHG7zqCkaAr6JEALw\\_wcB](https://www.scoovertuning.ch/Rennauspuff-RHR-R500-V2-75cc-Puch::28286.html?gclid=Cj0KCQiAg_KbBhDLARIsANx7wAx9-Kg-dF2wYb840jmHUgPBjuM0kZ5GXl1RtdhPkip8tYjKHG7zqCkaAr6JEALw_wcB)
- Scooter-Prosports. (2022). *Vergaser einstellen – Vergaser abstimmen*. Abgerufen am 22. November 2022 von <https://www.scooter-prosports.com/cms,vergaser-einstellen-abstimmen>
- Sedlak, M. (25. November 2019). *Sedl*. Abgerufen am 14. 10 2022 von <https://sedl.at/Coanda-Effekt>
- Studyflix. (2022). *Dieselmotor*. Abgerufen am 22. November 2022 von <https://studyflix.de/ingenieurwissenschaften/dieselmotor-2302>
- Wespenblech, R. (22. Januar 2017). *Berechnung: Sehnenmaß am Auslass (Zweitaktzylinder)*. Abgerufen am 14. November 2022 von <http://wespenblech.square7.ch/archiv/wissen-tuning-vespa-auslass-breite-mass/>
- Wikipedia. (20. Januar 2022). *Adolf Schnürle*. Abgerufen am 24. Oktober 2022 von [https://de.wikipedia.org/wiki/Adolf\\_Schn%C3%BCrle](https://de.wikipedia.org/wiki/Adolf_Schn%C3%BCrle)
- Wikipedia. (21. November 2022). *Dugald Clerk*. Abgerufen am 27. November 2022 von [https://en.wikipedia.org/wiki/Dugald\\_Clerk](https://en.wikipedia.org/wiki/Dugald_Clerk)

Wikipedia. (20. Januar 2022). *Umkehrspülung*. Abgerufen am 3. November 2022 von <https://de.wikipedia.org/wiki/Umkehrsp%C3%BClung>

Wikipedia. (24. Oktober 2022). *Zweitaktmotor*. Abgerufen am 2. November 2022 von <https://de.wikipedia.org/wiki/Zweitaktmotor>

Wittich, H., & Bernd Conard. (13. Juli 2020). *Die Technik des Bugatti Chiron*. Abgerufen am 25. November 2022 von <https://www.auto-motor-und-sport.de/neuheiten/bugatti-chiron-und-bugatti-chiron-sport-vorstellung-bilder-daten-preise/>

## 12 Anhang

### 12.1 Anhang 1: Download Rechner Bogen-/ Sehnenmass

Das folgende Programm, womit jegliche Berechnungen von Sehnen- und Bogenmass nachgerechnet werden können, wurde von David Bitterli in Python geschrieben und kann über folgenden Link oder QR-Code via Github heruntergeladen werden:

[https://github.com/dbitterli/Rechner\\_Sehnemass\\_Bogenmass](https://github.com/dbitterli/Rechner_Sehnemass_Bogenmass)

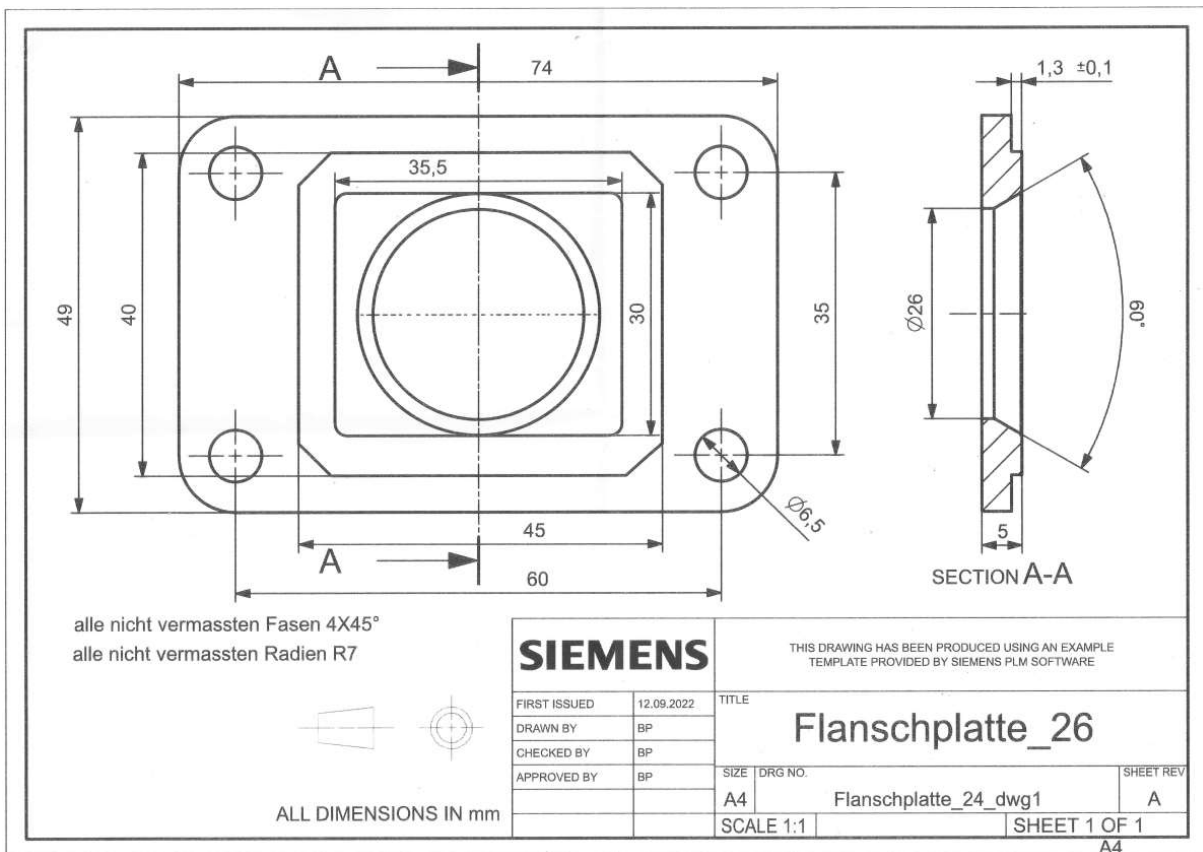
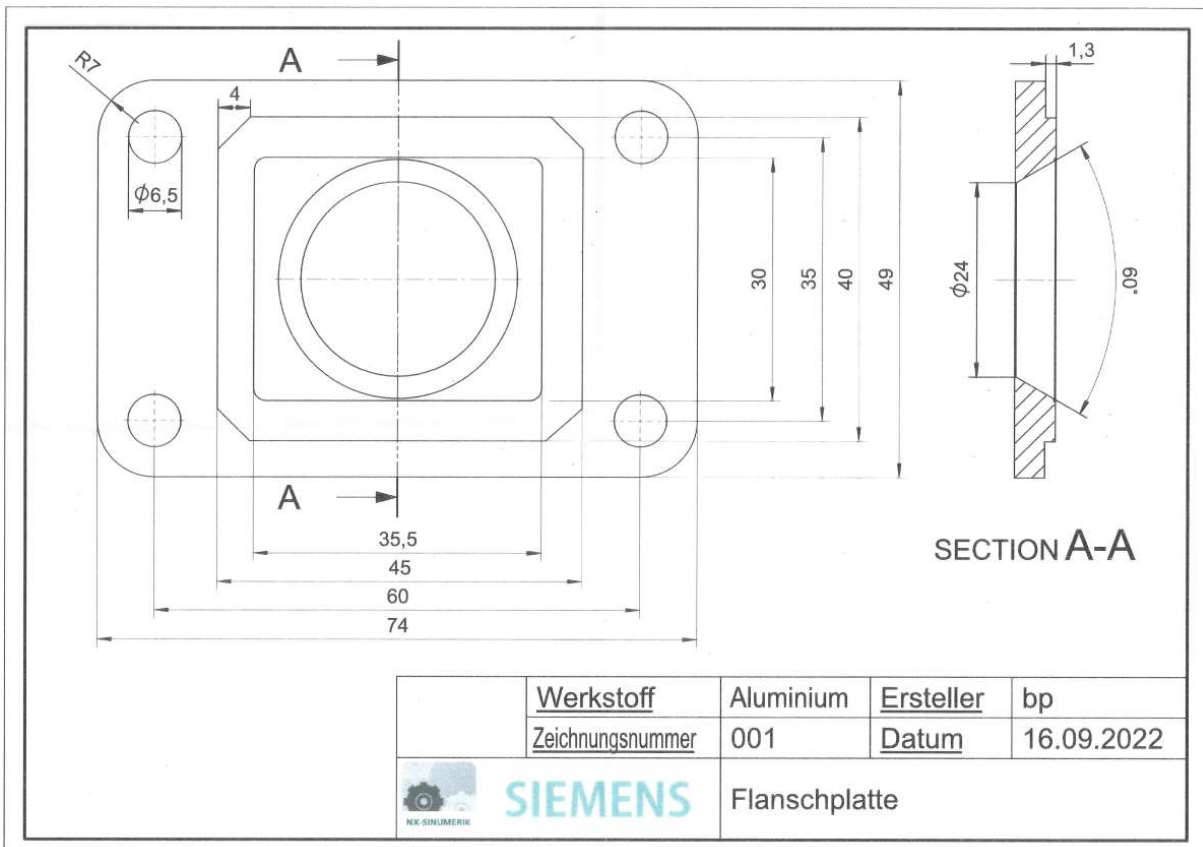


## 12.2 Anhang 2: Dokumentation Abstimmung

Setup:	MVT Zündung (gemessener Zündzeitpunkt bei 1.6-1.7mm vor OT),
	Tecnigas Auspuff, 8-Klappen-Membrane, Nadelclip in Raste mittlerer, 3. Raste
	Nadelclip hat 5 Rasten -> 1. ist oben, 5. ganz unten
24mm Vergaser:	
Veränderung	Resultat
128 Düse	Motor riegelt ab, zu fett
125 Düse	Motor riegelt ab, zu fett
122 Düse	Motor riegelt noch leicht ab, eher zu fett, Kerzenbild nicht identifizierbar
115 Düse	Motor dreht aus, zu dunkles Kerzenbild, Leistungsloch in mittleren Drehzahlen
112 Düse	Kerzenbild gleich, Leistung besser
110 Düse	rehbraunes Kerzenbild passt, Leistungsloch in mittleren Drehzahlen immernoch spürbar
108 Düse	Zylinder wird zu heiss, wieder zurück zu 110 Düse
26mm Vergaser:	
Veränderung	Resultat
125 Düse	Kerzenbild zu dunkel, Motor dreht aus, Leistungsloch mittlere Drehzahlen
120 Düse	Leistung besser, trotzdem noch zu dunkles Kerzenbild
MVT-Auspuff	keine Leistung in unteren/mittleren Drehzahlen, wieder Tecnigas Auspuff
118 Düse	noch immer etwas zu dunkles Kerzenbild
Nadelclip 5. Raste	viel zu fett, Motor riegelt ab
Nadelclip 1. Raste	Leistungsloch in mittlerern Drehzahlen kleiner
Nadelclip 2. Raste	Leistungsloch in mittlerern Drehzahlen wieder etwas grösser -> zurück 1. Raste
115 Düse	Leistung sehr gut, Kerzenbild optimal, Zylinder wird recht heiss
28mm Vergaser:	
Veränderung	Resultat
128 Düse	dunkles Kerzenbild, Motor riegelt ab
125 Düse	dunkles Kerzenbild, Motor riegelt ab
120 Düse	dunkles Kerzenbild, Motor riegelt ab
Nadelclip 1. Raste	zu helles Kerzenbild, wieder anfangen bei 128 Düse
128 Düse	dunkles Kerzenbild, Motor dreht aus
125 Düse	leicht zu dunkles Kerzenbild, gute Leistung
122 Düse	rehbraunes Kerzenbild passt, gute Leistung, nicht mehr magerer, da Zylinder heiss



12.3 Anhang 3: Technische Zeichnung Flanschplatte



## 12.4 Anhang 4: Prüfstandläufe



SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

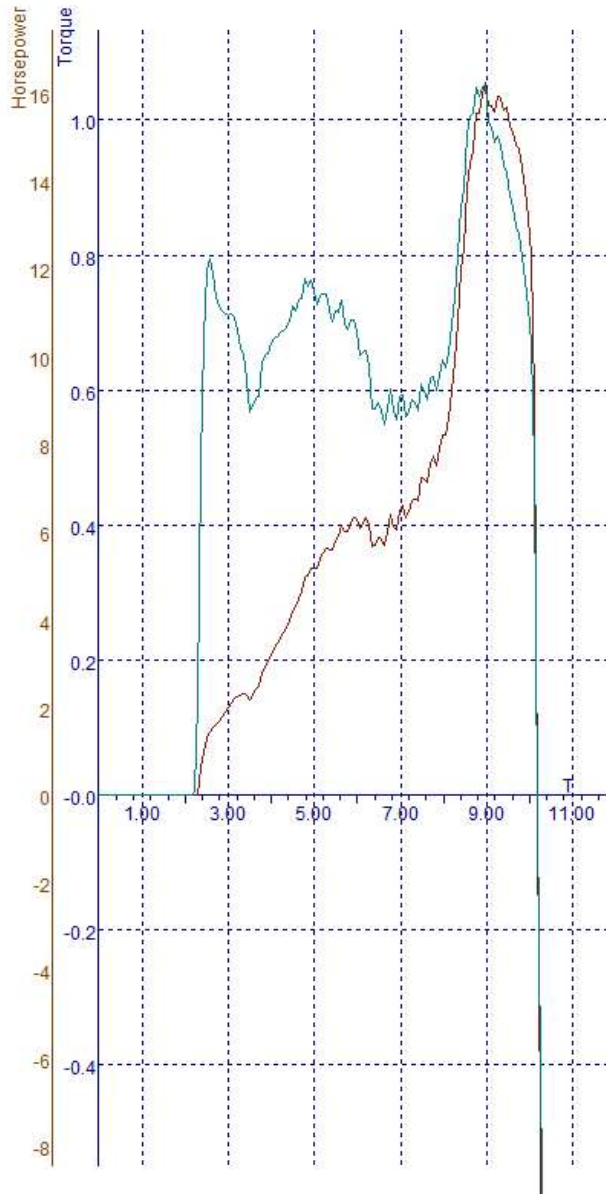
Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI	16.3 (33.8) / 9.44	1.06 (2.15) / 9.44	89.9	12.3	90.5	971.8	05.11.2022 10:09:35

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI

**Comments**

Eingangsmessung, Tecnigas Auspuff 26mm Vergaser, 115 Düse #1



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

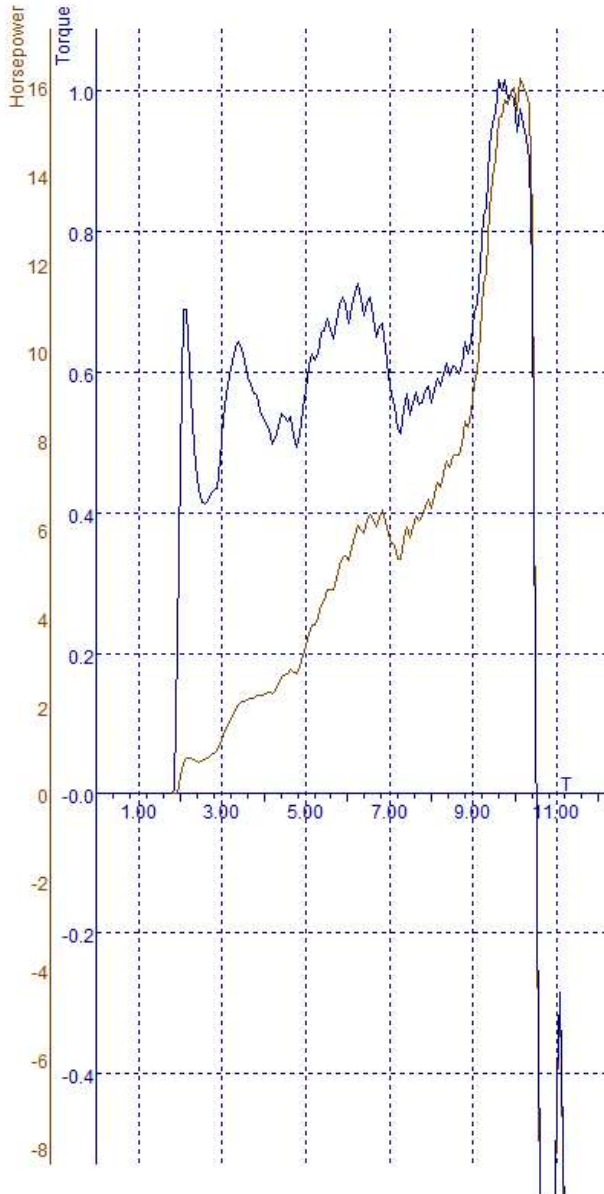
Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI001	16.2 (27.3) / 10.62	1.02 (2.00) / 10.26	85.0	12.3	90.6	971.8	05.11.2022 10:10:24

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI001

Comments

Eingangsmessung, Tecnicas Auspuff 26mm Vergaser, 115 Düse #2



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



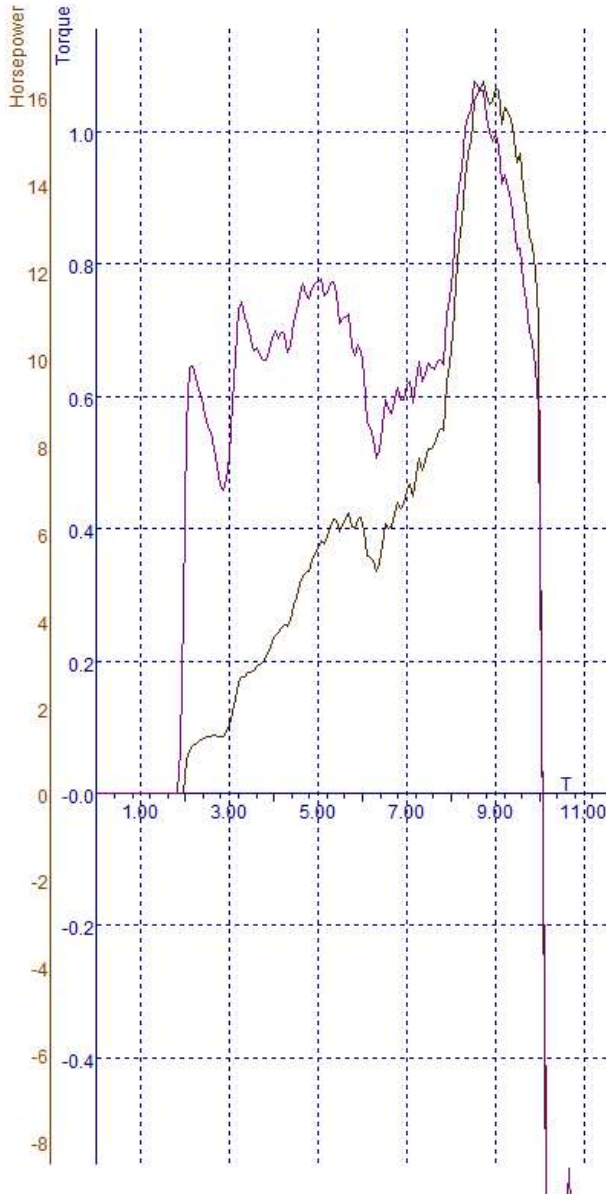
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI002	16.4 (29.2) / 9.54	1.08 (1.82) / 9.04	91.3	13.4	82.1	971.7	05.11.2022 10:29:54

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI002

Comments  
 26mm Vergaser, 118 Düse #1



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M





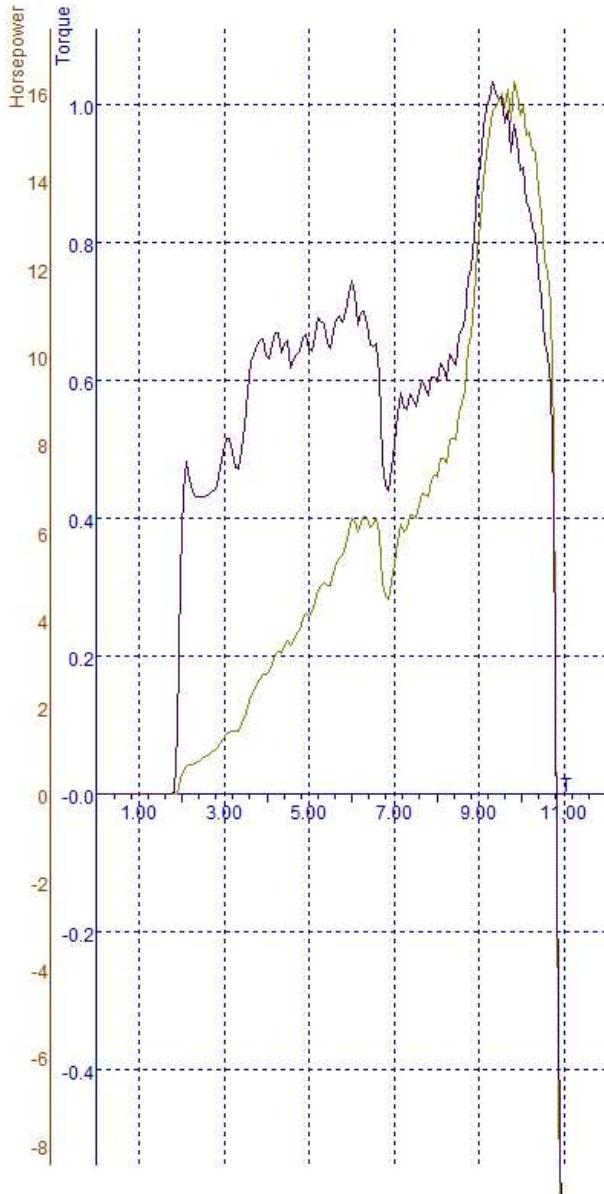
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI003	14.37 (10.98) / 10.94	1.04 (1.91) / 9.82	92.3	0.0	0	0.0	05.11.2022 10:30:19

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI003

Comments  
 26mm Vergaser, 118 Düse #2



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



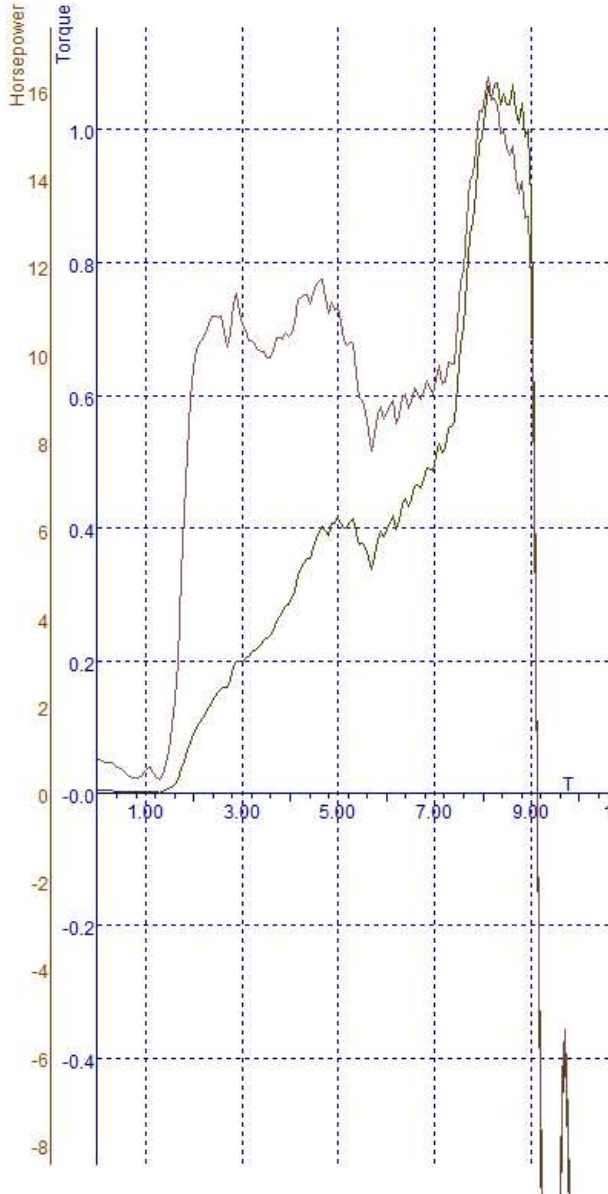
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI004	16.3 (30.2) / 8.78	1.08 (1.94) / 8.58	86.0	13.9	82.5	971.8	05.11.2022 10:41:23

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI004

Comments  
 24mm Vergaser #1



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



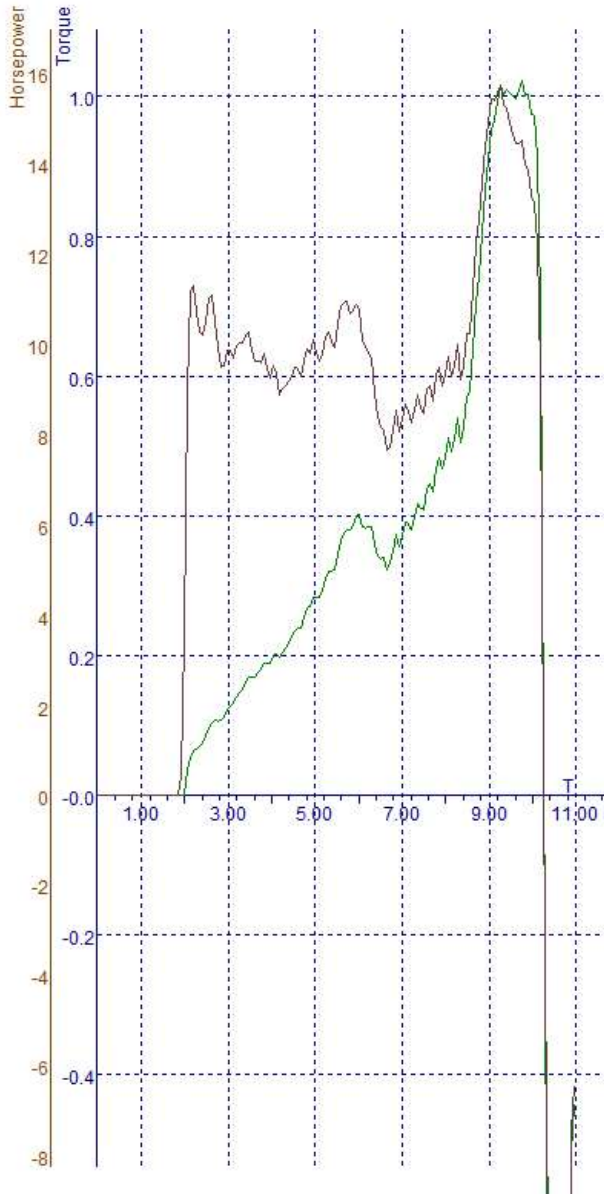
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI005	15.9 (31.9) / 10.22	1.03 (1.52) / 9.72	87.9	0.0	0	0.0	05.11.2022 10:41:52

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI005

Comments  
 24mm Vergaser #2



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M





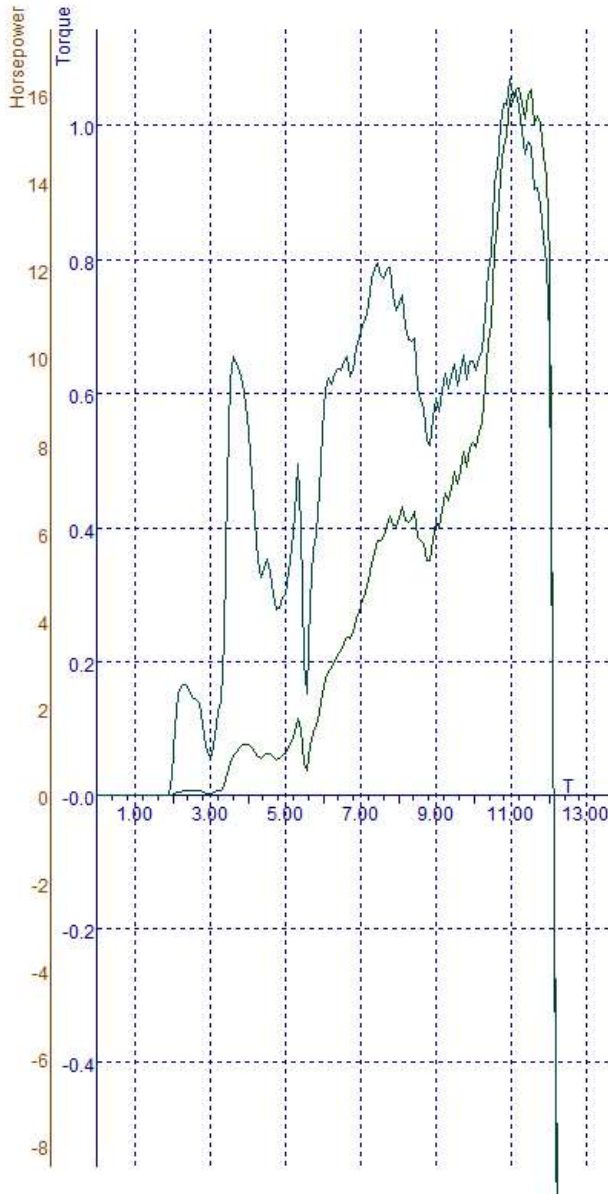
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI007	16.3 (24.7) / 11.96	1.07 (1.57) / 11.44	87.2	14.8	77.6	971.9	05.11.2022 1 1:09:55

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI007

Comments  
 28mm Vergaser #1



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



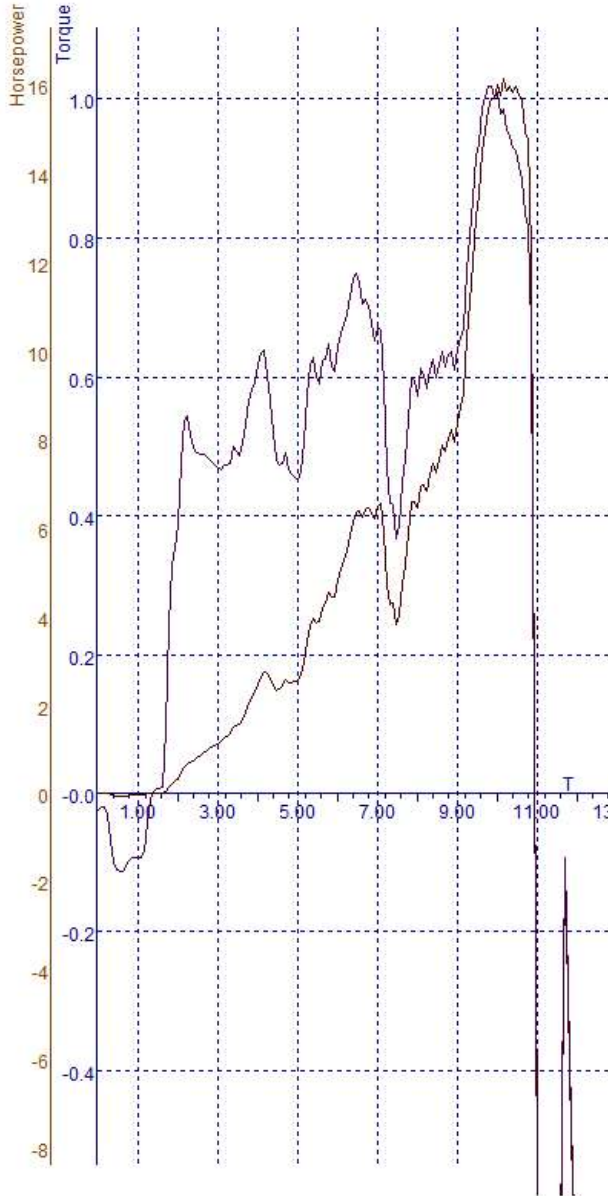
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI008	16.2 (24.9) / 10.68	1.03 (1.66) / 10.32	88.2	14.8	77.6	971.9	05.11.2022 1 1:10:29

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI008

Comments  
 28mm Vergaser #2



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

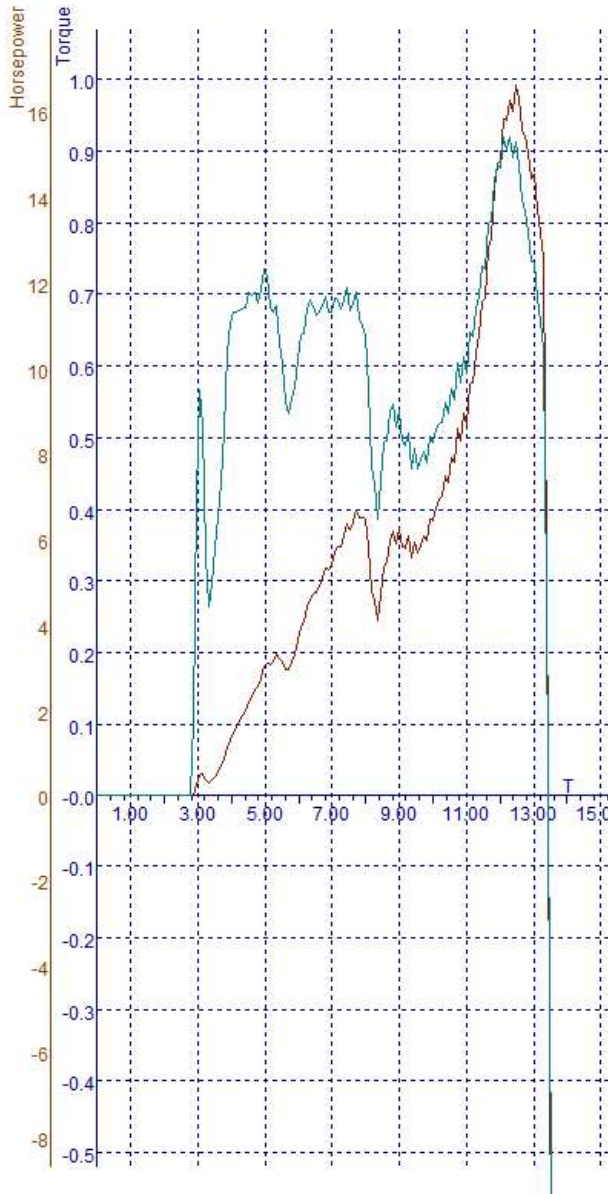
LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI009	16.8 (36.4) / 12.94	0.92 (2.00) / 12.62	98.9	15.2	77.8	972.0	05.11.2022 1 1:34:13



DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI009

Comments  
 28mm Vergaser, MVT Auspuff #1

T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M





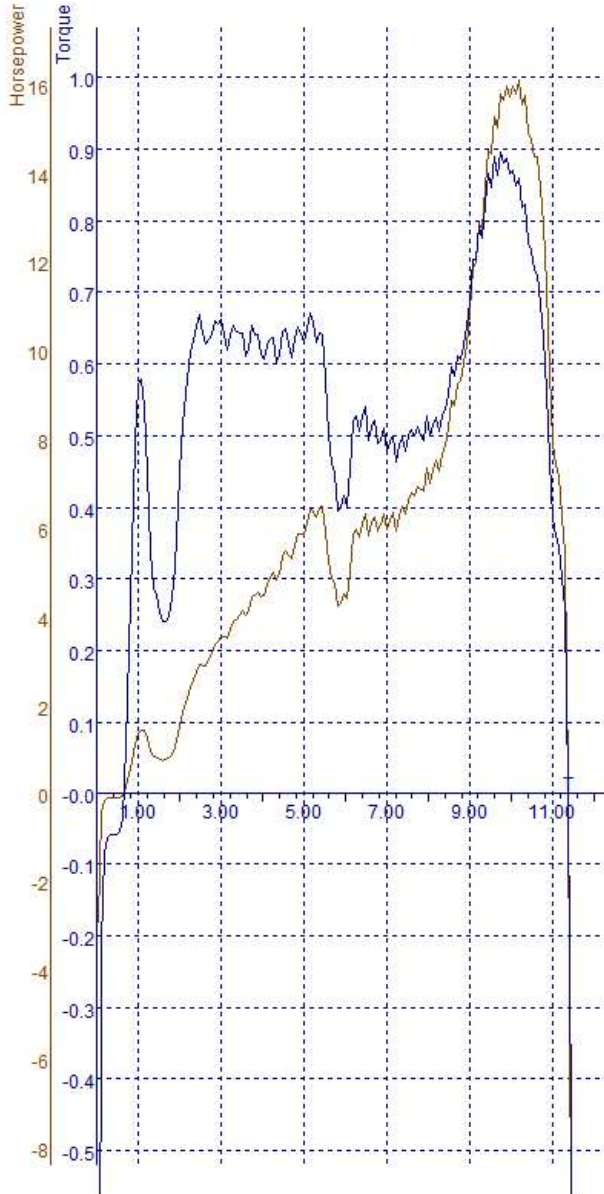
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI010	16.2 (35.6) / 10.66	0.90 (1.84) / 10.24	101.4	0.0	0	0.0	05.11.2022 1 1:34:46

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI010

Comments  
 28mm Vergaser, MVT Auspuff #2



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



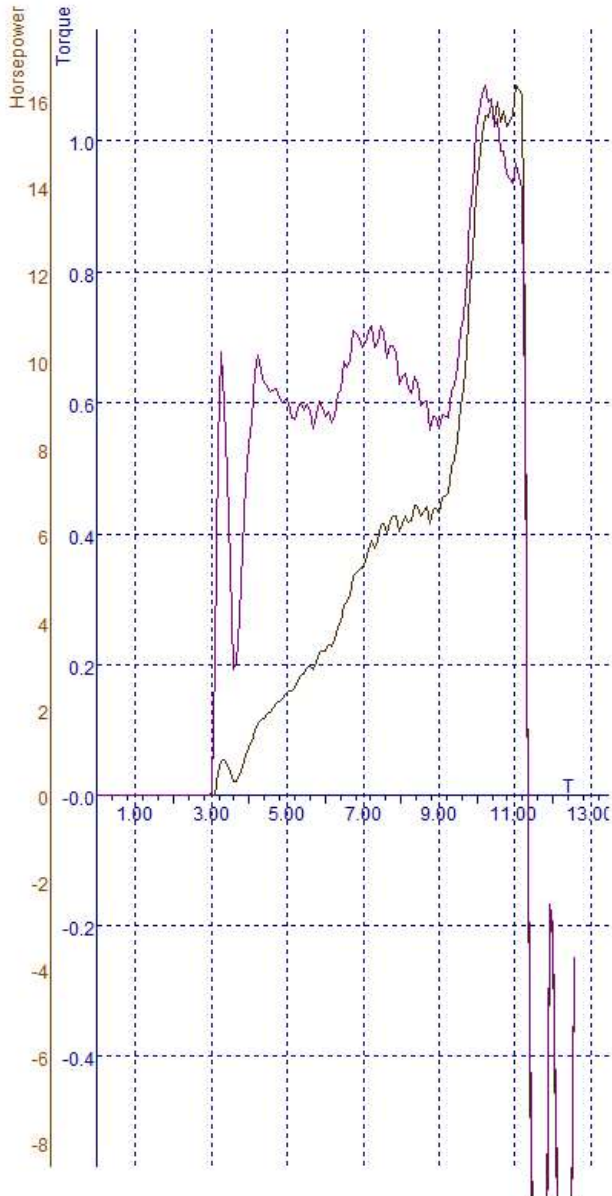
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI011	16.5 (30.9) / 11.54	1.09 (1.18) / 10.66	85.7	15.9	75.9	971.9	05.11.2022 1 1:51:24

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI011

Comments  
 28mm Vergaser, RHR Auspuff #1



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



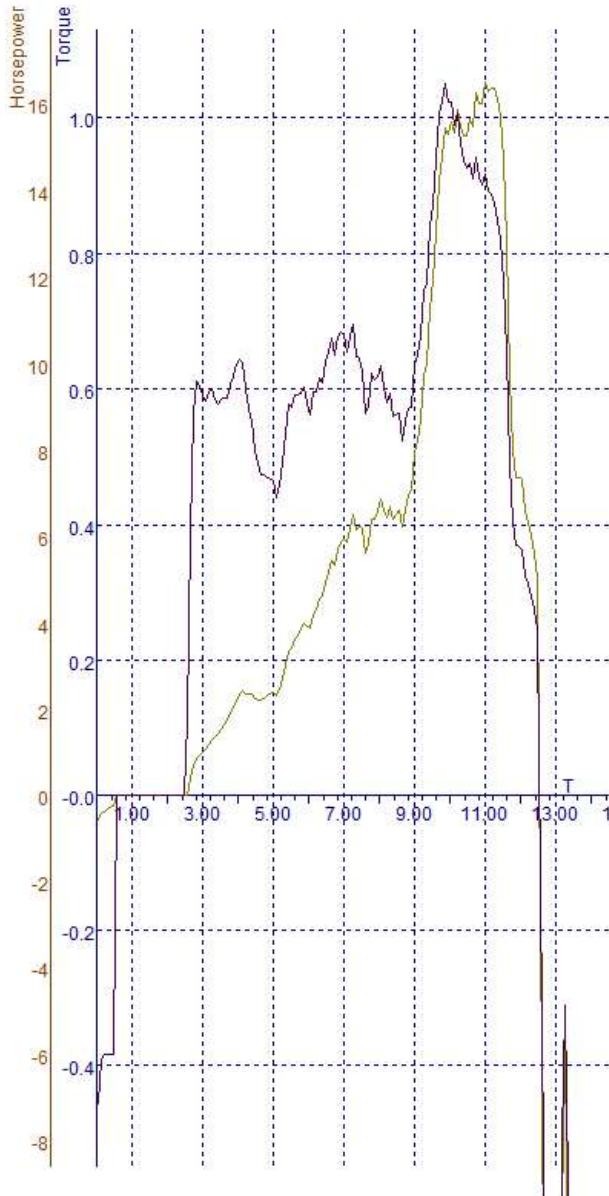
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI012	16.2 (11.0) / 11.0	1.06 (1.97) / 10.32	99.1	15.9	75.6	971.9	05.11.2022 11:52:00

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI012

Comments  
 28mm Vergaser, RHR Auspuff #2



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M





SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

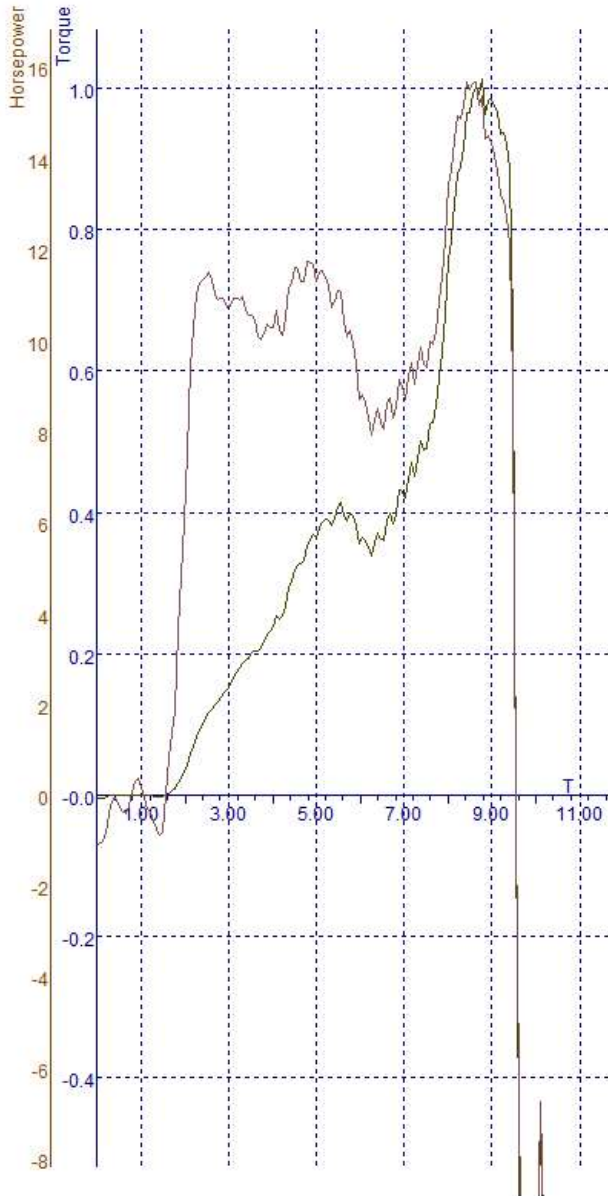
Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI013	15.7 (31.2) / 9.26	1.01 (1.98) / 9.10	85.8	16.9	71	971.9	05.11.2022 12:34:35

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI013

Comments

21mm Vergaser, Tecnigas Auspuff #1



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M





SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

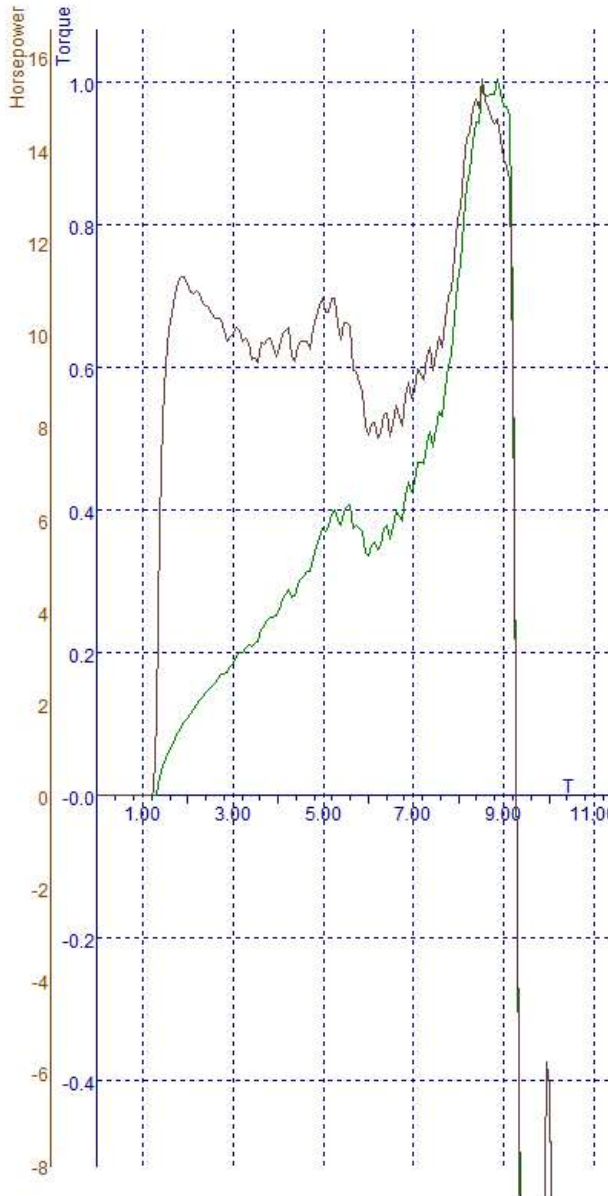
Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI014	15.5 (34.3) / 9.36	1.01 (1.72) / 9.02	83.8	16.9	70.9	971.9	05.11.2022 12:35:04

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI014

Comments

21mm Vergaser, Tecnigas Auspuff #2



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



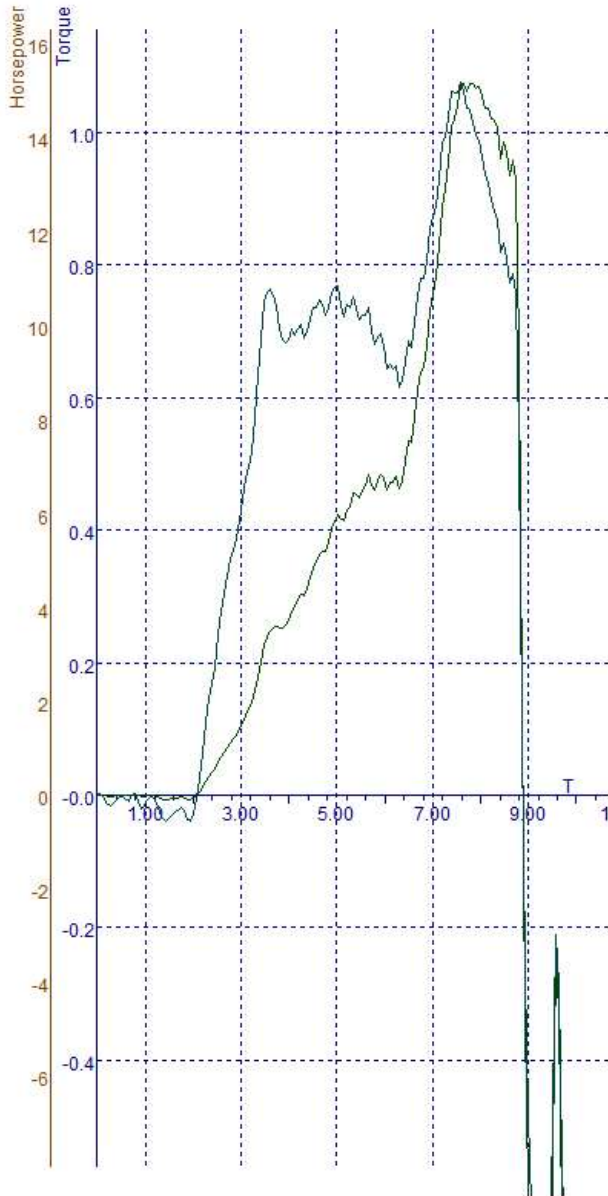
SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI015	15.2 (26.4) / 8.30	1.08 (1.80) / 8.10	84.0	16.8	67.7	971.8	05.11.2022 12:50:52

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI015

Comments  
 21mm Vergaser, Simonini Auspuff #1



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M



SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: SD325  
 ROLLER INERTIA: 4.6

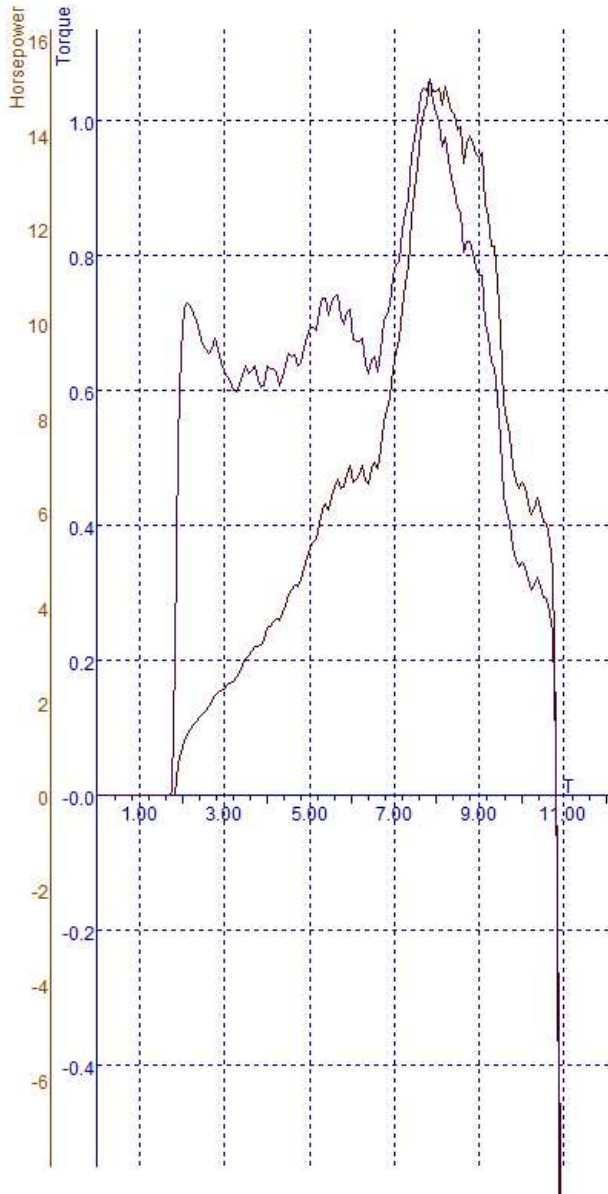
Displacement Correction  
 Correction Factor: ISO1585  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	CV/KMH	KG*M/KMH	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Date/Time
DAVID.BITTERLI016	15.2 (35.2) / 8.34	1.06 (2.13) / 8.34	95.2	16.8	68	971.8	05.11.2022 12:51:26

DATA FOR TEST: DAVID.BITTERLI016

Comments

21mm Vergaser, Simonini Auspuff #2



T (s)	HP (CV)	TQ (KG*M)	Auslasstem p.1 (°C)	Auslasstem p.1 (°C)
0.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
1.50	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0
2.50	0.6	0.60	1000.0	1000.0
3.00	0.7	0.41	1000.0	1000.0
3.50	1.3	0.53	1000.0	1000.0
4.00	2.1	0.62	1000.0	1000.0
4.50	2.3	0.53	1000.0	1000.0
5.00	2.7	0.53	1000.0	1000.0
5.50	3.5	0.59	1000.0	1000.0
6.00	4.7	0.68	1000.0	1000.0
6.50	5.3	0.67	1000.0	1000.0
7.00	6.3	0.71	1000.0	1000.0
7.50	5.7	0.57	1000.0	1000.0
8.00	5.8	0.54	1000.0	1000.0
8.50	6.6	0.57	1000.0	1000.0
9.00	7.6	0.61	1000.0	1000.0
9.50	9.3	0.69	1000.0	1000.0
10.00	14.4	0.97	1000.0	1000.0
10.26	15.8	1.02	1000.0	1000.0
10.50	15.4	0.94	1000.0	1000.0
10.62	16.2	0.97	1000.0	1000.0
11.00	-2.8	-0.16	1000.0	1000.0
11.50	-5.6	-0.34	1000.0	1000.0
12.00	0.0	0.00	1000.0	1000.0

LOSSES -11.1 CV -1.0KG\*M  
 TOTAL ENGINE: 27.3CV 2.00KG\*M