

Diplomarbeit

Konzeption, Auslegung und Konstruktion einer innovativen Motorstudie für zukünftige PKW Antriebe

Markus Kupnick

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Technische Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuender Professor: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuende Assistenten:

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger

Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Winkler

Graz, März 2013

INHALT

VORWORT	4
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	5
KURZFASSUNG	6
ABSTRACT	7
1 EINLEITUNG	8
1.1 ZIEL	8
1.2 MOTIVATION	8
1.3 ANFORDERUNGSPROFIL	9
1.4 AUFGABENSTELLUNG	10
2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	11
2.1 MOTIVATION FÜR DEN EINSATZ EINES RANGE EXTENDERS	11
2.2 DER ZWEITAKTMOTOR	12
2.2.1 Spülungsarten (vgl. [1])	13
2.2.1.1 Kenngrößen des Ladungswechsel (vgl. [2])	14
2.2.1.2 Wichtige Kenngrößen des Zweitaktmotors (vgl. [1])	16
2.2.2 Wichtige Kenngrößen des Zweitaktmotors (vgl. [1])	16
3 MOTORKONZEPTE	17
3.1 KURBELTRIEBSKONZEPTE	17
3.1.1 Anforderungen/Vorgaben	17
3.1.2 Konzepte	17
3.2 RÄDERTRIEBSKONZEPTE	21
3.2.1 Anforderungen	21
3.2.2 Konzept 1	21
3.2.3 Konzept 2	22
3.2.4 Konzept 3	24
3.2.5 Endgültiges Konzept	25
3.3 LAGERUNGSKONZEPTE	27
3.3.1 Vergleich zwischen Wälzlagerung und Gleitlagerung	27
3.3.2 Lagerbewertung	28
4 THERMODYNAMIK AUSLEGUNG	29
4.1 AUSLEGUNG DES HUBVOLUMENS	31
4.2 AUSLEGUNG DER EINLASSFENSTERFLÄCHEN UND DER VENTILGRÖßE	31
4.2.1 Auslegung mittels Kanal-Kurbelwinkelquerschnitt (KKWQ)	32
4.2.2 Einlasskanäle	32
4.2.3 Auslassventil	34
4.2.4 Kurbelwinkelquerschnitte	35
4.2.5 Ermittlung der Ventilanzahl	35
4.3 3D-CFD SIMULATION DES LADUNGSWECHSELS	37
4.3.1 Dynamisch-instationäre 3D-CFD Simulation	37
5 KONSTRUKTION UND MECHANIK AUSLEGUNG	41
5.1 KONSTRUKTIONSRICHTLINIEN	41
5.1.1 Lagerichtige Konstruktion	41
5.2 MOTORSKELETT	42
5.3 MOTORÜBERSICHT	43
5.4 DER KURBELTRIEB	43
5.4.1 Die Kinematik des Kurbeltriebes	44
5.4.2 Triebwerkskräfte	45
5.4.3 Massenausgleich	48
5.4.3.1 Freie Kräfte und Momente am Zweizylinder-Reihenmotor	49
5.4.3.2 Ausgleich der freien Kräfte und Momente	50
5.4.4 Kolben	53
5.4.4.1 Begriffe und Hauptabmessungen	53
5.4.4.2 Kolbenwerkstoffe	55

5.4.4.3	Ermittlung der kritischen Kolbenbelastung	55
5.4.4.4	Kolbenvarianten.....	56
5.4.4.5	FEM- Berechnung des Kolbens	59
5.4.5	Kolbenbolzen.....	61
5.5	VENTILTRIEB (VGL. [4]).....	62
5.5.1	Auswahl eines geeigneten Ventiltriebskonzeptes (vgl. [4]).....	62
5.5.2	Rollenschlepphebel (RSH).....	64
5.5.2.1	Auswahl eines geeigneten Rollenschlepphebels	64
5.5.2.2	Positionierung des Rollenschlepphebels	64
5.5.3	Kinematikauslegung	66
5.5.3.1	Ventiltriebsmodell im AVL-Excite.....	66
5.5.3.2	Ventilerhebungskurve.....	66
5.5.3.3	Ergebnisse zur Ventilerhebungskurve	68
5.5.4	Ventil und Ventilsitzring.....	73
5.5.4.1	FEM- Berechnung des Ventils.....	73
5.5.5	Ventilspielausgleich	74
5.5.6	Nockenwelle	76
5.5.7	Zusammenbau des Ventiltriebes.....	78
5.6	SPÜLGEBLÄSE.....	79
5.6.1	Vorauslegung	79
5.6.2	Skelett	80
5.6.3	Zusammenbau	80
5.6.4	Lagerung und Dichtsystem.....	82
5.6.5	Laufrad.....	83
5.6.5.1	FEM- Berechnung des Laufrades	84
5.6.6	Gebläsewelle	85
5.6.7	Gebläsegehäuse und Gebläsedeckel	86
5.6.8	Explosionsdarstellung	87
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	88
7	ABBILDUNGS-, TABELLEN- UND ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS	89
7.1	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	89
7.2	TABELLENVERZEICHNIS	91
7.3	ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS	91
8	LITERATURVERZEICHNIS	92
9	ANHANG	93

Vorwort

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung, im Rahmen eines Industrieprojektes.

Ich bedanke mich aufrichtig beim Institutsvorstand, Herrn Univ. -Prof. Dipl.-Ing. Dr. Helmut Eichseder und beim Leiter des Forschungsbereiches Konstruktion und Auslegung, Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. Roland Kirchberger, für die Ermöglichung der Durchführung dieser Arbeit.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Winkler für die fachliche Unterstützung bei meiner Arbeit und den Freiraum, den er mir bei der Durchführung meiner Arbeiten gewährt hat. Ebenso gebührt mein Dank dem gesamten Projektteam und den Kollegen des Forschungsbereichs Konstruktion und Auslegung für die gute Zusammenarbeit und die kollegiale Unterstützung während meiner Diplomarbeit.

Ich bedanke mich ebenfalls bei meinen Freunden aus meiner Heimat Eibiswald und den großartigen Freundschaften, welche aus Studium und Arbeit entstanden sind, für die schönen und abwechslungsreichen Stunden.

Mein größter Dank gilt meinen Eltern Johannes und Anna-Elisabeth Kupnick, meiner Freundin Elisabeth und meiner Schwester Sabine. Danke für die BEDINGUNGSLOSE Unterstützung und es ist schön, dass es euch gibt. Ihnen widme ich diese Diplomarbeit.

Markus Kupnick

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Kurzfassung

In den letzten Jahren zeigte sich in der automobilen Antriebstechnik aufgrund der immer strenger werdenden Abgasgesetzgebungen und dem Wunsch des Kunden nach geringerem Verbrauch, ein Trend zu einer Elektrifizierung des Antriebsstranges. Jedoch stößt man mit einem rein batteriebetriebenen Fahrzeug, aufgrund der so genannten „Reichweitenangst“ und der hohen Anschaffungskosten, bei einem Großteil der Kunden auf Ablehnung. Deshalb wird versucht, mit Hybridvarianten eine gute Alternative darzustellen. Diese Konzepte stellen neue Herausforderungen für den Verbrennungsmotor dar und erfordern Neuentwicklungen. Eine dieser Hybridvarianten ist ein Elektrofahrzeug mit einer Verbrennungskraftmaschine als Range Extender.

Für diese Diplomarbeit wurde ein Teil der Neuentwicklung eines so genannten Range Extenders im Zuge eines Drittmittelprojektes durchgeführt.

In der Projekteingangsphase wurden unterschiedliche Konzepte bewertet und die Grundlagen für die Konzeptentscheidung erarbeitet. Dabei sind Zweitakt-Einzyylinderkonzepte und Zweitakt-Zweizylinderkonzepte in unterschiedlichen Variationen untersucht worden.

Weiterhin erfolgte die konzeptionelle Konstruktion eines längsgespülten Zweizylinder-Zweitakt-Motors. Das zur Anwendung kommende Längsspülverfahren stellt die eigentliche Innovation dieses Motorkonzeptes dar, da in einer derartigen Ausführung dieses Verfahren bisher nicht bekannt ist. Die Entwicklung dieses Spülverfahrens wurde mittels 3D-CFD Simulationen durchgeführt, wobei eine Reihe von Ein- und Auslassvarianten simuliert wurden.

Da es noch keinen vergleichbaren Motor auf dem Markt gibt, konnte im Vorhinein nicht abgeklärt werden, ob im Laufe des Projektes nicht eine sogenannte „Sackgasse“ entdeckt wird. Erst die Ladungswechseluntersuchung hat die Bestätigung gegeben, dass dieser Motor ein kostengünstiger, schadstoffarmer Range Extender für die Zukunft werden könnte.

Bei der Motormechanik wurden unterschiedliche Konzepte bezüglich des Kurbeltriebes und des Rädertriebes erarbeitet. Da das NVH (Noise Vibration Harshness) Verhalten bei einem Rang Extender besonders wichtig ist, wurde in der darauf folgenden Konstruktion ein besonderes Augenmerk auf die Auslegung des Massenausgleichs und Ventiltriebes gelegt. Weiters wurde im Zuge der Konstruktion und Mechanikauslegung der Fokus auf Kolben und Spülgebläse gesetzt.

Abstract

Recent automotive drive technology development is driven by regulations of exhaust gas and customer demands for highest fuel efficiency, which results in a trend to an electrified power train.

A completely battery powered vehicle is not well accepted by consumers due to a low operation range and high purchase costs. As an alternative, hybrid concepts have been introduced. These concepts are challenging the established combustion engines and require developments. One of these alternatives is an electric vehicle using a combustion engine as a range extender.

This master thesis treats the layout and design of the new development of a range extended electric vehicle.

In the initial project phase alternative concepts have been evaluated and fundamental decisions have been worked out for the final concept. Two-stroke-single-cylinder and two-stroke-twin-cylinder concepts have been investigated in detail.

Furthermore, the concept for the design of a uniflow scavenged two-stroke-twin cylinder engine has been realized. The described method is the unique innovation of this engine concept, as it has not previously been used to such an extent. The development of the scavenging method can be carried out using 3D-CFD simulation software AVL Fire, covering various alternatives for inlets and outlets.

As this engine concept is not commonly in use, it was impossible to determine any no go criteria in advance. Only the gas exchange evaluation confirmed that this concept could be a future low-cost, low emission Range extending generator.

Different concepts for engine mechanics have developed such as crank-drive and wheel-drive. As the Noise Vibration Harshness behaviour is exceptionally important for a range extended electric vehicle, the design considered mass balancing and valve train. Furthermore, the focus during layout and mechanical design was set on piston and the scavenging blower.

1 Einleitung

1.1 Ziel

Ziel dieses Projektes war es, einen möglichst kostengünstigen Range Extender Zweitaktmotor für ein Kleinfahrzeug zu entwickeln. Dabei wurden die höchsten Prioritäten auf geringe Kosten und auf die Erfüllung der EU6 Abgasnorm, bzw. die Möglichkeit mit einer Weiterentwicklung SULEV zu erreichen, gesetzt. Ebenfalls forderte der Auftraggeber ein unkonventionelles Konzept eines Hubkolbenmotors, in welchem bekannte Technologien verbaut sind.

1.2 Motivation

Zukünftige PKW-Antriebe unterscheiden sich, im Vergleich zum heutigen Stand, durch eine wesentlich stärkere Elektrifizierung. Dies wird durch die immer häufiger anzutreffenden Hybridfahrzeuge und zum Teil auch durch Elektrofahrzeuge verdeutlicht. Reine Elektroantriebe finden sich allerdings nur in Kleinfahrzeugen und für Kurzstreckenwendungen (z.B. im innerstädtischen Bereich). Für größere Fahrzeuge findet diese Technologie aufgrund der um den Faktor 10 zu geringen Reichweite und um den Faktor 10 zu schweren bzw. zu teuren Batterien, keine Anwendung. Für diese Anwendung werden Hybridfahrzeuge entwickelt. Eine mögliche Hybridausführung ist ein Elektrofahrzeug mit Range Extender. Diese Kategorie stellt in der Palette von Hybridtechnologien das höchste Maß an Elektrifizierung dar. Mit diesen Fahrzeugen wird im Gegensatz zu den Voll-Hybrid Lösungen (Toyota Prius), welche nur wenige Kilometer elektrischer Reichweite aufweisen, eine elektrische Reichweite von ca. 50 km angestrebt. Damit soll der tägliche Nahverkehr möglichst elektrisch und damit emissionsfrei zu bewältigen sein. Für Strecken darüber hinaus kommt der Range Extender zum Einsatz. Dieser ist eine möglichst kompakte VKM, welche über einen Generator ausreichend elektrische Energie zur Verfügung stellt, um das Fahrzeug weiterhin ohne größere Einschränkungen bewegen zu können.

1.3 Anforderungsprofil

Da der Range Extender nur den mittleren Energieverbrauch abdecken muss, kann die VKM für eine geringere Leistung als bei heute üblichen Motoren ausgelegt werden. Die Schwankungen in der benötigten Antriebsleistung werden durch den elektrischen Antriebsstrang mit den Batterien als Zwischenspeicher abgedeckt.

Die effektive Leistung und die Drehzahlpunkte, bei welchen der Range Extender später betrieben werden soll, waren vom Auftraggeber vorgegeben, wobei ein Betrieb des Motors bei den beiden höheren Drehzahlen zwischen 50% und 90% Last gefordert ist (**Abbildung 1-1**).

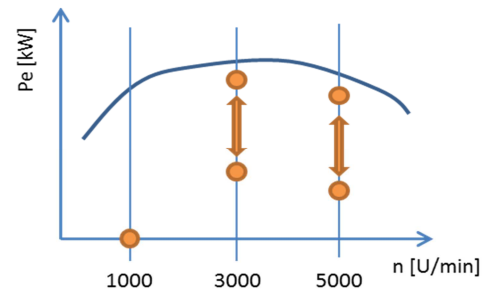


Abbildung 1-1: Lastkollektiv

Leerlaufdrehzahl: 1000 [U/min]

Auslegungspunkt: 3000 [U/min] 27 [kW] bei 90% Last

Maximaldrehzahl: 4500 [U/min]

Die weiteren Anforderungen an den Range Extender sind:

- Kosten:** Möglichst geringe Kosten, damit gegenüber einem reinen Elektrofahrzeug aufgrund der geringeren Anzahl an Batterien ein möglichst großer Kostenvorteil entsteht. Hierbei wird ein Kostenvorteil gegenüber einem Reihenzweizylinder-Viertaktmotor angestrebt.
- NVH:** Ein möglichst geringes Geräusch- und Vibrationsniveau, um den Charakter eines E-Fahrzeugs nicht zu zerstören.
- Baugröße:** Kompakte und kleine Bauform, um den Raumverlust durch die Batterien auszugleichen und somit den Komfort, bzw. den Stauraum für den Fahrzeughalter möglichst groß zu halten.
- Emissionen und Verbrauch:** Dabei handelt es sich um Musskriterien, da einerseits die Emissionsgrenzwerte (EU6) unterschritten werden müssen und andererseits ein möglichst geringer CO₂-Ausstoß wünschenswert ist.

Aufgrund dieses Anforderungsprofils werden für den Range Extender unterschiedliche alternative Motorbauarten in Betracht gezogen. Besonders Zweizylindermotoren scheinen durch die Baugröße im Verhältnis zum benötigten Leistungsniveau als besonders interessant. Hinsichtlich der doppelt so hohen Zündfrequenz kann durch eine Ausführung als Zweitaktmotor eine höhere Laufruhe und der Charakter eines Vierzylinder-Viertaktmotors erzeugt werden. Der Problematik der Emissionen soll mit Hilfe eines Lambda=1-Konzeptes und einem 3-Wege-Kat entgegengewirkt werden.

1.4 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit gliedert sich in folgende Phasen:

Als erstes werden in einer Konzeptphase verschiedenste Zweitakt- und Rädertriebskonzepte erarbeitet und bewertet.

Anschließend erfolgt die Auslegung des Massenausgleiches und des Ventiltriebs, parallel dazu soll ein Motorskelett erstellt und verschiedenste Einlasskanalsituationen betrachtet werden.

Danach werden einzelne Motorkomponenten (Ventiltrieb, Kolben, Spülgebläse) mit Hilfe des 3D-CAD-Programmes CATIA® V5R16 konstruiert und ausgelegt.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Motivation für den Einsatz eines Range Extenders

Besonders in den letzten Jahren zeigte sich bei den Neuentwicklungen der Fahrzeughersteller ein Trend zu Hybrid- und Elektrofahrzeugen. Wobei in letzter Zeit immer mehr Hersteller batterieelektrische Fahrzeuge (Battery Electric Vehicle, BEV) auf den Markt gebracht haben. Dieses Phänomen ist zum einen auf die immer strenger werdenden Abgasgesetzgebungen und die damit verbundene CO₂ Reduktion verbunden. Andererseits steigt das Bedürfnis der Konsumenten nach einer umweltfreundlicheren Mobilität und aufgrund der steigenden Rohstoffpreise nach weniger Verbrauch und damit geringeren Kosten. Jedoch konnte sich in den letzten Jahren die Verbreitung der Elektrofahrzeuge nicht durchsetzen. Zurzeit können bei den meisten Herstellern sogar rückläufige Verkaufszahlen verzeichnet werden.

Das größte Handicap des ausschließlich batteriebetriebenen Elektrofahrzeuges gegenüber einem konventionellen Fahrzeug mit Verbrennungsmotor stellt die Reichweite dar. Heutzutage können moderne Dieselfahrzeuge im Praxisbetrieb mit einer Tankfüllung mühelos 1000 km bewegt werden. Hingegen wird bei Elektrofahrzeugen lediglich eine Reichweite von 100 km bis maximal 200 km erreicht. Das Wissen um diese begrenzte Reichweite löst bei vielen Käufern eine sogenannte „Reichweitenangst“ aus, sodass der Kauf eines Elektrofahrzeuges nicht wirklich in Erwägung gezogen wird. Zusätzlich erschwert wird diese Situation noch durch die unzureichende Ladestruktur und die langen Ladezeiten, welche zurzeit noch Stunden betragen können. Des Weiteren ergibt sich aufgrund der hohen Batteriekosten ein Preisnachteil gegenüber einem konventionellen Fahrzeug. Um den Käufer nun die Akzeptanz und die Nachteile des reinen batteriebetriebenen Elektrofahrzeuges zu nehmen, ist es z.B. möglich eine Verbrennungskraftmaschine mit in das Fahrzeug zu integrieren, um bei Bedarf mit dieser ausreichend Leistung zur Verfügung zu stellen, damit im Falle der leeren Batterie die Mobilität erhalten bleibt.

Mit dieser sogenannte Reichweitenverlängerung (Range Extender) ist es nun möglich, eine kleinere Batterie zu verwenden, um rein elektrisch lediglich den größten Anteil an täglichen Fahrten abdecken zu können. Somit werden Batteriekosten und Gewicht eingespart, welche dann für die Verbrennungskraftmaschine und den Tank genützt werden. Nun ist man jedoch bei Bedarf nicht mehr von langen Ladezeiten und der Reichweite begrenzt und genießt somit die Vorteile eines konventionellen Fahrzeuges mit einer Verbrennungskraftmaschine.

2.2 Der Zweitaktmotor

Der Zweitaktmotor zeichnet sich dadurch aus, dass innerhalb einer Umdrehung der Kurbelwelle das gesamte Arbeitsspiel des Motors abgeschlossen ist. Dies ist jedoch nur möglich, da während der Öffnungszeit des Einlasses auch der Auslass geöffnet ist.

Im **1. Takt** wird das Luft-Kraftstoffgemisch verdichtet und kurz vor OT gezündet.

Im **2. Takt** erfolgen die Verbrennung und der Ladungswechselvorgang.

In **Abbildung 2-1** ist der übliche Aufbau eines Zweitaktmotors dargestellt. Hierbei erfolgt die Ein- und Auslasssteuerung über Schlitze, welche vom Kolben während des Hubes freigegeben werden. Der Spüldruck wird bei diesem Konzept über das zuvor im Kurbelgehäuse verdichtete Luft-Kraftstoffgemisch zur Verfügung gestellt.

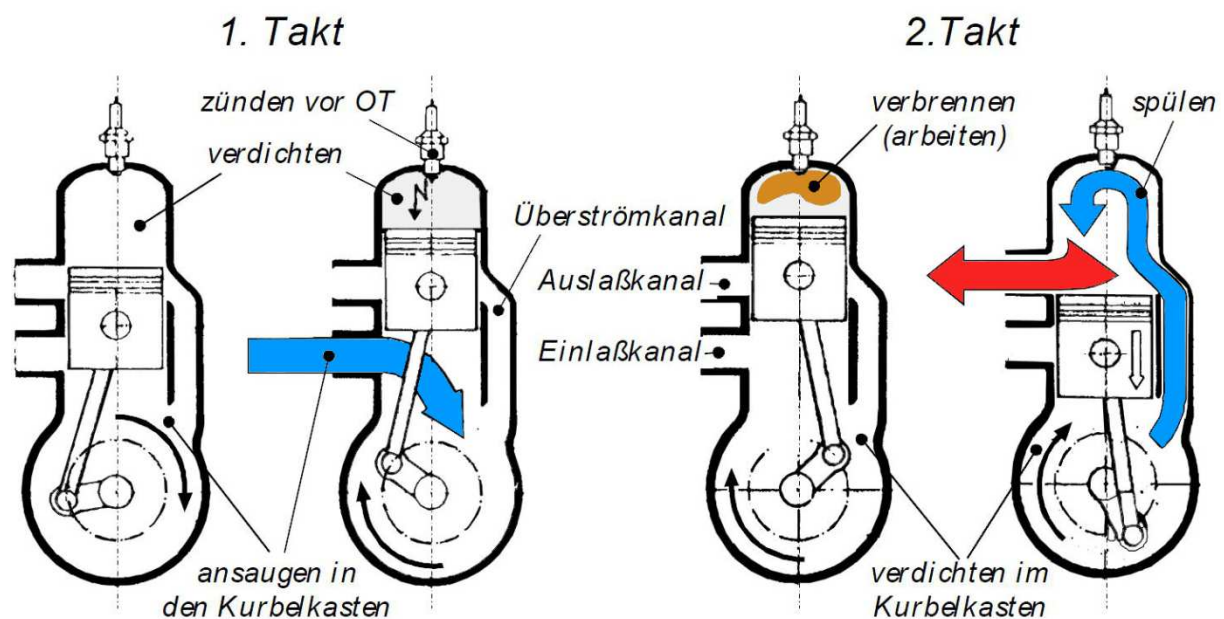


Abbildung 2-1: Arbeitsprozess des Zweitaktmotors mit Kurbelkastenspülung [1]

In **Abbildung 2-2** ist der Aufbau eines Zweitaktmotors dargestellt, wie er vor allem bei Großmotoren eingesetzt wird. Der Spüldruck wird dabei von einem Spülgebläse zur Verfügung gestellt, wobei die Einlasssteuerung gleich wie bei dem zuvor erwähnten Konzept über Schlitze erfolgt. Die Auslassteuerung wird in diesem Fall über Auslassventile, welche im Kopf angeordnet sind, realisiert.

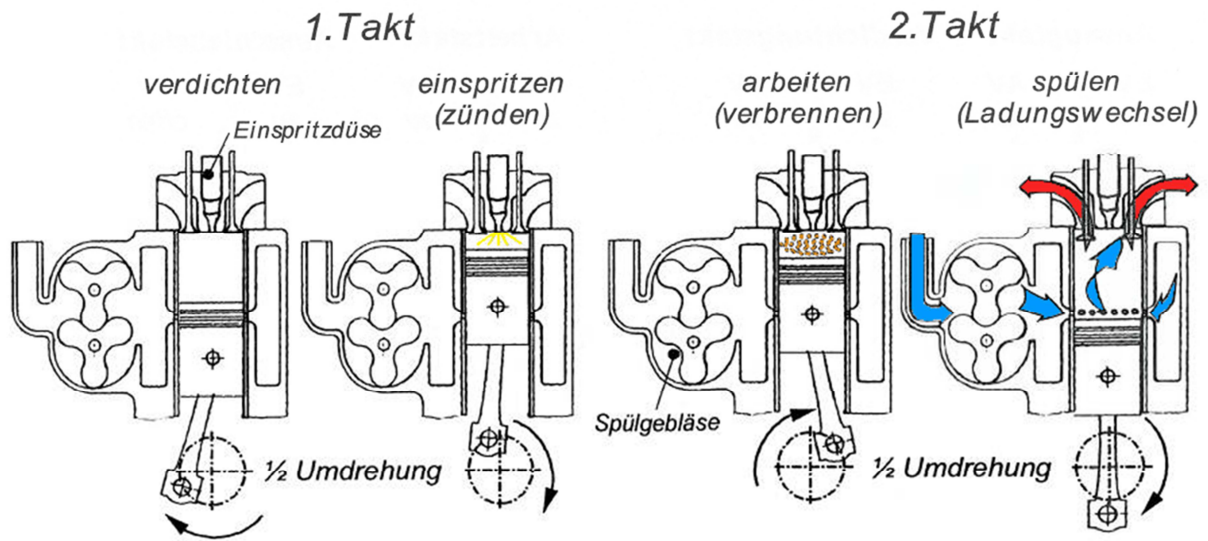
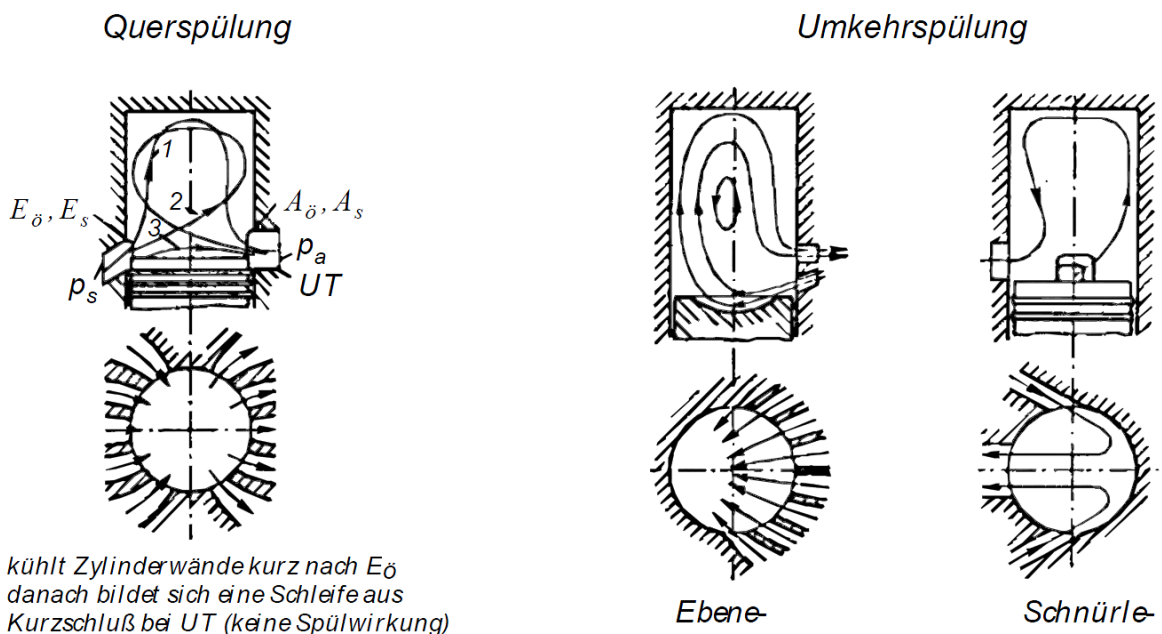


Abbildung 2-2: Arbeitsprozess des Zweitaktmotors mit Spülgebläse und Auslassventilen [1]

2.2.1 Spülungsarten (vgl. [1])

Der **Ladungswechsel** wird beim Zweitaktmotor entweder über Schlitze oder über Ventile und Schlitze gesteuert. Dabei gibt es die Möglichkeit, wie in **Abbildung 2-3** dargestellt, eine Quer- oder Umkehrspülung zu realisieren. Diese finden vor allem bei kleinen Motoren Verwendung.



- 1 .. kühlt Zylinderwände kurz nach E_{δ}
- 2 .. danach bildet sich eine Schleife aus
- 3 .. Kurzschluß bei UT (keine Spülwirkung)

Abbildung 2-3: Verschiedene Spülungsarten beim Zweitaktmotor [1]

Des Weiteren kann, wie in **Abbildung 2-4** dargestellt, entweder über Auslassventile oder über die Schlitzsteuerung mit Hilfe eines zweiten Kolbens eine Längsspülung erreicht werden.

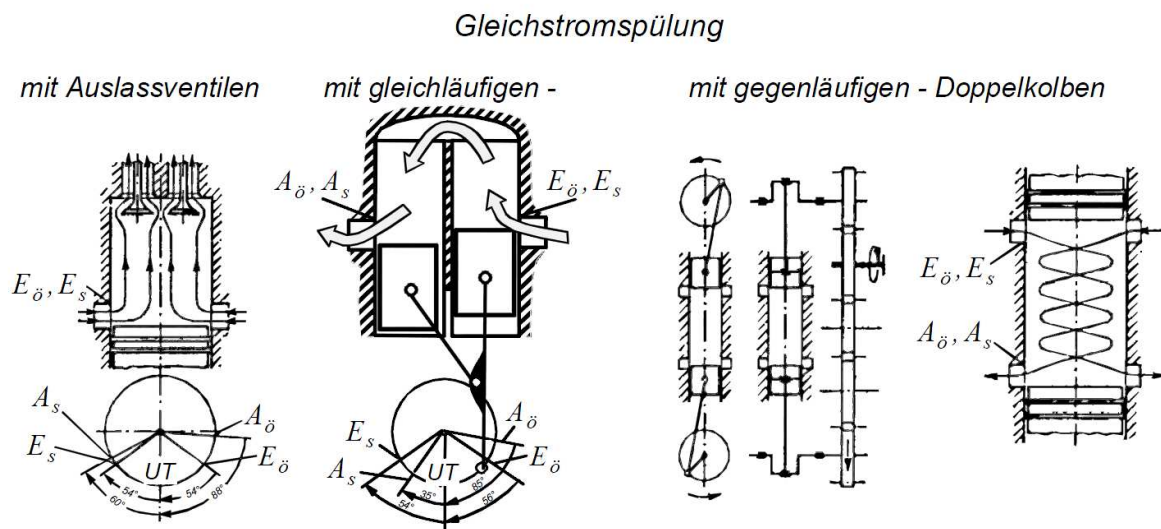


Abbildung 2-4: Verschiedene Gleichstromspülungsarten bei Zweitaktmotoren [1]

2.2.1.1 Kenngrößen des Ladungswechsel (vgl. [2])

Der **Luftaufwand** gibt das Verhältnis von tatsächlicher Ladungsmenge zur theoretisch möglichen Ladungsmenge an und kennzeichnet die Güte des Ladungswechsels.

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} \quad \text{Glg. 2-1}$$

λ_a ...	[-]	Luftaufwand
m_E ...	[kg]	gesamte geförderte Ladungsmasse
m_{th} ...	[kg]	theoretische Ladungsmasse

Der **Liefergrad** ist das Verhältnis von Frischgasmenge zur theoretisch möglichen Ladungsmengen und beschreibt den Erfolg des Ladungswechsels.

$$\lambda_l = \frac{m_{Fr}}{m_{th}} \quad \text{Glg. 2-2}$$

λ_l ...	[-]	Liefergrad
m_{Fr} ...	[kg]	eingeströmte Frischladung

Der **Fanggrad** ist das Verhältnis von Frischladung zur gesamten angesaugten Ladungsmasse und gibt somit jenen Anteil der Ladungsmenge an, der tatsächlich im Zylinder verbleibt.

$$\lambda_f = \frac{m_{Fr}}{m_E} = \frac{\lambda_l}{\lambda_a} \quad \text{Glg. 2-3}$$

λ_f ... [-] Fanggrad

Der **Spülgrad** gibt ein Verhältnis von Frischladung zur Gesamtladung im Zylinder an und stellt somit ein Maß für die Reinheit der Ladung dar.

$$\lambda_s = \frac{m_{Fr}}{m} = \frac{m_{Fr}}{m_{Fr} + m_{RG}} \quad \text{Glg. 2-4}$$

λ_s ... [-] Spülgrad
 m ... [-] gesamte Zylindermasse
 m_{RG} ... [-] Restgas

Zur Beurteilung und zum Vergleich des Spülvorganges wird üblicherweise der Spülgrad über dem Luftaufwand dargestellt. In **Abbildung 2-5** sind die üblichen Bereiche für die Längs-, Umkehr-, und Querspülung dargestellt. Die Spülkurven der idealisierten Spülverfahren sind als Orientierung strichliert eingezeichnet.

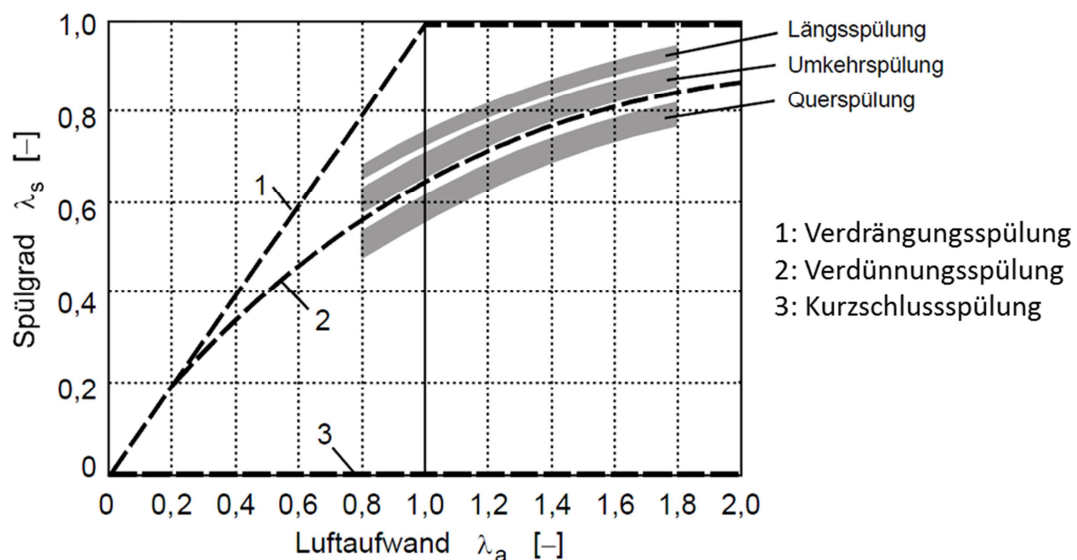


Abbildung 2-5: Spülkurven verschiedener Spülverfahren [2]

2.2.2 Wichtige Kenngrößen des Zweitaktmotors (vgl. [1])

Um Motoren unterschiedlicher Hubvolumina vergleichen zu können ist es üblich, die abgegebene Leistung auf das Hubvolumen zu beziehen. Dieser ermittelte Wert hat die Dimension eines Druckes und wird daher als **Mitteldruck** bezeichnet. Je nachdem welche Arbeit für die Berechnung herangezogen wird, kann der indizierte Mitteldruck (p_i), der effektive Mitteldruck (p_e), oder der Reibmitteldruck (p_r) berechnet werden.

$p = \frac{W}{V_h}$			Glg. 2-5
W ...	[Nm]	abgegebene Arbeit	
V_h ...	[m ³]	Hubvolumen	

Das **Verdichtungsverhältnis** des Zweitaktmotors errechnet sich aus dem nach Auslassschluss verbleibenden Hubvolumen und dem Schadraumvolumen folgendermaßen:

$\epsilon = \frac{V'_h + V_c}{V_c}$			Glg. 2-6
ϵ ...	[-]	Zweitakt-Verdichtungsverhältnis	
V'_h ...	[m ³]	Hubvolumen bei Auslassschluss	
V_c ...	[m ³]	Schadraumvolumen	

Das **Drehmoment** des Zweitaktmotors ergibt sich aus der Multiplikation von Hubvolumen und Mitteldruck dividiert durch 2π .

$M_d = \frac{V_h * p}{2 * \pi}$			Glg. 2-7
M_d ...	[Nm]	Drehmoment	
V_h ...	[m ³]	Hubvolumen	

Die **Leistung** des Zweitaktmotors wird aus dem Produkt von Drehzahl, Hubvolumen und Mitteldruck berechnet.

$P = n * V_h * p$			Glg. 2-8
P ...	[kW]	Leistung	
n ...	$\left[\frac{1}{s}\right]$	Drehzahl	

3 Motorkonzepte

3.1 Kurbeltriebskonzepte

Im Zuge einer Voruntersuchung konnte aus Kostengründen eine Verwendung eines Viertaktmotors für diese Anwendung ausgeschlossen werden. Deshalb werden in den folgenden Punkten ausschließlich Zweitaktkonzepte betrachtet.

3.1.1 Anforderungen/Vorgaben

- **Ein- oder Zweizylindermotor** aufgrund des Hubvolumens von 1000 cm^3 (Siehe **4.1**)
- **Längsspülverfahren mit Lambda=1-Konzept**, um die geforderten Emissionen und den Verbrauch realisieren zu können.
- **Kostenvorteil** gegenüber Reihenzweizylinder-Viertaktmotor
- sehr gutes **NVH** Verhalten (Zündfolge, Massenausgleich)
- möglichst kompakte **Abmessungen**, damit der Einsatz in verschiedenen Fahrzeugen einfach zu realisieren ist.

3.1.2 Konzepte

Im ersten Schritt wurden 7 unterschiedliche Konzepte erstellt und bewertet. Die drei besten Varianten wurden noch weiter überarbeitet, erweitert und hinsichtlich Kosten noch einmal detaillierter betrachtet.

Die folgenden Tabellen (**Abbildung 3-1**, **Abbildung 3-2**) enthalten eine grafische Darstellung der Konzepte sowie eine Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile. Des Weiteren sind eine Abschätzung der Abmessungen und ein berechneter Kostenvorteil angegeben. Die Berechnung des Kostenvorteils gegenüber einem Reihenzweizylinder-Viertaktmotor wurde mit Hilfe einer vom Auftraggeber vorgegebenen Formel (**Glg. 3-1**) berechnet.

Dabei kommt es zu einem positiven Kostenvorteil, sobald der betrachtete Motor kostengünstiger als der Referenzmotor ist. Weiters wird dieser Wert mit Hilfe eines Packagefaktors, eines Verbrauchsfaktors und eines NVH-Faktors skaliert.

$K = (A - B) * (1 + a + b + c)$		Glg. 3-1
K..	[€]	Kostenvorteil
A...	[€]	Kosten des Referenzmotors
B...	[€]	Kosten des betrachteten Motors
a...	[-]	Packagefaktor (0: 4Zyl-4T-Reihen-Saugottomotor, 1: Referenzkonzept)
b...	[-]	Verbrauchsfaktor (0: 6Zyl-4T-MPI-Saugottomotor ohne variable Ventilsteuerung, 1: 3Zyl-4T-TDI-Dieselmotor)
c...	[-]	NVH-Faktor (0: 3Zyl-4T-TDI-Dieselmotor mit CR, 1: 6Zyl-4T-MPI-Saugottomotor)

Abbildung 3-1:

In Bezug auf den berechneten Kostenvorteil kann keines der Konzepte von vornherein ausgeschlossen werden, da es bei all diesen Konzepten zu einem Kostenvorteil gegenüber dem Referenzmotor kommt. Die Konzepte mit Kurbelgehäusespülung (1, 6) werden aufgrund ihrer Unsicherheit bei den entstehenden Emissionen (Verbrennung von Schmieröl) ausgeschlossen. Konzept 2 scheidet wegen der Brennraumgeometrie aus. Die verbleibenden Zweizylinderkonzepte mit Spülpumpe haben aus Gründen des geringsten Kostenvorteils keine Berechtigung. Jedoch wird Konzept 5 auf Wunsch des Kunden nochmals bezüglich der Kosten verglichen. Somit werden dieses Konzept wie auch die übrigen Konzepte (4, 5, 7) nochmals beurteilt. Es wird jedoch bei Konzept 4 und 5 jeweils eine weitere Variation mit Doppelkolbenanordnung (insgesamt 4 Kolben) analysiert. Von Konzept 7 wird noch eine weitere V90 Variante mit obenliegender Nockenwelle berücksichtigt.

Abbildung 3-2:

Die zwei Zweizylinder V90 Konzepte (5, 5b) scheiden wegen des eindeutigen Kostennachteils aus. Die Einzylinderkonzepte (7, 7b) liegen bezüglich des Kostenvorteils sehr gut, werden jedoch aufgrund der Gesamtabmessungen und der Brennraumgeometrie ausgeschlossen. Somit wird als Kurbeltriebskonzept der Reihenmotor mit dem besseren Kostenvorteil gewählt → Konzept 4.

	1	2	3	4	5	6	7
	2-stroke, uni-flow, B2, crankcase	2-stroke, twin piston, B1, piston pump	2-stroke, uni-flow, R2, piston pump	2-stroke, uni-flow, R2, mech. blower	2-stroke, uni-flow, V2-180, piston pump	2-stroke, uni-flow, R2, crankcase	2-stroke, uni-flow, B1, piston pump
Bauform	Boxer, liegend	Doppelkolben	Reihenmotor	Reihenmotor	V - Motor	Reihenmotor	Boxer
Zylinder	2	2	2	2	2	2	1
Massenausgleich	+	~	++	-	+	-	~
Zündfolge	360°	360°	360°	180°	180°	180°	360°
Spülung	Kurbelkasten	Spülkolbenpumpe	Spülkolbenpumpe	mech. Spülgebläse	Spülkolbenpumpe	Kurbelkasten	Spülkolben
Ventile	2x stehend / Zylinder	0	2x stehend / Zylinder	2x stehend / Zylinder	2x stehend / Zylinder	2x stehend / Zylinder	2x stehend
~ Abmessung (H x B x L)	144 x 450 x 134	438 x 120 x 278	418 x 120 x 278	300 x 150 x 263	255 x 450 x 150	266 x 150 x 198	600 x 140 x 164,5
Kostenvorteil	235	270	188	271	120	278	287
Pro	Massenausgleich	keine Ventile; definierte Spülung; Emissionen	Massenausgleich; Emissionen	kompakte Abmessungen; Zündfolge; Verbrauch, Emissionen, einfache Gemischbildung aufgrund kontinuierlicher Spülung; kompakte AGA und Ansaugstrecke;	Zündfolge; Massenausgleich	kompakte Abmessungen; kompakte AGA und Ansaugstrecke; Zündfolge;	einfach; Kostengünstig; wenige Teile
Kontra	Emissionen aufgrund Kurbelkastenspülung; Massenmomente; aufwendige Saug und AGA; schwierige Gemischbildung aufgrund diskontinuierlich Spülung	großer Brennraum; kein vollst. Massenausgleich; Kurbelgehäuse pumpt	Kurbelgehäuse pumpt	Nockenwelle; Massenausgleich notwendig;	Bauraum, Kurbelgehäuse pumpt, Spülung schwierig abzustimmen (Ungleichverteilung);	Emissionen aufgrund Kurbelkastenspülung; Massenausgleich notwendig; schwierige Gemischbildung aufgrund diskontinuierlich Spülung	großer Brennraum; Brennraumgeometrie; Massenmomente; aufwendige Ansaugstrecke, Abmessungen

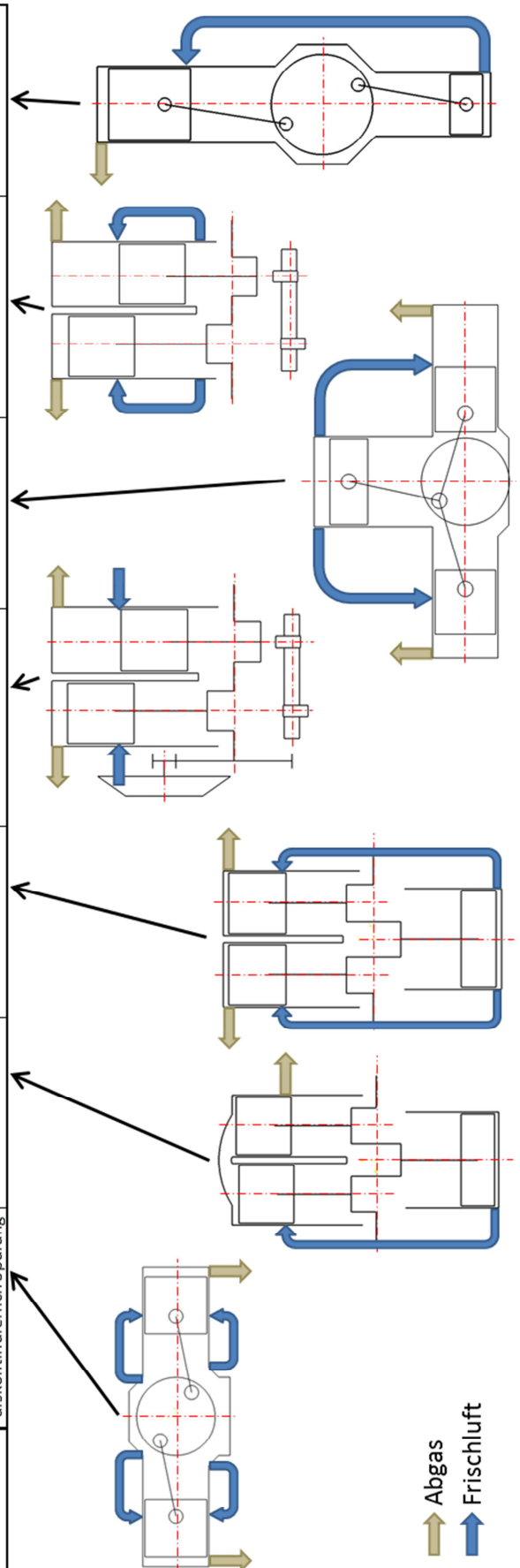
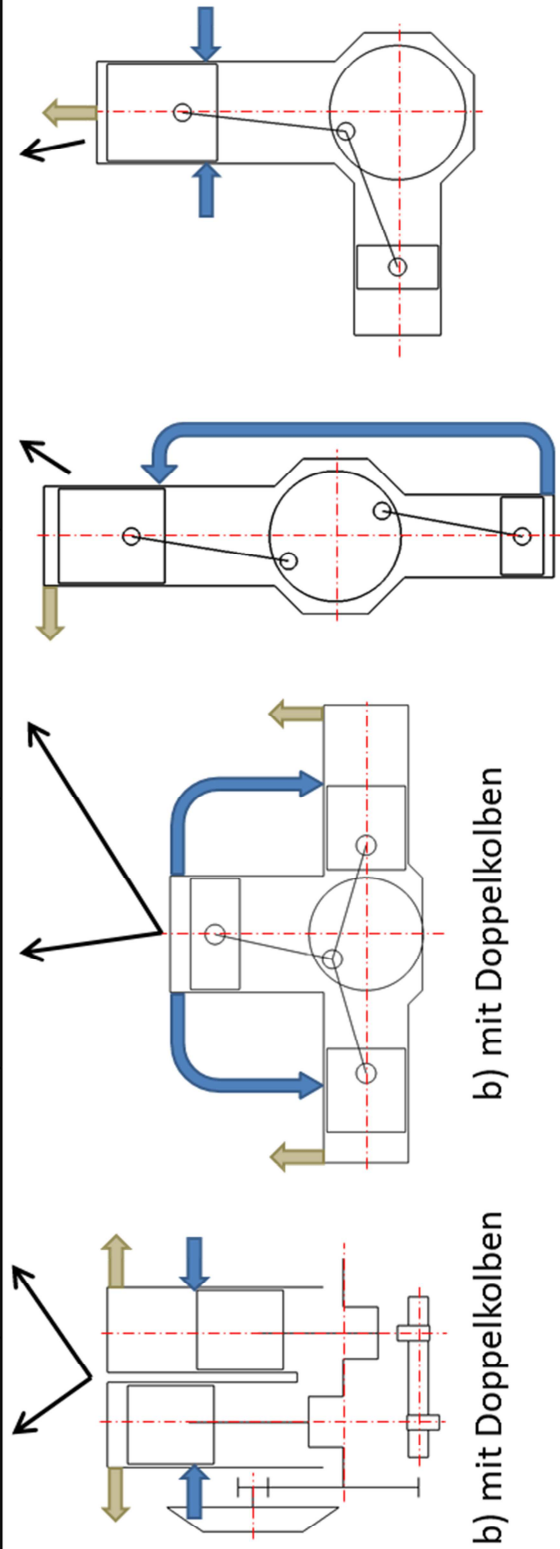


Abbildung 3-1: Zweitakt-Konzepte V1

	4	4b	5	5b	7	7b
	2-stroke, uni-flow, R2, mech. blower	2-stroke, twin-piston, R2, mech. blower	2-stroke, uni-flow, V2-180, piston pump	2-stroke, twin-piston, V2-180, piston pump	2-stroke, uni-flow, B1, piston pump	2-stroke, uni-flow, B1, OHV, piston pump
Bauform	Reihenmotor	Reihenmotor	V - Motor	V - Motor	Boxer, V90	Boxer, V90
Zylinder	2	2	2	2	1	1
Massenausgleich	-	-	+	+	~	~
Zündfolge	180°	180°	180°	180°	360°	360°
Spülung	mech. Spülgebläse	mech. Spülgebläse	Spülkolbenpumpe	Spülkolbenpumpe	Spülkolbenpumpe	Spülkolbenpumpe
Ventile	2x Side Valve / Zylinder	2x Side Valve / Zylinder	2x Side Valve / Zylinder	2x Side Valve	2x Side Valve	2x OHV
~ Abmessung (H x B x L)	300 x 150 x 263	300 x 150 x 263	255 x 450 x 150	255 x 450 x 150	600 x 140 x 164,5	700 x 140 x 140
Kostenvorteil	354	254	189	8	371	258
Pro	<ul style="list-style-type: none"> kompakte Abmessungen; Zündfolge; Verbrauch, Emissionen, einfache Gemischbildung aufgrund kontinuierlicher Spülung; kompakte A GA und Ansaugstrecke; 	<ul style="list-style-type: none"> kompakte Abmessungen; Zündfolge; Verbrauch, Emissionen, einfache Gemischbildung aufgrund kontinuierlicher Spülung; kompakte A GA und Ansaugstrecke; 	Zündfolge; Massenausgleich	Zündfolge; Massenausgleich	einfach; Kostengünstig; wenige Teile	einfach; Kostengünstig; wenige Teile
Kontra	<ul style="list-style-type: none"> Nockenwelle; Massenausgleich notwendig; 	<ul style="list-style-type: none"> Massenausgleich notwendig; Mehrkosten durch 4 Kolben 	<ul style="list-style-type: none"> Bauraum, Pumpwirkung im Kurbelgehäuse, Spülung schwierig abzustimmen (Ungleichverteilung); 	<ul style="list-style-type: none"> Bauraum, Pumpwirkung im Kurbelgehäuse, Spülung schwierig abzustimmen (Ungleichverteilung); Mehrkosten durch 4 Kolben 	<ul style="list-style-type: none"> großer Brennraum; Brennraumgeometrie; Massenmomente; aufwendige Ansaugstrecke, Abmessungen 	<ul style="list-style-type: none"> großer Brennraum; Massenmomente; aufwendige Ansaugstrecke, Abmessungen



b) mit Doppelkolben b) mit Doppelkolben

Abbildung 3-2: Zweitakt-Konzepte V2

3.2 Rädertriebskonzepte

Um einen Reihen-Zweizylinder mit Spülgebläse und Massenausgleich in Bezug auf den Rädertrieb möglichst platzsparend und kostengünstig zu realisieren, wurden drei unterschiedliche Konzepte erstellt. Wobei es möglich ist, die verschiedenen Lösungen der einzelnen Konzepte zu einem Konzept zu vereinen. Weiteres wurden bei diesen Konzepten die Möglichkeiten zur Teilung des Gehäuses mitberücksichtigt.

3.2.1 Anforderungen

In **Tabelle 3-1** sind die benötigten Komponenten des Rädertriebes mit deren Anforderungen dargestellt.

Komponente	Übersetzung zur Kurbelwelle	Weitere Anforderungen
Nockenwelle	$i_{NW} = -1$	Anbringung eines Massenausgleiches möglich, exakte Winkelposition zur Kurbelwelle
Ausgleichswelle 2.Ordnung 1	$i_{MA_1} = 0,5$	exakte Winkelposition zur Kurbelwelle
Ausgleichswelle 2.Ordnung 2	$i_{MA_2} = -0,5$	exakte Winkelposition zur Kurbelwelle
Wasserpumpe	$i_{WP} \sim -1$	
Spülgebläse	$i_{SG} \sim -0,1$	

Tabelle 3-1: Anforderungen an den Rädertrieb

3.2.2 Konzept 1

Bei diesem Konzept wird die Nockenwelle seitlich über eine Zahnradstufe direkt von der Kurbelwelle angetrieben.

Ein zusätzliches Zahnrad in der Mitte der Kurbelwelle treibt die erste Ausgleichswelle 2. Ordnung an. Um eine Gegenläufigkeit der Wellen 2. Ordnung zu erreichen, wird die zweite Ausgleichswelle von der ersten Ausgleichswelle angetrieben. Diese ist leicht nach unten versetzt, um nicht auch im Eingriff mit dem Zahnrad auf der Kurbelwelle zu sein.

Die Wasserpumpe und der Verdichter werden über einen Riementrieb angetrieben, wobei der Verdichter noch zusätzlich mit einer Zahnradstufe übersetzt wird. Die Verdichterwelle ist dabei zentral mit der Kurbelwelle angeordnet und kann auf der einen Seite über diese gelagert werden. Somit stellt sich bei diesem Lager eine geringere Lagerdrehzahl ein.

In diesem Fall wird die Nockenwelle von der Seite eingebaut, weshalb es möglich ist, lediglich am oberen Totpunkt und in Kurbelwellenachse das Gehäuse zu teilen.

Kopf

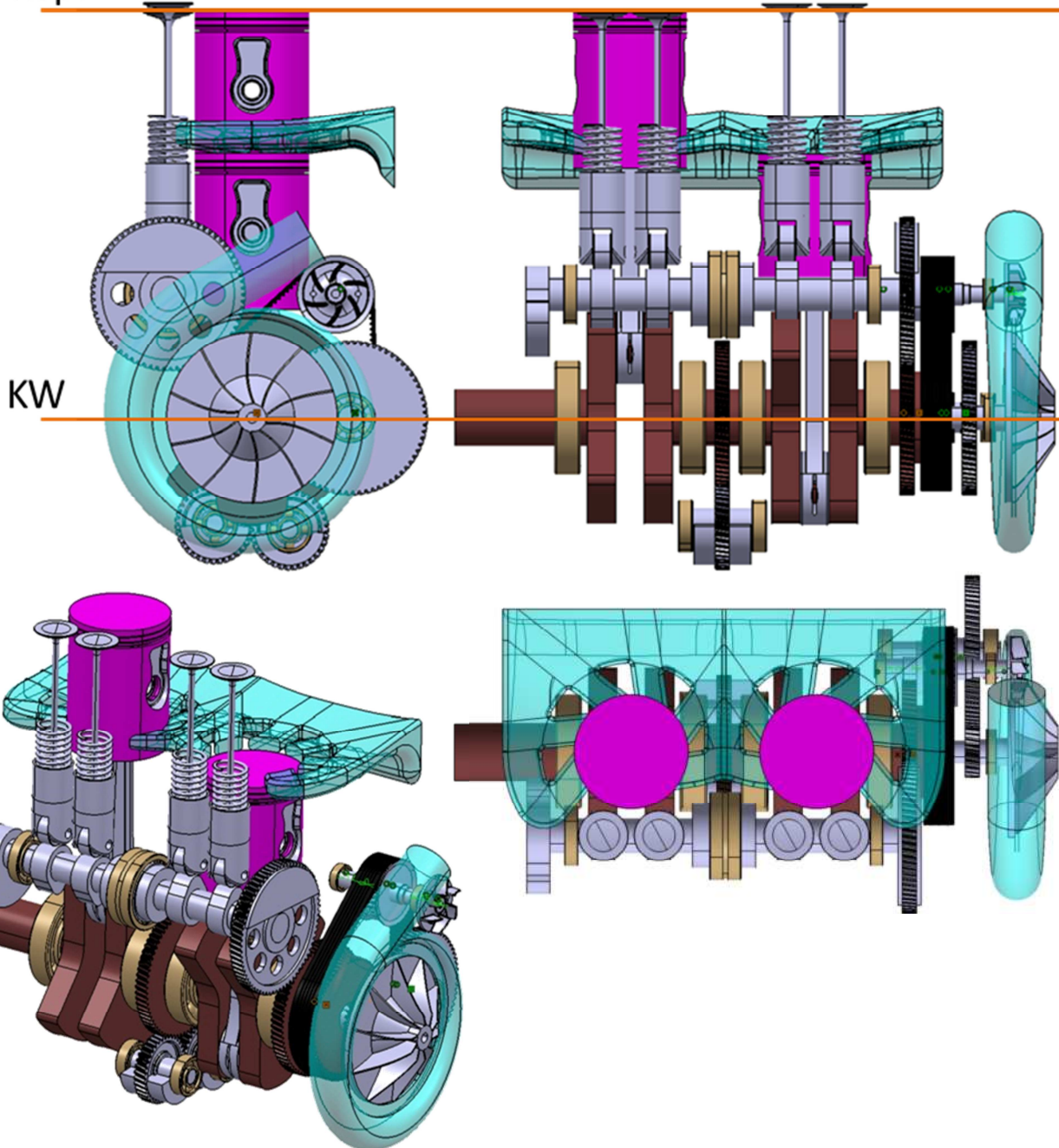


Abbildung 3-3: Rädertriebkonzept 1

3.2.3 Konzept 2

Um den Freiraum zwischen den Kolben nützen zu können, wird die Nockenwelle über eine Zahnradstufe von der Mitte der Kurbelwelle aus angetrieben.

Von diesem Rädertrieb ausgehend werden des Weiteren die beiden Ausgleichswellen angetrieben. Die erste Welle kämmt dabei nur mit dem Zahnrad auf der Nockenwelle und die zweite Welle wird über das Kurbelwellenzahnrad mit angetrieben.

Das Wasserpumpenrad wird stirnseitig in die Nockenwelle integriert.

Der Verdichter wird über ein an der Kurbelwange angebrachtes Zahnrad angetrieben. Wobei - ident mit Konzept 1 - eine weitere Zahnradstufe verbaut ist, um die gewünschte Übersetzung zu erhalten.

Hierbei wird das Gehäuse mit drei Teilungsebenen versehen, um auch die Nockenwelle mit Hilfe einer Teilung im Gehäuse einbauen zu können.

Kopf

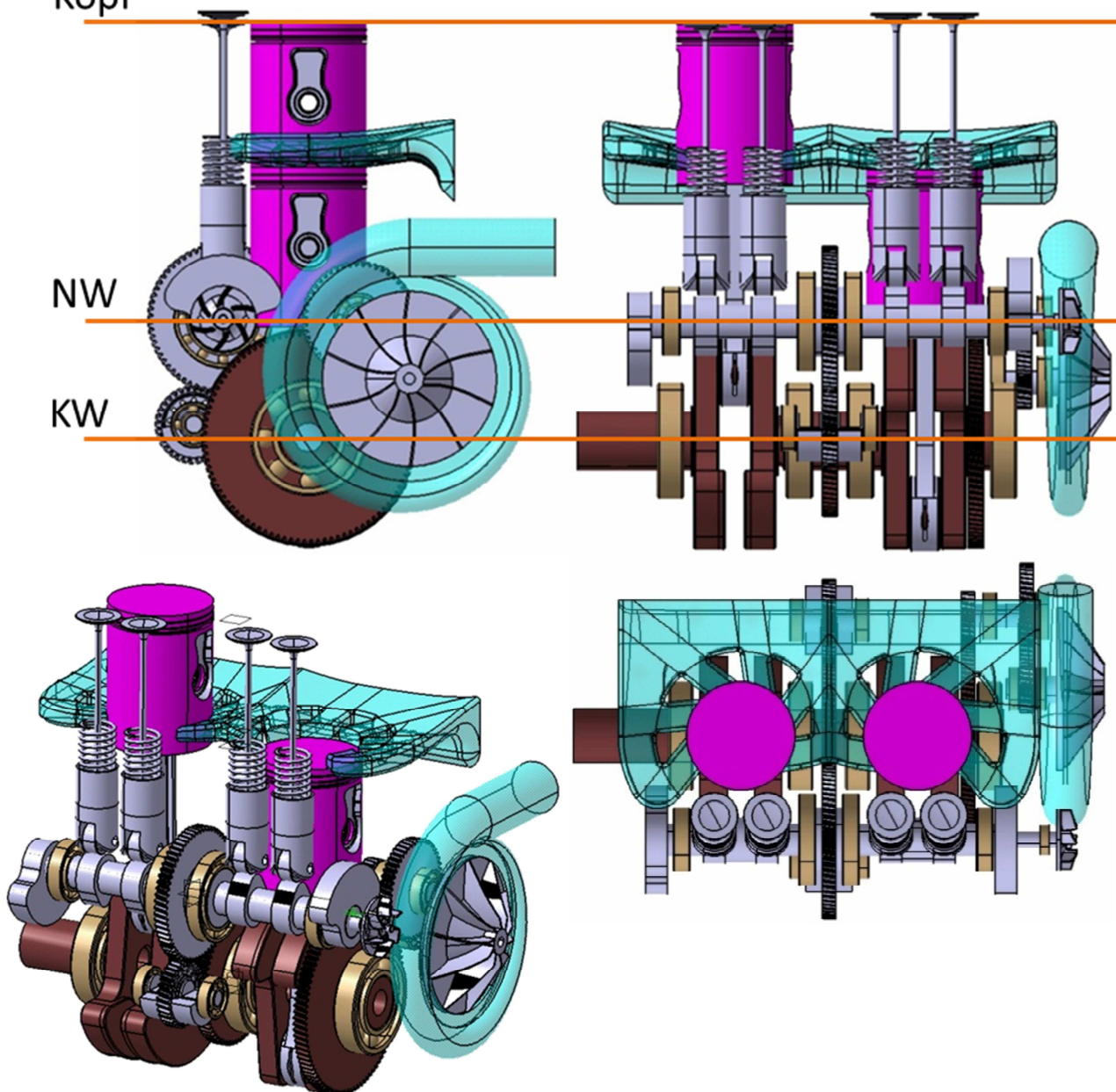


Abbildung 3-4: Rädertriebkonzept 2

3.2.4 Konzept 3

Dieses Konzept ist von der Anordnung der Räder ident mit Konzept 2: im Gegensatz zu Konzept 1 und 2 jedoch sind hier die Ventile um $5[^\circ]$ zur Seite geneigt. Dadurch gewinnt man zwischen Nockenwelle und Kurbelwange etwas mehr Platz und somit wird es möglich, den Durchmesser der Zahnräder des Nockenwellenantriebes soweit anzupassen, bis auch die Ausgleichswellen 2. Ordnung in der Teilungsebene der Kurbelwelle integriert werden können.

Die Teilungsebenen sind ebenfalls ident zu Konzept 2 ausgeführt.

Kopf

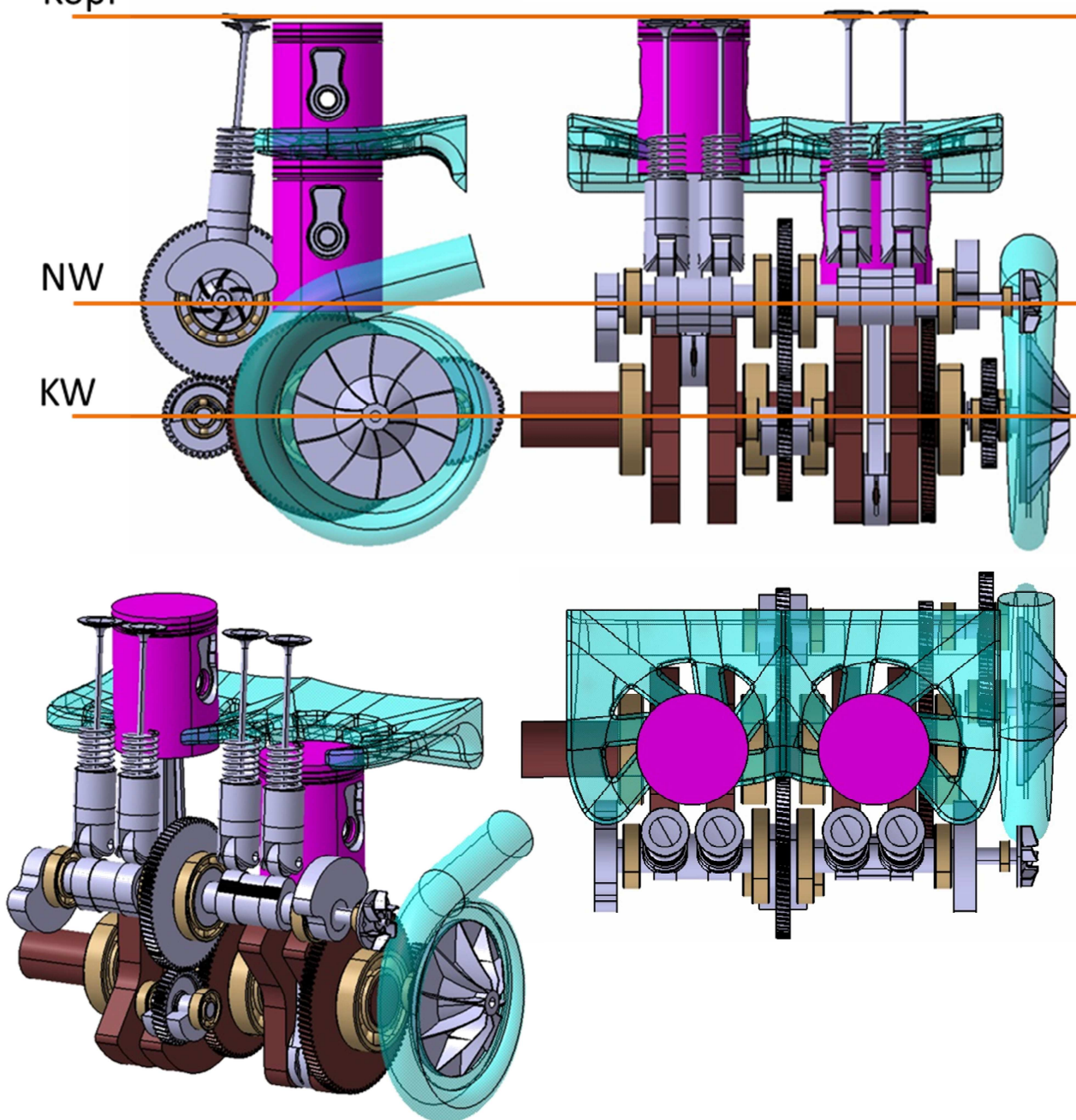


Abbildung 3-5: Rädertriebkonzept 3

Eine tabellarische Übersicht der Konzepte ist in **Tabelle 3-2** zu finden.

	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3
Ventilneigung	0°	0°	5°
Nockenwellenantrieb	seitlich	zentral	zentral
Wasserpumpe	über Riementrieb	integriert in Nockenwelle	integriert in Nockenwelle
Verdichterantrieb	1.Stufe über Riemen / 2.Stufe über Zahnrad	2 Zahnradstufen / 1. über Kurbelwange	2 Zahnradstufen / 1. über Kurbelwange
Verdichter	konzentrisch mit Kurbelwelle	in keiner Teilungsebene	in der Teilungsebene der KW
Zwischenwelle	in der Teilungsebene der KW	in keiner Teilungsebene	in der Teilungsebene der KW
Massenausgleich 2.O	unten / zentral	seitlich	seitlich / in der Teilungsebene der KW

Tabelle 3-2: Gegenüberstellung der Rädertriebskonzepte

3.2.5 Endgültiges Konzept

Das ausgeführte Konzept stellt eine Mischung aus den zuvor gezeigten Konzepten dar, wobei sich im Laufe des Projektes auch Änderungen der Anforderungen an den Rädertrieb ergeben haben. Durch die Entscheidung für eine Gleitlagerung (siehe **3.3**) wurde es z.B. notwendig, eine Ölpumpe in den Rädertrieb mit aufzunehmen. Des Weiteren ist das Konzept im Laufe der Konstruktion, so weit wie möglich, vereinfacht worden. Dadurch können Zahnradstufen doppelt genutzt werden, um einen kostengünstigen Rädertrieb darzustellen. Schließlich stellt sich der Rädertrieb wie folgt dar:

Der Antrieb der Nockenwelle erfolgt wie in Konzept 3 dargestellt über eine seitlich angebrachte Zahnradstufe.

An dieser Zahnradstufe werden gleichzeitig, ähnlich dem Konzept 2, die Ausgleichswellen angetrieben. Um die Ausgleichsgewichte wieder in der Symmetrieebene des Motors zu positionieren, werden die Wellen der Ausgleichswellen verlängert.

Dies ist jedoch nur möglich, da die Ventilneigung mit 5° aus Konzept 3 übernommen wurde. Sonst würde es zu einer Kollision zwischen Pleuel und Ausgleichswellen kommen.

Als erste Übersetzungsstufe des Verdichters wird die Zahnradstufe der Ausgleichswelle 2. Ordnung mitverwendet. Die zweite Übersetzungsstufe ermöglicht die Gesamtübersetzung zur Kurbelwelle von 1:10.

Die Ölpumpe wird mit Hilfe der Ausgleichswelle 2. Ordnung über eine Zahnradstufe

angetrieben. Der Antrieb der Wasserpumpe erfolgt direkt über die Nockenwelle.

Aufgrund des eingesparten Rädertriebes in der Mitte der Kolben ist es möglich, sowohl bei der Kurbelwelle als auch bei der Nockenwelle ein Lager einzusparen.

Die Überlegungen, geräuscharme Riementriebe zu verwenden, konnte leider nicht umgesetzt werden. Der Antrieb der Nockenwelle und der Ausgleichswellen 2. Ordnung mittels Zahnriemen kann angesichts der benötigten Drehrichtungsumkehrungen nicht ohne aufwendige Umlenkungen realisiert werden. Ebenfalls ist es infolge der hohen Drehzahlen am Verdichter nicht möglich, einen Keilriemen als zweite Übersetzungsstufe einzusetzen. Die Gehäuseteilung in der Höhe des oberen Totpunktes und der Kurbelwelle sind aus Konzept 1 übernommen worden, wobei der Einbau der Nockenwelle von unten innerhalb des Gehäuses erfolgt.

Kopf

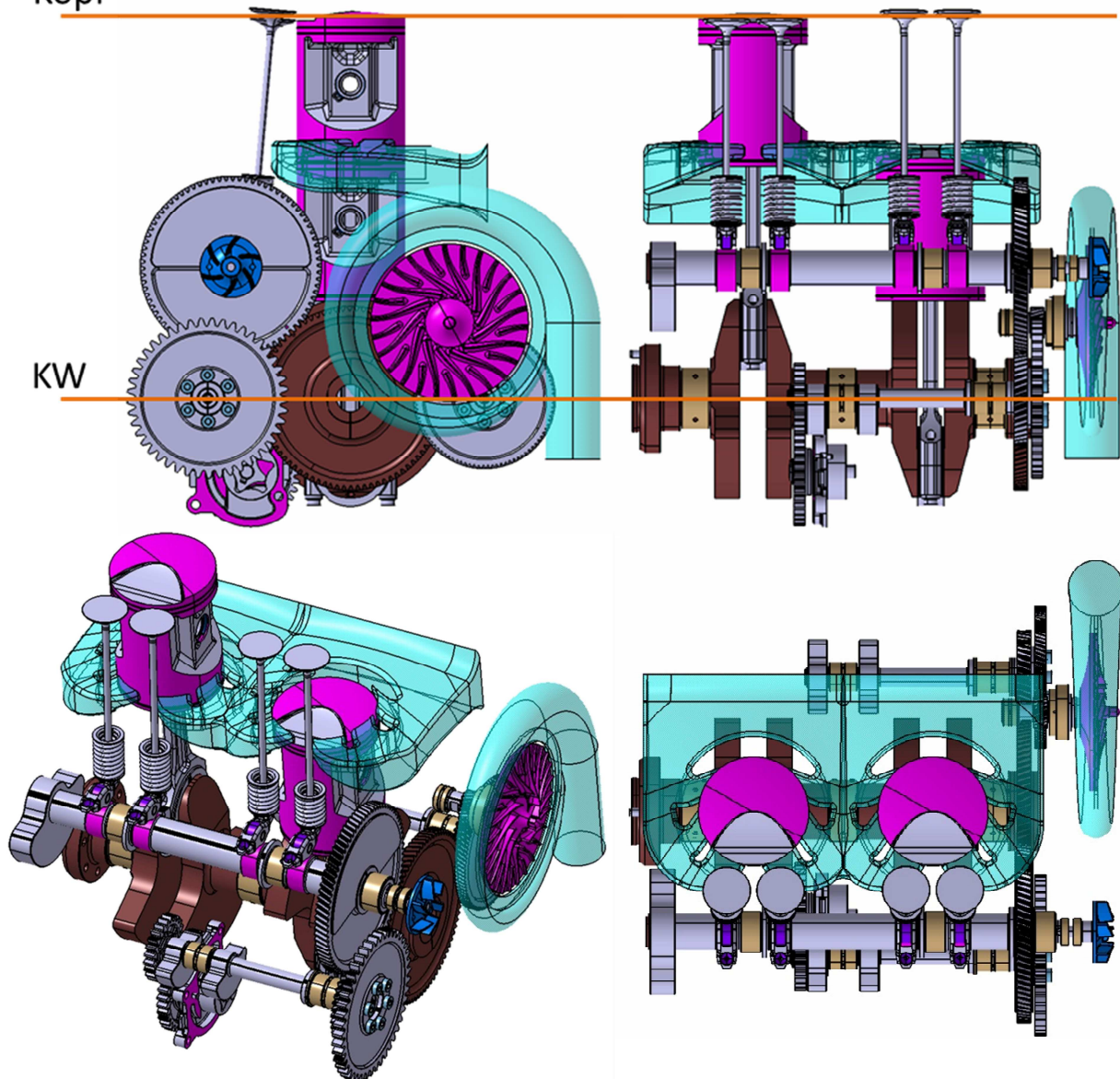


Abbildung 3-6: Endgültiges Rädertriebkonzept

3.3 Lagerungskonzepte

Da es bei diesem Motorkonzept möglich ist, sowohl Gleit- als auch Wälzlager für den Rädertrieb anzuwenden, wurden beide Konzepte für diesen Einsatz gegenübergestellt und bewertet.

3.3.1 Vergleich zwischen Wälzlagerung und Gleitlagerung

Die folgende Tabelle zeigt eine prinzipielle Gegenüberstellung von Wälzlagern und Gleitlagern über verschiedene Anforderungen und Einflussgrößen. Hierbei sind lediglich die für einen Range Extender relevanten Punkte dargestellt.

Anforderungen, Einflussgrößen	Wälzlager	Gleitlager
Stoßaufnahme und Schwingungsdämpfung	schlecht	gut
Geteilte Lager	ungünstig, nur bedingt möglich	üblich, problemlos
Häufiger An- und Ablauf	problemlos, kleines Anfahrmoment	ungünstig, im Allgemeinen großes Anfahrmoment
Geräusch	relativ groß	sehr gering, kaum Geräusch
Reibungszahl	niedrig, weitgehend unabhängig von Betriebsparametern	abhängig von Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit
Lebensdauer	begrenzt, jedoch vorherberechenbar	theoretisch unbegrenzt, jedoch durch An- und Auslaufvorgänge begrenzt
Raumbedarf	geringe Breite, große Durchmesser	geringe Breite, geringer Durchmesser
Herstellungs- bzw. Beschaffungskosten	größer	gering, besonders bei großen Durchmessern billiger
Betriebskosten	sehr niedrig	vom Schmiersystem abhängig
Schmierung	geringer Schmierstoffbedarf	Umlaufschmierung notwendig

Tabelle 3-3: Vergleich zwischen Wälzlagern und Gleitlagern

3.3.2 Lagerbewertung

Des Weiteren wurde eine Bewertung durch 6 Mitarbeitern am Institut durchgeführt. Dabei konnten für die wichtigsten Kriterien bei der Lagerauswahl 1 bis 3 Punkte vergeben werden. Je positiver das Kriterium für das Lagerungskonzept erfüllt wird, desto höhere Punkteanzahl wurde vergeben. Diese Kriterien wurden dann gewichtet und eine erreichte Gesamtsumme gebildet.

Tabelle 3-4 stellt die gemittelten Werte über alle Teilnehmer dar. Hierbei fiel die Entscheidung mit 2,48 Gesamtpunkten zugunsten einer reinen Gleitlagerung aus.

Kriterium	Gewichtung	Wälzlagerung	Gleitlagerung	Wälz- u. Gleitlagerung
		Bewertung	Bewertung	Bewertung
Kosten (Herstellung, Beschaffung, Betrieb)	30%	2,00	2,33	1,50
Konstruktion (Raumbedarf, Geteilte Lager)	5%	2,17	1,83	2,00
Geräusch	15%	1,00	3,00	2,00
Reibungszahl	10%	2,83	1,17	2,00
Schmierung	15%	1,91	2,72	2,71
Gewicht	5%	1,20	3,00	2,20
Stoßaufnahme und Schwingungsdämpfung	10%	1,33	2,83	2,33
Lebensdauer	10%	1,67	2,83	2,50
Summe	100%	1,79	2,48	2,05

Tabelle 3-4: Punktebewertung der Lagerungskonzepte

4 Thermodynamik Auslegung

Wie in der Einleitung erläutert, soll ein möglichst verbrauchsgünstiges $\lambda=1$ -Konzept realisiert werden, um mit Hilfe eines 3-Wege-Kat die Schadstoffe möglichst gering zu halten. Dies ist jedoch mit einer herkömmlichen Umkehrspülung, wie sie zum Beispiel bei anderen Zweitakt-Kleinmotoren eingesetzt wird, nur schwierig oder gar nicht umsetzbar.

Um die Probleme der Umkehrspülung zu vermeiden, kommt hier ein Längsspülverfahren zur Anwendung. Der Einlass des Luft-Kraftstoff-Gemisches erfolgt über Überströmkanäle in den Zylinder und der Auslass über Ventile, sodass es möglich ist, durch eine gute Abstimmung der Steuerzeiten bei einem hohen Liefergrad die Spülverluste gering zu halten. Die Gemischaufbereitung erfolgt im dem Einlass vorgeschalteten Luftvolumen.

Durch die spezielle Anordnung der Auslassventile in Form von stehenden Ventilen stellt diese Variante eine neue Form unter den Längsspülverfahren dar.

Das Spülverfahren weist Merkmale einer Längsspülung mit zentralem Auslassventil sowie auch Merkmale einer Doppelkolbenanordnung auf. Die spezielle Anordnung des Auslassventils führt zu einer Brennraumgeometrie, welche stark an jene des Doppelkolbenmotors erinnert.

Normalerweise wird bei aktuellen Zweitakt-Motoren ähnlichen Hubraums der Spüldruck über die Verdichtung des Kurbelgehäuses realisiert. Dabei kommt es aufgrund der notwendigen Schmierung der Lager im Kurbelgehäuse zu einer Kontamination der Frischluft mit Schmieröl. Um dies zu verhindern, wird in diesem Fall der Spüldruck über ein Spülgebläse erzeugt.

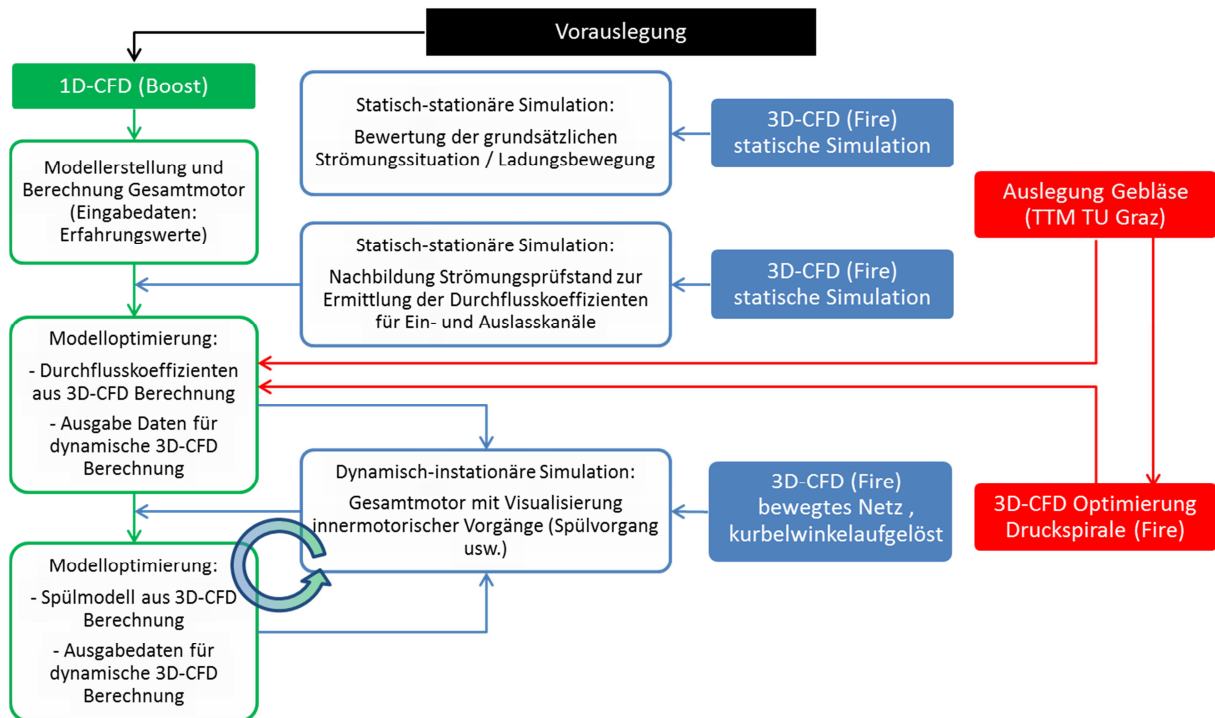


Abbildung 4-1: Vorgehensweise bei der Thermodynamik Auslegung

Abbildung 4-1 stellt die Vorgehensweise bei der Thermodynamik Auslegung dar.

Zuerst wurden in einer Vorauslegung der benötigte Hubraum und die Einlass- und Auslassquerschnitte ermittelt.

Danach entstand auf Basis dieser Vorauslegung und den Erfahrungswerten ein erstes 1D-CFD Modell (AVL-BOOST). Dabei legte man Steuerzeiten und Abmessungen der Ansaug- und der Auslassseite aus. Parallel dazu wurden statisch-stationäre Simulationen verschiedener Einlass- und Auslasskanäle durchgeführt, um prinzipiell die Strömungssituation zu bewerten.

Für die Kanalsituationen sind im nächsten Schritt Durchflusskoeffizienten ermittelt worden, um mit diesen das erstellte 1D-CFD Modell weiter zu optimieren. Parallel dazu erfolgte durch das Institut für Thermische Turbo Maschinen die Auslegung und Anpassung des Gebläses..

Die Daten der 1D-CFD Simulation wurden in eine dynamisch-instationäre 3D-CFD (AVL Fire) übernommen und mit Hilfe einer Schleife zwischen 1D-CFD Simulation und 3D-CFD Simulation optimiert.

In den folgenden Kapiteln wird näher auf die Vorauslegung der Geometrie und die 3D-CFD Simulation eingegangen.

4.1 Auslegung des Hubvolumens

Tabelle 4-1 stellt den, vom Auftraggeber vorgegebenen, Betriebspunkt für den Motor bei 90% Last und die daraus berechneten Werte für die Volllast dar.

WOT	Leistung	Drehzahl	Drehmoment
[%]	[kW]	[U/min]	[Nm]
90	27	3000	85,9
100	30	3000	95,5

Tabelle 4-1: Leistungsvorgabe

Aus Erfahrungswerten wurde für diese Motorkonfiguration ein effektiver Mitteldruck von 6 [bar] angenommen, sodass ein benötigtes Hubvolumen berechnet werden konnte (**Glg. 4-6**).

Um die Möglichkeit darzustellen, die Kolbenringe und den Ölabstreifring von einem bestehenden Motor zu übernehmen, wurde eine Recherche über bereits in Serie verbaute Bohrungsdurchmesser durchgeführt. Hierbei wurde eine langhubige Konfiguration forciert, um für die Längsspülung bessere Randbedingungen darzustellen. Weiters wurde noch die mittlere Kolbengeschwindigkeit ermittelt, welche in diesem Fall unkritisch ist. Die daraus resultierenden Werte sind in **Tabelle 4-2** dargestellt.

$$V_H = \frac{P_e}{n * p_e} \quad \text{Glg. 4-1}$$

$$c_m = 2 * n * s \quad \text{Glg. 4-2}$$

c_m ...	[m/s]	mittlere Kolbengeschwindigkeit
s ...	[mm]	Kolbenhub

P_e	n	p_e	V_H	Zylinderanzahl	Bohrung	Hub	c_m
[kW]	[U/min]	[bar]	[dm ³]	[-]	[mm]	[mm]	[m/s]
30	3000	6	1	2	80	99,5	9,95

Tabelle 4-2: Hubvolumen

4.2 Auslegung der Einlassfensterflächen und der Ventilgröße

Die Vorauslegung der Einlass- und Auslassquerschnitte erfolgt bei Zweitakt-Ottomotoren mit Hilfe von empirisch ermittelten Werten. Hierbei ist es möglich mit Hilfe von spezifischen Größen, Motoren mit unterschiedlichem Hubraum und Nenndrehzahl zu vergleichen (vgl. [3]).

4.2.1 Auslegung mittels Kanal-Kurbelwinkelquerschnitt (KKWQ)

Die Auslegung der Querschnitte erfolgt mittels Kanal-Kurbelwinkelquerschnitt. Diese Größe gibt an, wie viel Kanalfläche [mm²] wie lange [°KW] geöffnet ist. Durch Division mit dem Hubvolumen kann diese Kenngröße spezifisch dargestellt werden.

Mit Hilfe einer weiteren Division mit der Drehzahl kann diese auch noch unabhängig von der Nenndrehzahl dargestellt werden. Dieser spezifische Zeitquerschnitt gibt an, wie viel Kanalfläche [m²] wie lange [s] geöffnet ist, somit ist ein Vergleich zwischen verschiedenen Motoren mit gleichem Mitteldruck möglich (vgl. [3]).

$$Q = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} A_{(\varphi)} * d\varphi \quad \text{Glg. 4-3}$$

$$Q_S = \frac{Q}{V_H} \quad \text{Glg. 4-4}$$

$$Z_S = \frac{Q_S}{n_A} \quad \text{Glg. 4-5}$$

V_H ...	[m ³]	Hubvolumen
Q ...	[m ² * °KW]	Kanal-Kurbelwinkelquerschnitt
Q_S ...	$\left[\frac{°KW * m^2}{m^3} \right]$	Spezifischer Kanal-Kurbelwinkelquerschnitt
n_A ...	$\left[\frac{1}{min} \right]$	Auslegungsdrehzahl
Z_S ...	$\left[\frac{sec * m^2}{m^3} \right]$	Spezifischer Zeitquerschnitt

4.2.2 Einlasskanäle

Die Berechnung der aktuellen Fensterfläche für die Einlasskanäle wurde mit Hilfe einer gemittelten Sehnenbreite und der geöffneten Kanalhöhe berechnet. Als Fensterflächen entstand aus Fertigungsgründen, ein an den Ecken verrundetes Rechteck. Die gemittelte Sehnenbreite wurde so berechnet, dass sie einem nicht verrundeten Rechteck mit gleichem Flächeninhalt und Höhe entspricht.

Da die Strömungsmittellinie bei den meisten Kanälen nicht normal auf die Zylinderachse und unter einem Winkel zum Radius auf den Strömungslinien-Durchstoßpunkt durch die Zylinderwand steht, kommt es zu einer Reduzierung der Querschnittsfläche.

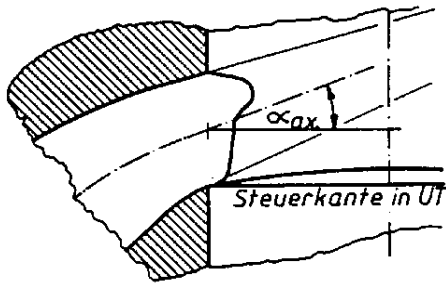


Abbildung 4-2: Axiale Winkelabweichung [3]

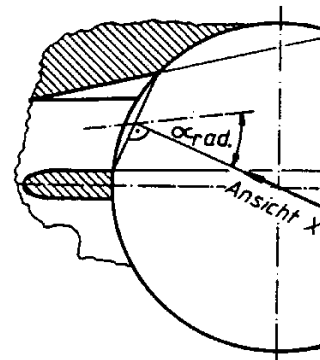


Abbildung 4-3: Radiale Winkelabweichung [3]

$$A = A_F * \cos\alpha_{ax} * \cos\alpha_{rad}$$

Glg. 4-6

A_F ...	$[m^3]$	Fensterfläche
α_{ax} ...	$[^\circ]$	axiale Winkelabweichung
α_{rad} ...	$[^\circ]$	radiale Winkelabweichung
A ...	$[m^3]$	tatsächliche Querschnittsfläche

Für die Auslegung der Kanäle wurde zuerst mittels CAD eine mögliche Konfiguration (**Abbildung 4-4**) von Hauptüberströmer (HÜS), Nebenüberströmer (NÜS) und Aufrichtkanal (AK) erstellt und die Sehnenbreiten wie auch die radiale Winkelabweichung gemessen. Die axialen Winkelabweichungen wurden von einer Umkehrspülungskonfiguration übernommen. Aus dieser Vorgabe und jener eines spezifischen KKWQ konnte die benötigte Fensterhöhe h_F und der Steuerwinkel α_{Ein} berechnet werden. Der Berechnung liegen die Werte aus **Tabelle 4-3** zugrunde.

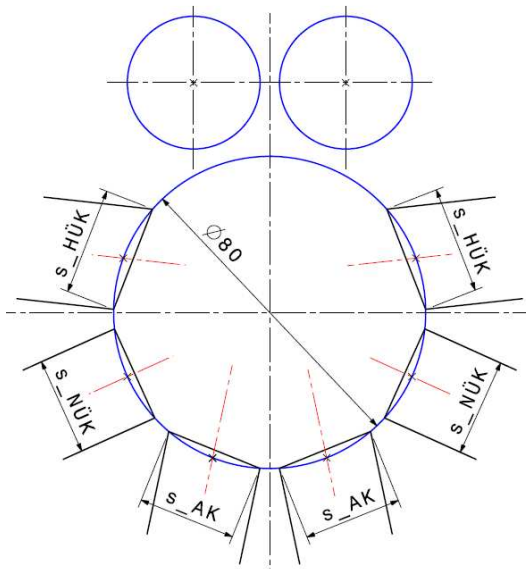


Abbildung 4-4: Einlasskanäle

	Wert	Einheit
Q_{S_Ein}	145	$[^\circ KW * m^2 / m^3]$
$s_{HÜK}$	27,5	[mm]
$s_{NÜK}$	25	[mm]
s_{AK}	25,2	[mm]
h_F	10	[mm]
α_{Ein}	$85,3^\circ$	$[^\circ KW]$

Tabelle 4-3: Auslegung der Einlassfensterhöhe

4.2.3 Auslassventil

Für Zweitaktmotoren mit Auslassventil sind bis dato keine Auslegungen und keine Werte für den spezifischen KKWQ bekannt.

Da man bei einem Doppelkolbenmotor ebenfalls von einer mit diesem Konzept vergleichbaren Längsspülung ausgehen kann, wurde die Vorgabe für den spezifischen Kanalkurbelwinkelquerschnitt aus einer früheren Untersuchung eines solchen Motors übernommen.

Für die Berechnung der benötigten Ventilfläche wird davon ausgegangen, dass bei geschlossenem Ventil keine Fläche und bei maximalem Hub von 6 mm die gesamte Ventilfläche freigegeben wird. Dazwischen wird linear interpoliert. Im nächsten Schritt wurde eine vorhandene Ventilerhebungskurve mit Hilfe einer Sinusfunktion angenähert, so dass die gewünschten Steuerzeiten, welche auf Grund von Erfahrungswerten bekannt sind, über die Sinusfunktion eingestellt werden konnten. Nun war es möglich, über die Veränderung des Ventilquerschnittes den gewünschten spezifischen KKWQ einzustellen. Der Berechnung liegen die Werte aus **Tabelle 4-4** zugrunde.

	Wert	Einheit
Q_{S_Aus}	225	[°KW*m ² /m ³]
Ventilhub	6	[mm]
A_{δ}	105	[°KW n OT]
A_S	230	[°KW n.OT]
A_V	902,5	[mm ²]

Tabelle 4-4: Auslegung der Ventilfläche

A_{δ} ...	[°KW n. OT]	Ventil öffnet
A_S ...	[°KW n. OT]	Ventil schließt
A_V ...	[mm ²]	Ventilquerschnittsfläche

4.2.4 Kurbelwinkelquerschnitte

Abbildung 4-5 zeigt die berechneten Querschnitte der Einlasskanäle und des Auslassventils über den Kurbelwinkel. Hier ist sehr schön das frühe Öffnen des Ventils und das annähernd gleichzeitige Schließen der Einlasskanäle und des Ventils zu erkennen.

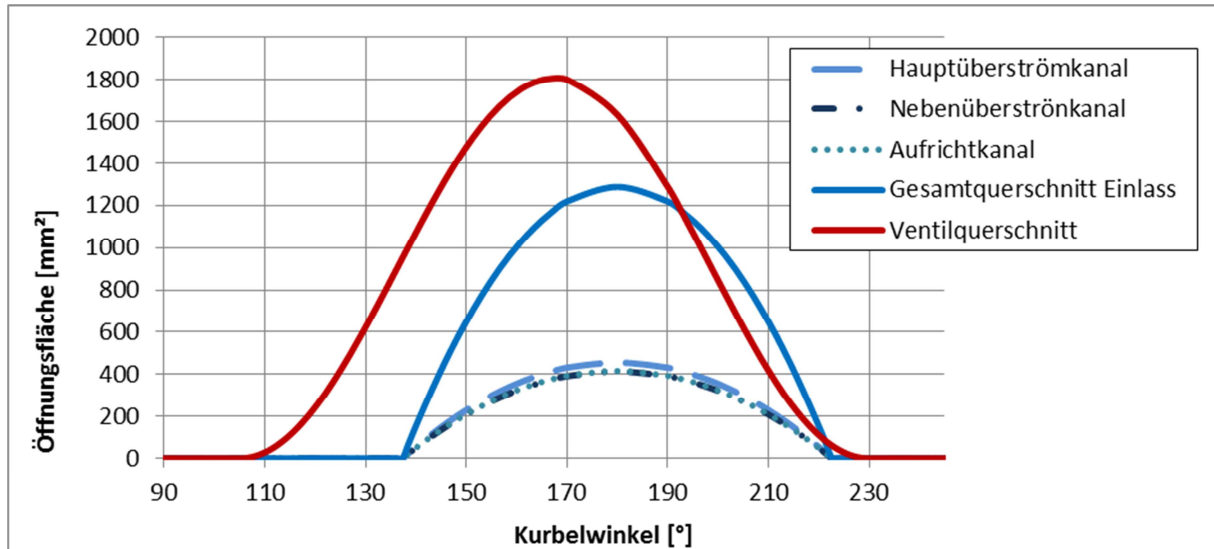


Abbildung 4-5: Öffnungsquerschnitte über Kurbelwinkel

4.2.5 Ermittlung der Ventilanzahl

Mit der aus **4.2.3** ermittelten Querschnittsfläche ist es möglich, eine optimale Ventilanzahl zu bestimmen. Hierfür sind grafisch eine 1- bis 3-Ventilanordnung erstellt und ein Vergleich von Oberflächen-Volumenverhältnis der Brennräume bestimmt worden (**Abbildung 4-6**). Weiters wurde die maximale erstreckte Länge im Brennraum bestimmt, um bei einer zentrischen Zündkerzenposition die Flammenwege abschätzen zu können.

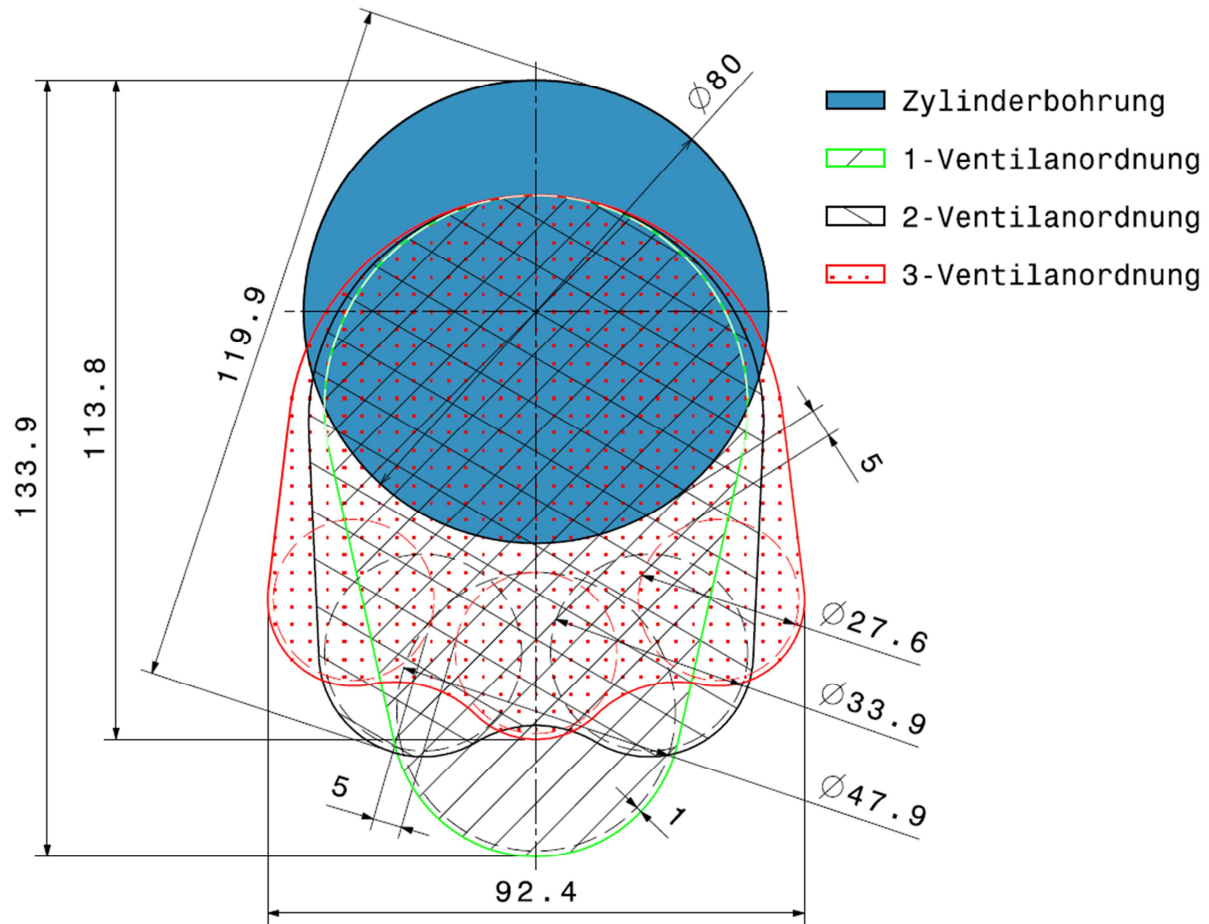


Abbildung 4-6: Ventilanordnungen

Die Ergebnisse sind in **Tabelle 4-5** dargestellt, wobei die erste Position in der Tabelle einen zylindrischen Brennraum mit Zylinderbohrungsdurchmesser als Referenz darstellt.

In diesem Fall wurde eine 2-Ventilanordnung gewählt, da das Oberflächen-Volumenverhältnis nur geringfügig höher ist, als bei einer 1-Ventilanordnung. Jedoch ist, wie aus dem Flammenweg ersichtlich, eine wesentlich bessere Brennraumgeometrie möglich. Eine 3-Ventilanordnung bringt nur mehr eine geringfügige Verbesserung des Brennraums, würde jedoch für den Ventiltrieb und den Abgaskrümmen einen erheblichen Mehraufwand bedeuten.

Bohrung	Hub	ϵ	$\#_v$	L_{C_max}	O_C/V_C	
[mm]	[mm]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[%]
80	99,5	10		40	0,231	0
			1	66,95	0,276	20
			2	59,95	0,281	22
			3	56,9	0,289	25

Tabelle 4-5: Auswertung der Ventilanordnungen

$\#_F$...	[-]	Anzahl der seitlichen Ventile
L_{C_max} ...	[m ³]	maximaler Flammenweg
O_C/V_C ...	[-]	Oberflächen-Volumenverhältnis
O_C/V_C ...	[%]	prozentuelle Abweichung des O_C/V_C Verhältnis zum zyl. Brennraum

4.3 3D-CFD Simulation des Ladungswechsels

Hierbei ist vorab zu sagen, dass im Rahmen dieser Diplomarbeit nur die Modelle für die Simulation erstellt wurden. Die Simulationen selbst wurden von Mitarbeitern des Institutes durchgeführt.

Um die Ladungsbewegung während des Spülvorganges vorab abschätzen zu können, wurden verschiedene Einlasskonfigurationen mit ganz geöffneten Einlasskanälen (Kolben im UT) und ganz geöffneten Auslassventilen stationär durchströmt. Dabei wurden 3 verschiedene Drall- und 4 verschiedene Tumble-Variationen simuliert. Somit konnten die Varianten für die rechenintensivere dynamisch-instationäre Simulation eingegrenzt werden. Im Folgenden wird zur Veranschaulichung nur auf 3 dynamisch-instationär simulierte Ergebnisse eingegangen.

4.3.1 Dynamisch-instationäre 3D-CFD Simulation

In **Tabelle 4-6** sind 3 simulierte Konfigurationen für den Ladungswechsel dargestellt. Wobei bei der ersten Variante, mit Hilfe eines Dralls der Zylinderraum von unten mit einer rotierenden Bewegung des Frischgases gefüllt werden soll. Bei der zweiten Variante, einer sogenannten Tumblevariante wird eine symmetrische Strömungssituation im Zylinder angestrebt, welche sich von unten ohne wesentliche Durchmischung nach oben fortpflanzt.

Die angegebenen Simulationsergebnisse zeigen, dass der Fanggrad bei den ersten beiden Varianten für einen Zweitaktmotor schon sehr hoch ist, sich gegenüber einem Viertaktmotor jedoch als gering darstellt. Deshalb wurde mit beiden Varianten versucht, bei mindestens

gleichbleibenden Liefergrad, den Fanggrad noch deutlich zu steigern. Dafür wurden 8 verschiedene Einlasskanalvarianten erstellt und simuliert. Schließlich konnte ausgehend von der Tumblevariante ein akzeptables Ergebnis (Variante 3) erreicht werden.

Tabelle 4-6 können die radialen und axialen Winkel der einzelnen Kanäle und die aus der Simulation berechneten Werte für den Ladungswechsel entnommen werden.

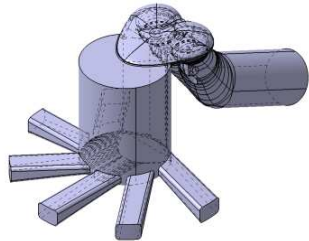
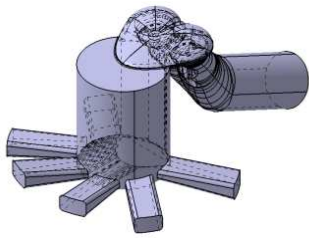
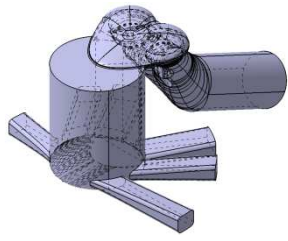
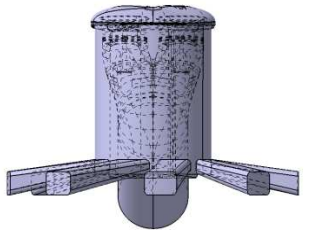
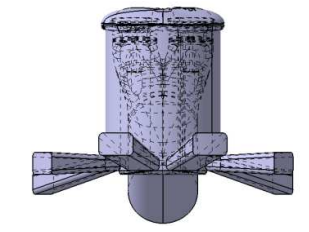
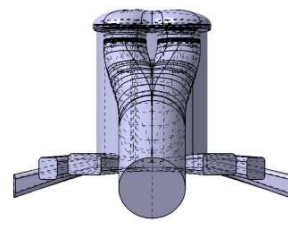
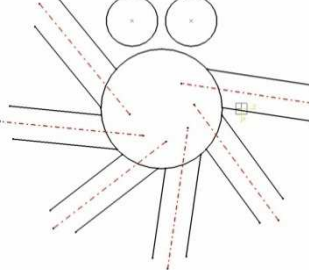
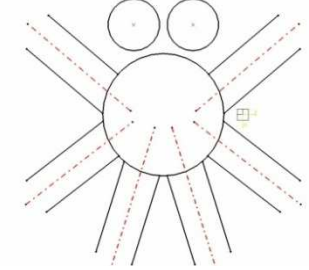
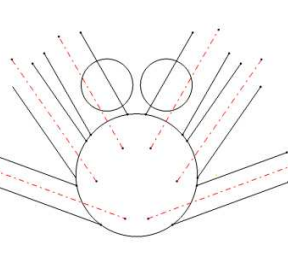
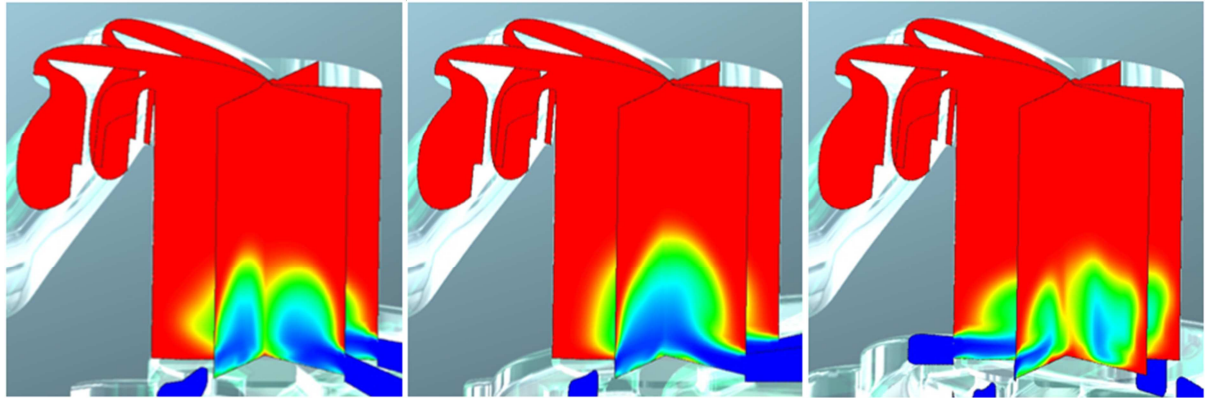
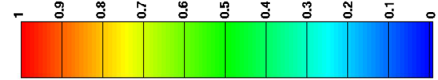
1 Drall			2 Tumble_einlassseitig			3 Tumble_auslassseitig		
								
								
								
Winkel der Einlasskanäle [°]								
	Links	Rechts		Links	Rechts		Links	Rechts
HÜS_Radial	30	30	HÜS_Radial	18,7	-18,7	HÜS_Radial	-1,2	1,2
NÜS_Radial	30	30	NÜS_Radial	-13,2	13,2	NÜS_Radial	39,3	-39,3
ARK_Radial	30	30	ARK_Radial	-4,4	4,4	ARK_Radial	-51,8	51,8
HÜS_Axial	10	10	HÜS_Axial	12,5	12,5	HÜS_Axial	0	0
NÜS_Axial	10	10	NÜS_Axial	0	0	NÜS_Axial	5	5
ARK_Axial	10	10	ARK_Axial	-12,5	-12,5	ARK_Axial	15	15
Simulationsergebnisse								
$\mu\sigma$ Einlasskanäle bei $\Delta p= 40\text{mbar}$ im UT	82%		$\mu\sigma$ Einlasskanäle bei $\Delta p= 40\text{mbar}$ im UT	84%		$\mu\sigma$ Einlasskanäle bei $\Delta p= 40\text{mbar}$ im UT	76%	
Fanggrad	91%		Fanggrad	90%		Fanggrad	97%	
Restgasanteil	26%		Restgasanteil	24%		Restgasanteil	22,29%	
Liefergrad λ_{11} bei ρ_{NORM}	52%		Liefergrad λ_{11} bei ρ_{NORM}	55%		Liefergrad λ_{11} bei ρ_{NORM}	57%	

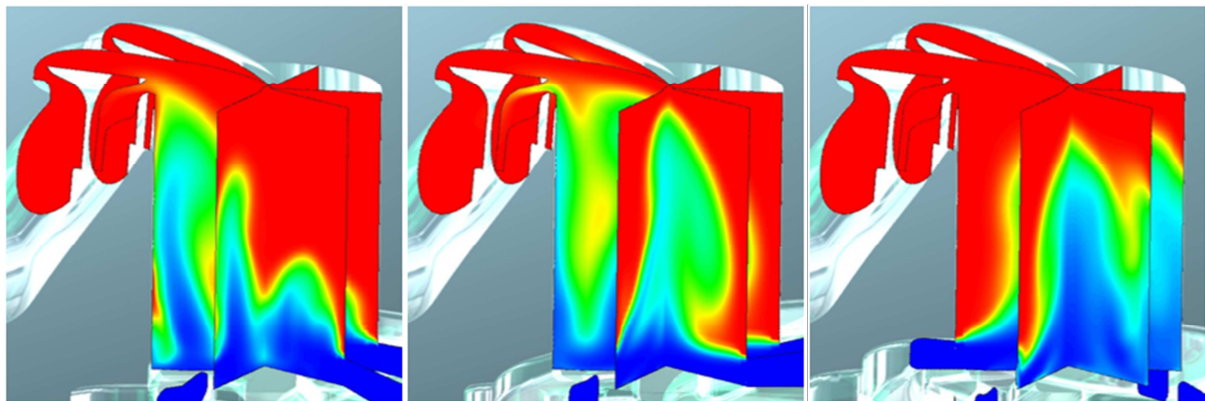
Tabelle 4-6: Simulationsvarianten

Abbildung 4-7 stellt die Simulationsergebnisse für die 3 Varianten grafisch dar. Dabei wird nach unten der Spülvorgang in 20 [°KW] Sprüngen dargestellt, beginnend bei 160 [°KW] und endend mit geschlossenem Ventil bei 220 [°KW]. Rot dargestellt ist in diesem Fall das reine Abgas und blau das Frischgas. Bei den ersten beiden Varianten kam es trotz der unterschiedlichen Einlasskonzepte (Drall, Tumble) in einer frühen Phase des Ladungswechsels zu Spülverlusten. Deshalb wird versucht das Gebiet, aus dem die Spülverluste zuerst austreten, erst in einer späten Phase zu spülen. Somit konnte mit Variante 3, bei der zuerst die abgewandte Seite des Ventils gespült wird, eine deutliche Verbesserung erreicht werden.

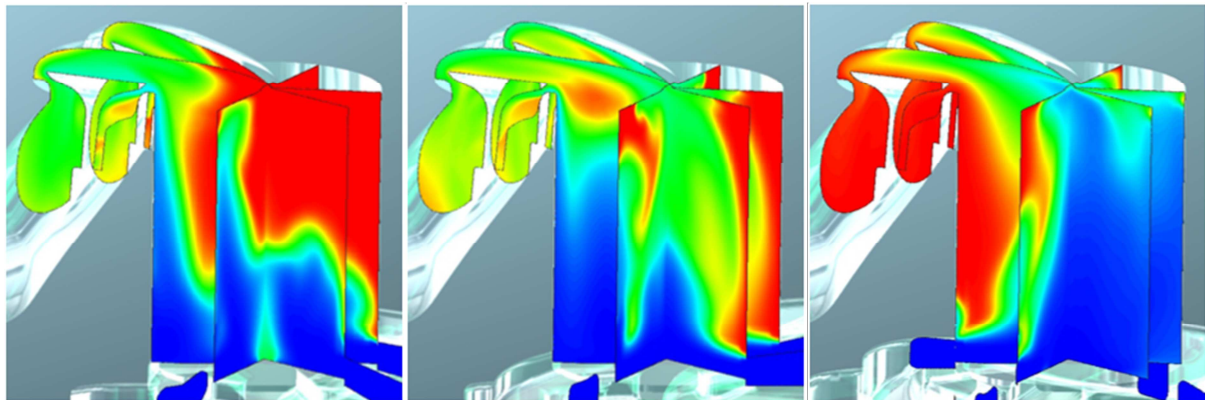
160°KW:



180°KW:



200°KW:



220°KW (Ventil geschlossen):

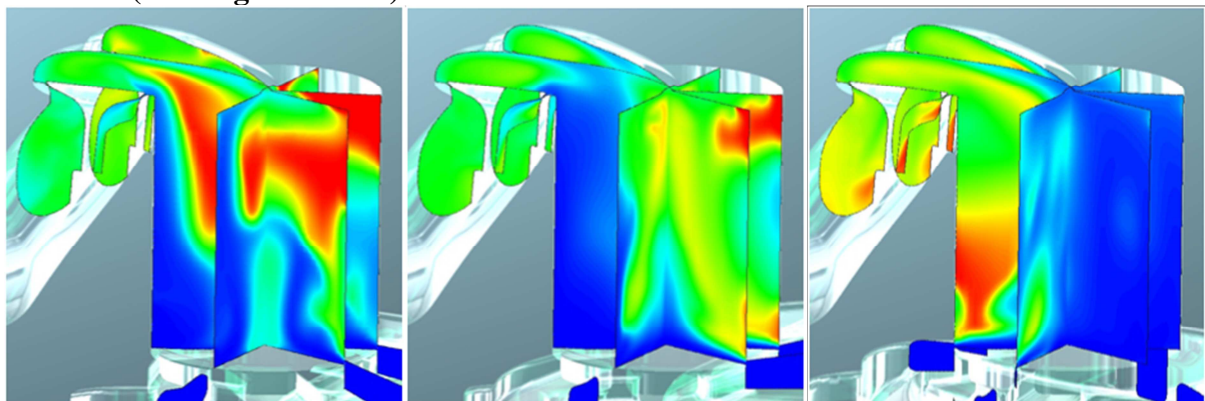


Abbildung 4-7: 3D Simulationsergebnisse des Spülvorganges

5 Konstruktion und Mechanikauslegung

5.1 Konstruktionsrichtlinien

Bei der Konstruktion komplexer Baugruppen wie z.B. eines Motors, ist es notwendig, sich zuvor Richtlinien für die Baugruppe, bzw. für die einzelnen Bauteile zu erarbeiten. Die wesentlichen Punkte sind im Folgenden dargestellt:

Allgemein:

- Die Konstruktion erfolgt ausschließlich mit dem 3D-CAD Programm CATIA[®] V5R16.
- Die Teilebenennung wird über eine Excel-Stückliste generiert.

Bauteile:

- Alle nicht bewegten Teile sind lagerichtig zu konstruieren.
- Skizzen sollten nach Möglichkeit nur auf Ebenen erstellt werden.
- Bei Gusskonstruktionen sollen zuerst der Körper auskonstruiert, dann die Auszugsschrägen und als letztes die Rundungen erstellt werden.
- Die Konstruktion der mechanischen Bearbeitung von Gussteilen erfolgt in einem separaten, eigenen Teil.

Baugruppen:

- Hierbei soll immer mit dem Einfügen und Fixieren des Skeletts begonnen werden.
- Die Einbaubedingungen sollen möglichst auf das Skelett bezogen werden.

5.1.1 Lagerichtige Konstruktion

Vor Beginn der lagerichtigen Konstruktion wird ein Bauteil (Motorskelett) angelegt, in welchem die Hauptabmessungen des Motors mit Hilfe von Skizzen, Achsen und Ebenen hinterlegt werden. Diese Positionen können dann in die einzelnen Bauteile als Referenz kopiert werden, worauf die Konstruktion aufgebaut werden kann, sodass sich eventuelle Änderungen im Skelett auf alle betroffenen Bauteile übertragen. Im Zusammenbau ist es möglich, die einzelnen Teile im Ursprung zu fixieren. Somit sind keine Einbaubedingungen vorhanden, welche z.B. auf Flächen gesetzt werden und verloren gehen könnten. Während der Konstruktion der einzelnen Bauteile werden die Hüllflächen der bewegten Teile ins Skelett übernommen, sodass diese als Begrenzung für die Gehäuseteile herangezogen werden.

5.2 Motorskelett

Abbildung 5-1 stellt das generierte Motorskelett mit allen notwendigen Achsen, Hüllflächen, Referenzebenen und Lagerstellen für den Motor dar.

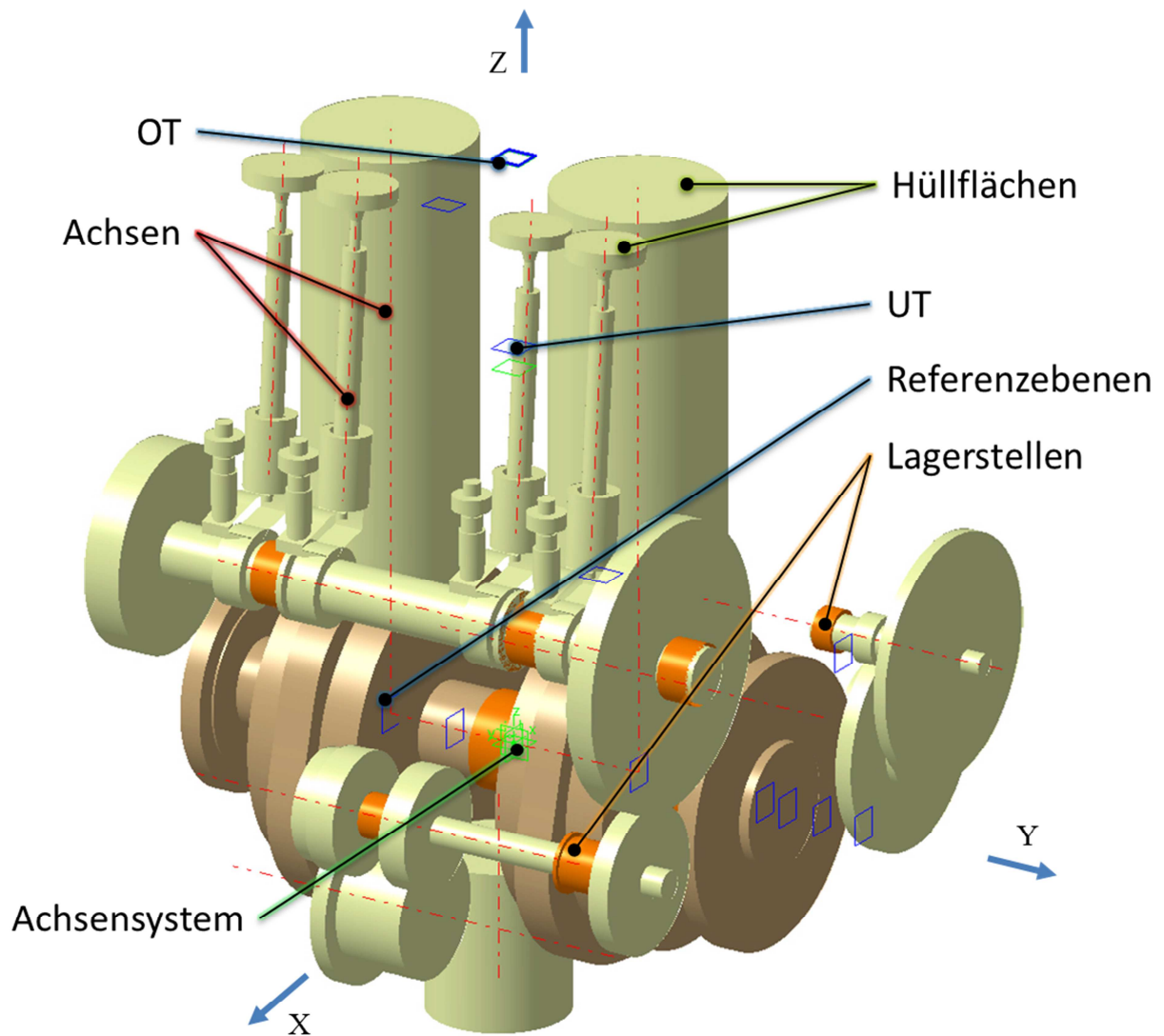


Abbildung 5-1: Motorskelett

5.3 Motorübersicht

Folgende Übersicht vermittelt einen Überblick über den Rädertrieb und die Anbaukomponenten, um in weiterer Folge eine leichtere Orientierung zu ermöglichen.

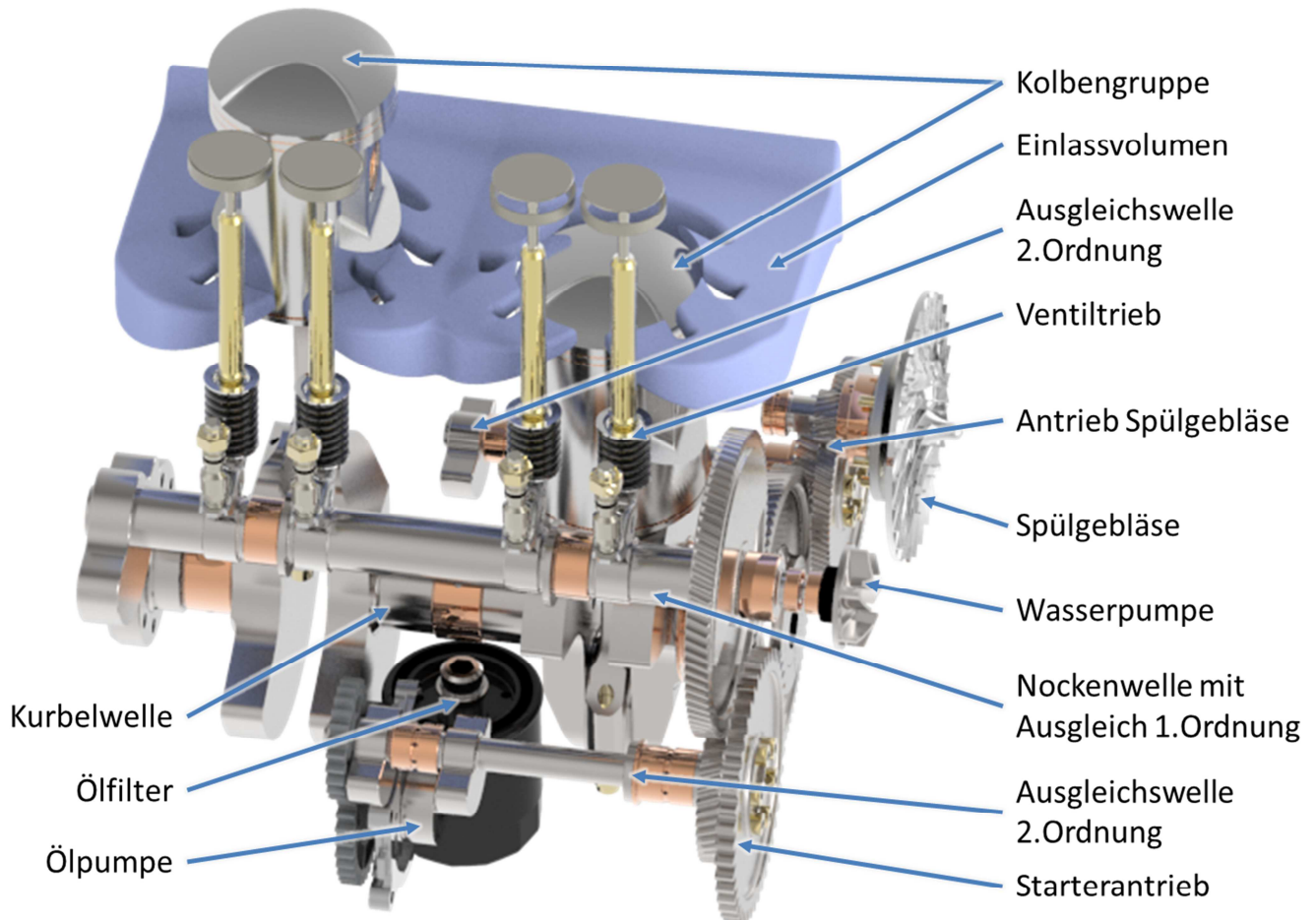
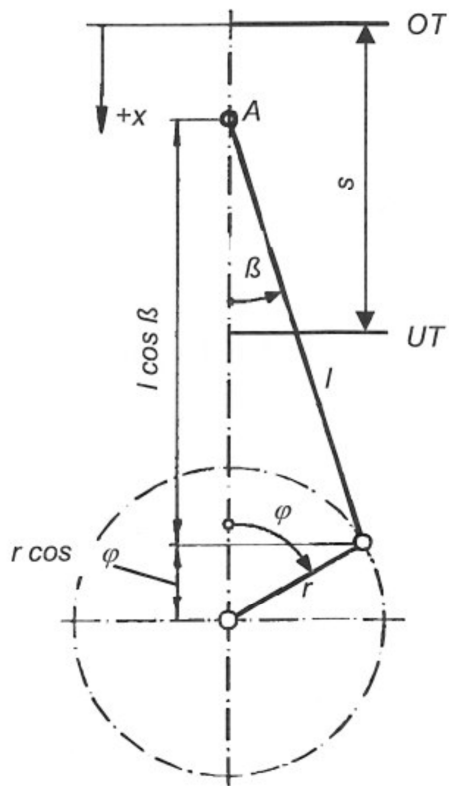


Abbildung 5-2: Motorübersicht

5.4 Der Kurbeltrieb

Der Kurbeltrieb besteht aus dem Kolben, der Pleuelstange und der Kurbelwelle. Die Aufgabe des Kurbeltriebes besteht darin, die oszillierende Bewegung des Kolbens in eine rotierende Bewegung der Kurbelwelle umzuwandeln.

5.4.1 Die Kinematik des Kurbeltriebes



	Einheit	Benennung
x	[mm]	Kolbenweg
r	[mm]	Kurbelradius
l	[mm]	Pleuellänge
φ	[°]	Kurbelwinkel
β	[°]	Pleuelstangenauslenkung
λ_s	[-]	Schubstangenverhältnis
s	[mm]	Hub

Tabelle 5-1: Geometrie des Kurbeltriebes

Abbildung 5-3: Geometrische Verhältnisse am Kurbeltrieb [1]

Abbildung 5-3 stellt die Geometrie eines einfachen Kurbeltriebes dar. Über die geometrischen Zusammenhänge kann der **Weg des Kolbens** (Punkt A) dargestellt werden (Glg. 5-1).

$$x = r + l - r \cdot \cos\varphi - l \cdot \cos\beta$$

Glg. 5-1

$$\sin\beta = \lambda_s \cdot \sin\varphi$$

Glg. 5-2

$$\lambda_s = \frac{r}{l}$$

Glg. 5-3

Durch Umformung dieser Gleichungen erhält man:

$$x = r \cdot \left[1 - \cos\varphi + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \cdot \sin^2\varphi} \right) \right]$$

Glg. 5-4

Der Wurzelausdruck kann mit Hilfe einer Reihenentwicklung vereinfacht werden. Hier kann man für übliche Schubstangenverhältnisse ($\lambda_S=1/3,5$ bis $1/4,5$) die Reihe mit ausreichender Genauigkeit bereits nach der zweiten Potenz abbrechen. Somit ergibt sich die in der Praxis üblich verwendete Form des Kolbenweges.

$$x = r * \left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda_S}{2} * \sin^2\varphi \right) \quad \text{Glg. 5-5}$$

Mit $\varphi = \omega * t$ ergibt sich für die **Kolbengeschwindigkeit**:

$$v_K = \frac{dx}{dt} = r * \omega * \left(\sin\varphi + \frac{\lambda_S}{2} * \sin 2\varphi \right) \quad \text{Glg. 5-6}$$

$v_K \dots$	[m/s]	Kolbengeschwindigkeit
$\omega \dots$	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle

Weiterhin ergibt sich für die **Kolbenbeschleunigung**:

$$a_K = \frac{dv}{dt} = r * \omega^2 * (\cos\varphi + \lambda_S * \cos 2\varphi) \quad \text{Glg. 5-7}$$

$a_K \dots$	[m/s ²]	Kolbenbeschleunigung
-------------	---------------------	----------------------

Die maximale Kolbenbeschleunigung liegt im oberen Totpunkt und beträgt:

$$a_{K_{OT}} = r * \omega^2 * (1 + \lambda_S) \quad \text{Glg. 5-8}$$

5.4.2 Triebwerkskräfte

Die Belastungen auf den Kurbeltrieb bestehen aus den Trägheitskräften, im Motorenbau üblicherweise auch als Massenkräfte bezeichnet, und der Gaskraft.

Die **Gaskraft** lässt sich aus Produkt der Fläche und des Drucks berechnen:

$$F_G = A_K * p_G \quad \text{Glg. 5-9}$$

$F_G \dots$	[N]	Gaskraft
$A_K \dots$	[m ²]	Kolbenfläche
$p_G \dots$	[Pa]	Gasdruck

Allgemein kann die **Trägheitskraft** folgendermaßen berechnet werden:

$T = -m \cdot a$			Glg. 5-10
$T \dots$	$[m/s^2]$	Trägheitskraft	
$m \dots$	$[kg]$	Masse	
$a \dots$	$[m/s^2]$	Beschleunigung	

Um die Massenkräfte des Kurbeltriebes nun bestimmen zu können ist es erforderlich, die Beschleunigungen und Massen im Kurbeltrieb aufzuteilen und einzeln zu betrachten.

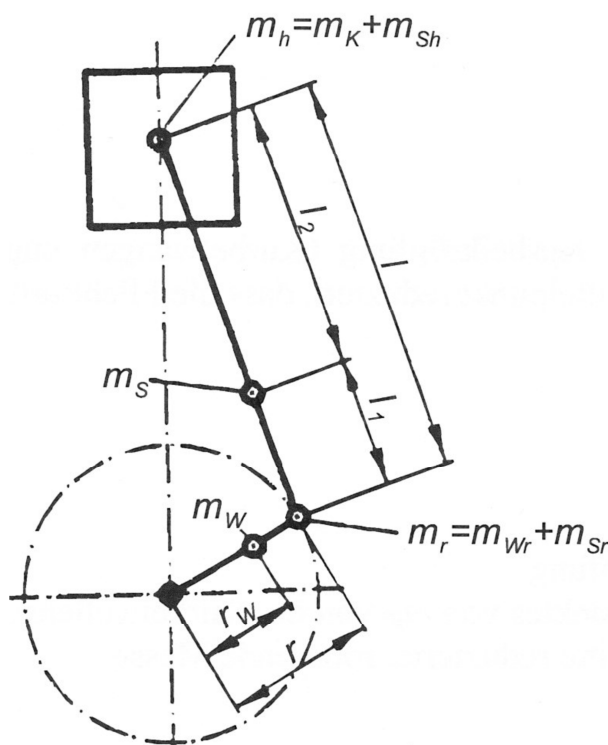


Abbildung 5-4: Massen im Kurbeltrieb [1]

Zeichen	Einheit	Benennung
l	[mm]	Pleuellänge
l_1	[mm]	Abstand Pleuelschwerpunkt - großes Pleuellager
l_2	[mm]	Abstand Pleuelschwerpunkt - kleines Pleuellager
r_w	[mm]	Schwerpunkt-Abstand von m_w zur Pleuelwellenachse
r	[mm]	Kurbelradius
λS	[mm]	Schubstangenverhältnis
m_h	[kg]	oszillierende Masse
m_k	[kg]	Masse der Pleuelgruppe
m_{sh}	[kg]	oszillierender Anteil der Pleuelmasse
m_r	[kg]	rotierende Masse
m_{wr}	[kg]	reduzierte Pleuelwellenmasse
m_{sr}	[kg]	rotierender Anteil der Pleuelmasse
m_s	[kg]	Pleuelmasse

Tabelle 5-2: Legende zu Massen im Kurbeltrieb

Abbildung 5-4 zeigt die Aufteilung des Pleueltriebes in die einzelnen zusammengefassten Massen.

Die Masse des Pleuels wird dabei mit den Pleuelbolzen, dem Pleuelbolzen und der Pleuelbolzensicherung als **Pleuelgruppe** m_K zusammengefasst. Diese wird als ein in der Pleuelbolzenmitte befindlicher Massenpunkt dargestellt und führt eine oszillierende Bewegung aus.

Da das kleine Pleuelauge eine oszillierende und das große Pleuelauge eine rotierende Bewegung beschreitet, ist es notwendig eine Massenaufteilung am Pleuel durchzuführen. Dies exakt zu beschreiben, verlangt nach einer sogenannten Dreipunktaufteilung. Üblicherweise wird jedoch, mit ausreichender Genauigkeit, eine Zweipunktaufteilung gewählt. Hierbei wird die **Pleuelmasse** m_S auf die Kolbenbolzen- und Kurbelzapfenmitte aufgeteilt, wobei die Schwerpunktlage und die Pleuelmasse gleich bleiben. Dabei ergibt sich der **rotierende Massenanteil** und der **oszillierende Massenanteil** folgendermaßen (Abstände siehe **Abbildung 5-4**):

$$m_{Sr} = \frac{l_2}{l} m_S \quad \text{Glg. 5-11}$$

$$m_{Sh} = \frac{l_1}{l} m_S \quad \text{Glg. 5-12}$$

Die exzentrische Masse der **Kurbelwelle** wird mit einer in die Kurbelzapfenmitte reduzierten Masse berücksichtigt, wobei die Fliehkraft erhalten bleibt:

$$m_{Wr} = \frac{r_W}{r} m_W \quad \text{Glg. 5-13}$$

Die Summe der **oszillierenden Massen** beträgt:

$$m_h = m_K + m_{Sh} \quad \text{Glg. 5-14}$$

Somit lässt sich mit der Kolbenbeschleunigung die **Massenkraft** berechnen:

$$F_h = -m_h * a_K = -m_h * r * \omega^2 * \cos\varphi - m_h * r * \omega^2 * \lambda_S * \cos 2\varphi \quad \text{Glg. 5-15}$$

$F_h \dots$ $[N]$ Massenkraft

Die Massenkraft F_h können in Massenkraft **1. Ordnung** (wirken mit Maschinenfrequenz) und Massenkraft **2. Ordnung** (wirken mit doppelter Maschinenfrequenz) aufgeteilt werden:

$$F_I = -m_h * r * \omega^2 * \cos\varphi \quad \text{Glg. 5-16}$$

$$F_{II} = -m_h * r * \omega^2 * \lambda_S * \cos 2\varphi \quad \text{Glg. 5-17}$$

$F_I \dots$ $[N]$ Massenkraft 1.Ordnung

$F_{II} \dots$ $[N]$ Massenkraft 2.Ordnung

Die Summe der **rotierenden Masse** beträgt:

$$m_r = m_{Wr} + m_{Sr} \quad \text{Glg. 5-18}$$

Die **Beschleunigung** der rotierenden Massen beträgt:

$$a_r = r * \omega^2 \quad \text{Glg. 5-19}$$

a_r ... $[m/s^2]$ Zentrifugalbeschleunigung

Somit ergibt sich für die Summe der **rotierenden Massenkräfte**:

$$F_r = m_r * a_r = m_{Wr} * r * \omega^2 + m_{Sr} * r * \omega^2 \quad \text{Glg. 5-20}$$

F_r ... $[N]$ rotierende Massenkraft

5.4.3 Massenausgleich

Kräfte und Momente, welche aufgrund konstruktiv bedingter Unwucht des Kurbeltriebes entstehen, können sich über die Motoraufhängung übertragen und zu unruhigem Lauf und Schwingungen führen. Diese werden dann vom Fahrer meist als unangenehmes Geräusch und Vibrationen wahrgenommen.

Mit Hilfe des Massenausgleichs können diese Kräfte und Momente schon innerhalb des Motors kompensiert werden. Dies kann durch Anbringung bewegter Zusatzmassen und/oder einer geeigneten Kurbelanordnung geschehen. Da der Range Extender nur bei Bedarf zugeschaltet wird, sollte er vom Fahrer möglichst nicht wahrgenommen werden, folglich wird ein 100 %iger Massenausgleich 1.- und 2. Ordnung angestrebt.

5.4.3.1 Freie Kräfte und Momente am Zweizylinder-Reihenmotor

Bei einem Zweizylinder-Reihenmotor ist es möglich, gleich wie bei einem Einzylindertriebwerk, die rotierenden Massen mithilfe von Gegengewichten an den einzelnen Kurbelwangen auszugleichen (**Abbildung 5-5**). Weiters heben sich bei einer 180° versetzten Kurbelwellenanordnung die Kräfte erster Ordnung auf, jedoch entsteht aufgrund des Zylinderabstandes ein Moment um die Querachse (M_x). Die Kräfte zweiter Ordnung addieren sich und die Momente zweiter Ordnung heben sich auf.

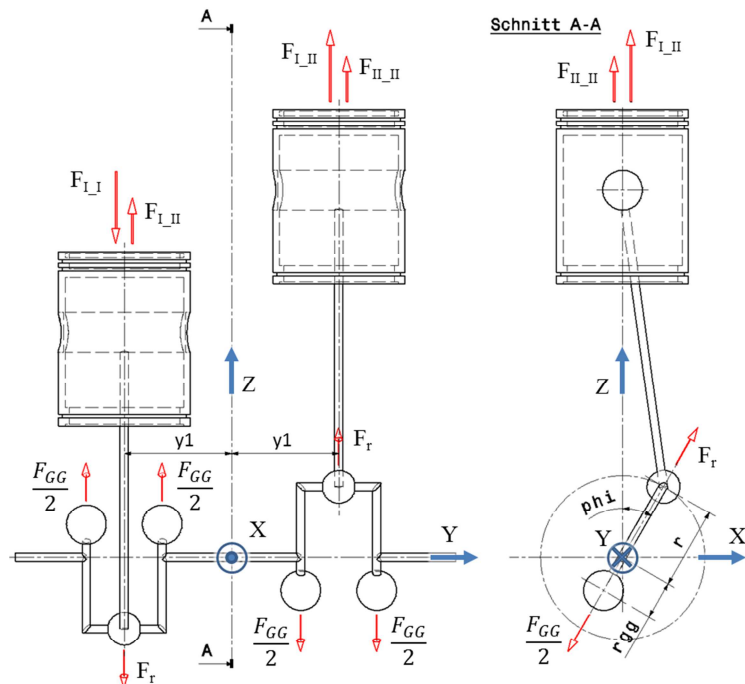


Abbildung 5-5: Kräfte am Zweizylinder-Reihenmotor

Berechnung der freien Kräfte und Momente:

$$F_I = F_{I,I} = F_{I,II} \quad \text{Glg. 5-21}$$

$$F_{II} = F_{II,I} = F_{II,II} \quad \text{Glg. 5-22}$$

$$F_Z = -F_{I,I} + F_{II,I} + F_{I,II} + F_{II,II} = 2 * F_{II} \quad \text{Glg. 5-23}$$

$$M_X = F_{I,I} * y_1 - F_{I,II} * y_1 + F_{I,II} * y_1 + F_{II,II} * y_1 = 2 * F_I * y_1 \quad \text{Glg. 5-24}$$

F_Z ...	[N]	Massenkraft 2.Ordnung
M_X ...	[Nm]	Massenmoment 1. Ordnung
y_1 ...	[mm]	Abstand der Zylinderachse zur Symmetrieebene
$F_I, F_{I,I}, F_{I,II}$...	[mm]	Massenkräfte 1. Ordnung
$F_{II}, F_{II,I}, F_{II,II}$...	[mm]	Massenkräfte 2. Ordnung

Berechnung der Ausgleichsmasse an der Pleuellagerung:

$$F_{GG} = F_r \quad \text{Glg. 5-25}$$

$$m_{GG,1} = m_r * \frac{r}{r_{GG}} \quad \text{Glg. 5-26}$$

F_{GG} ...	[N]	Ausgleichskraft
$m_{GG,1}$...	[kg]	Masse der Gegengewichte
r_{GG} ...	[mm]	Schwerpunktradius der Gegengewichte

In **Abbildung 5-6** sind die Kräfte und Momente des Kurbeltriebes bei der Auslegungsdrehzahl von 4500 [U/min] mit ausgeglichenen rotatorischen Massen dargestellt.

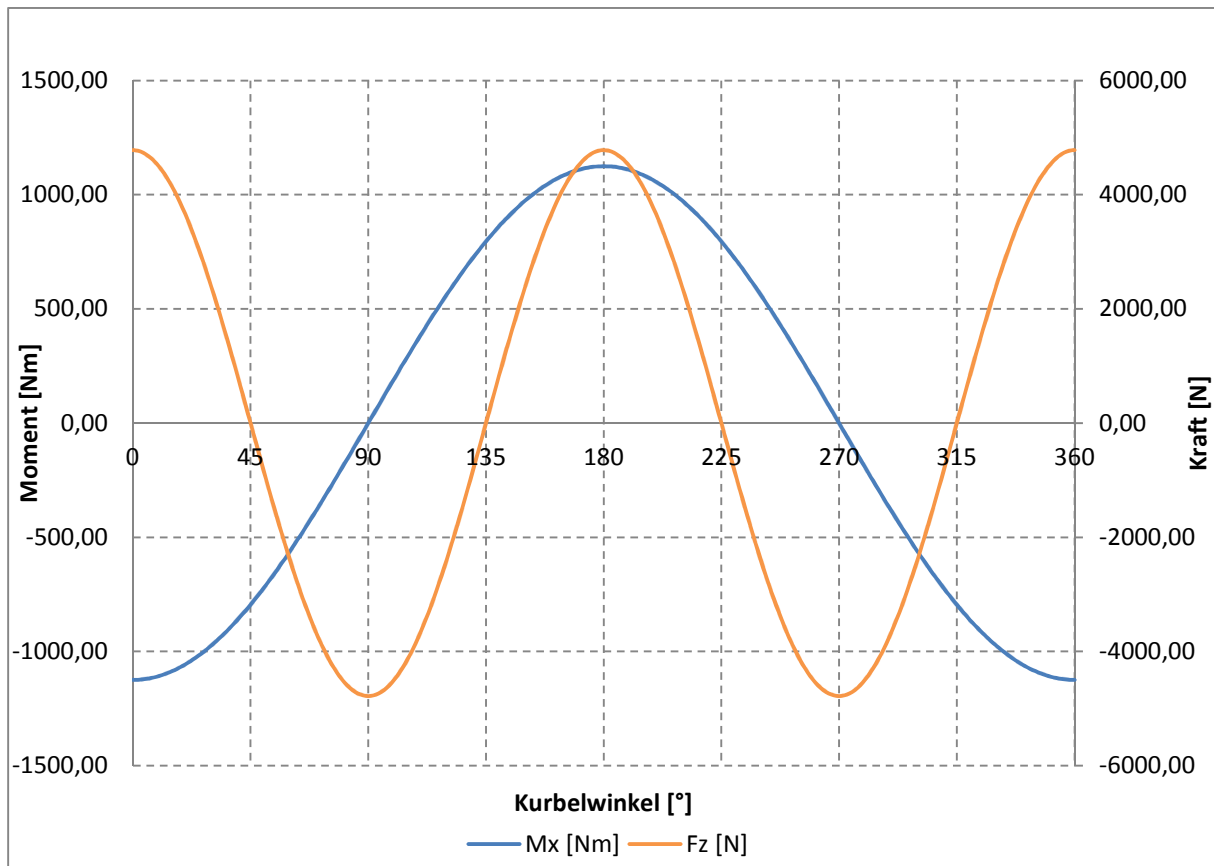


Abbildung 5-6: Freie Kräfte und Momente des R2 bei 4500 [U/min]

5.4.3.2 Ausgleich der freien Kräfte und Momente

Um den Ausgleich des **freien Massenmomentes** M_x zu bewerkstelligen, kann in diesem Fall die Nockenwelle, welche sich mit entgegengesetzter Kurbelwellendrehzahl dreht, mitverwendet werden. Um dies nützen zu können, muss zuerst die Masse des Gegengewichtes auf den Kurbelwellenwangen soweit erhöht werden, bis es zu einem 50% Ausgleich des Massenmomentes M_x kommt. Dies entspricht auch einem Ausgleich von 50% der 1.Ordnung an jedem einzelnen Zylinder. Somit entsteht eine gleichmäßig umlaufende Kraft pro Zylinder, welche nun mithilfe von Ausgleichsgewichten an der Nockenwelle kompensiert werden kann.

Um einen Ausgleich der **Kräfte 2. Ordnung** F_z zu erhalten, müssen zwei gegenläufige Wellen so mit Ausgleichsgewichten versehen werden, dass lediglich eine Kraftwirkung in Z-Richtung entsteht. Diese Gewichte müssen symmetrisch zur YZ- und XZ-Ebene angebracht werden, damit es zu keinem freien Moment kommt. Da es sich um Kräfte 2. Ordnung handelt, müssen sich diese Wellen mit doppelter Kurbelwellendrehzahl drehen.

Abbildung 5-7 stellt das Konzept des vollkommenen Massen- und Momentenausgleiches 1. und 2. Ordnung dar.

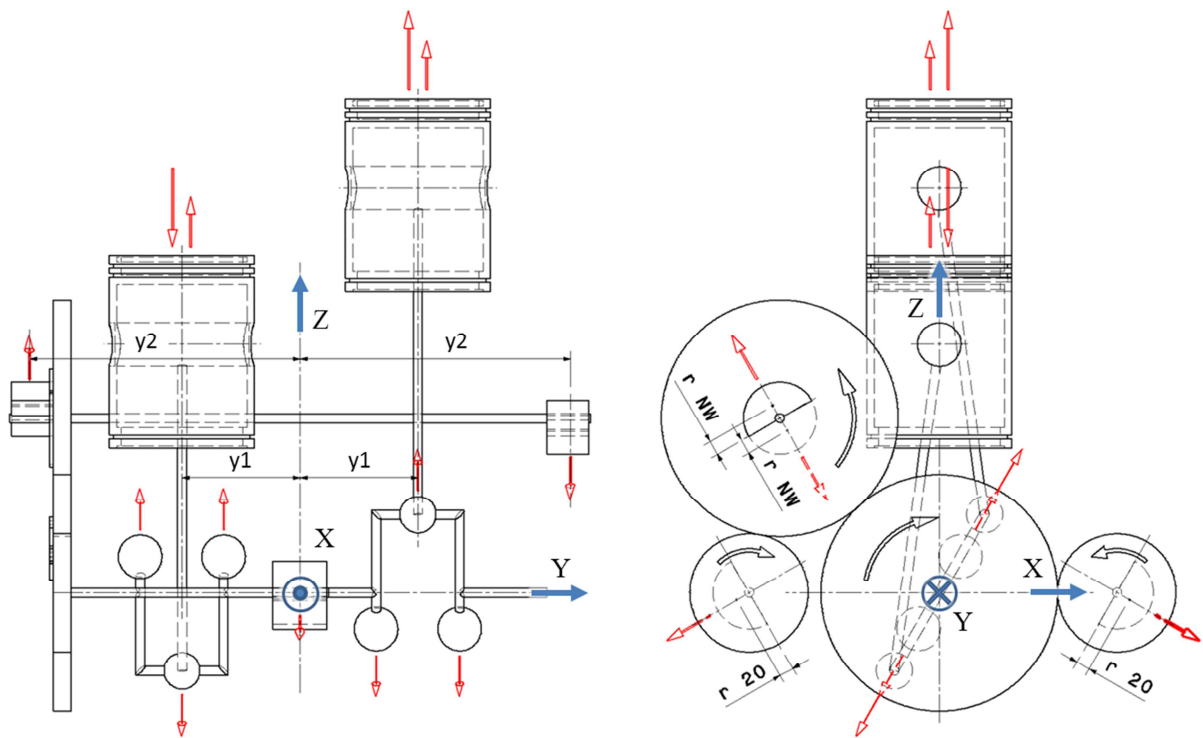


Abbildung 5-7: Massenkräfte des gesamten Kurbeltriebes

Berechnung des zusätzlichen Gewichts an den Kurbelwangen:

$$M_{X_{50\%}} = \frac{M_{X_{R2}}}{2} = F_I * y_1 = -m_h * r * \omega^2 * \cos\varphi * y_1 \quad \text{Glg. 5-27}$$

$$m_{GG_2} * r * \omega^2 * \cos\varphi * y_1 * 2 = -m_h * r * \omega^2 * \cos\varphi * y_1 \quad \text{Glg. 5-28}$$

$$m_{GG_2} = \frac{m_h}{2} * \frac{r}{r_{GG}} \quad \text{Glg. 5-29}$$

$M_{x_{50\%}}$... [Nm]

gewünschtes Ausgleichsmoment

m_{GG_2} ... [kg]

zusätzliche Masse der Gegengewichte an den Kurbelwangen

Gesamt ergibt sich folgende Kurbelwangen ausgleichsmasse:

$$m_{GG} = \left(m_r + \frac{m_h}{2}\right) * \frac{r}{r_{GG}} \quad \text{Glg. 5-30}$$

Berechnung der Ausgleichsmassen auf der Nockenwelle:

$$M_{X_{50\%}} = \frac{M_{X_{R2}}}{2} = F_I * y_1 = -m_h * r * \omega^2 * \cos\varphi * y_1 \quad \text{Glg. 5-31}$$

$$m_{NW} * r_{NW} * \omega^2 * \cos\varphi * y_2 * 2 = -m_h * r * \omega^2 * \cos\varphi * y_1 \quad \text{Glg. 5-32}$$

$$m_{NW} = m_h * \frac{r * y_1}{r_{NW} * y_2} \quad \text{Glg. 5-33}$$

m_{NW} ...	[kg]	Ausgleichsmasse an der Nockenwelle
r_{NW} ...	[mm]	Schwerpunktradius der Ausgleichsmasse an der Nockenwelle
y_2 ...	[mm]	Schwerpunktastand der Ausgleichsmasse zur Symmetrieebene

Berechnung der Ausgleichsmassen für die Ausgleichswellen 2. Ordnung:

$$2 * F_{II} = 2 * m_{20} * r_{20} * \omega^2 \quad \text{Glg. 5-34}$$

$$m_{20} = \frac{F_{II}}{r_{20} * \omega^2} \quad \text{Glg. 5-35}$$

m_{20} ...	[kg]	Ausgleichsmasse für die Ausgleichswellen 2.Ordnung
r_{20} ...	[mm]	Schwerpunktradius der Ausgleichsmasse 2.Ordnung

Der vollkommene Massen- und Momentenausgleich ist in **Abbildung 5-8** dargestellt. Aufgrund der konstruktionsbedingten, geringfügig unterschiedlichen Abstände der Ausgleichswellen 2. Ordnung zur Kurbelwelle, entsteht das Moment M_y . Die Kraft F_z existiert wegen der Beschleunigung der Ventile und ist hier nur der Vollständigkeit halber angeführt. Beide Größen sind so gering, dass keine weiteren Ausgleichsmaßnahmen notwendig sind.

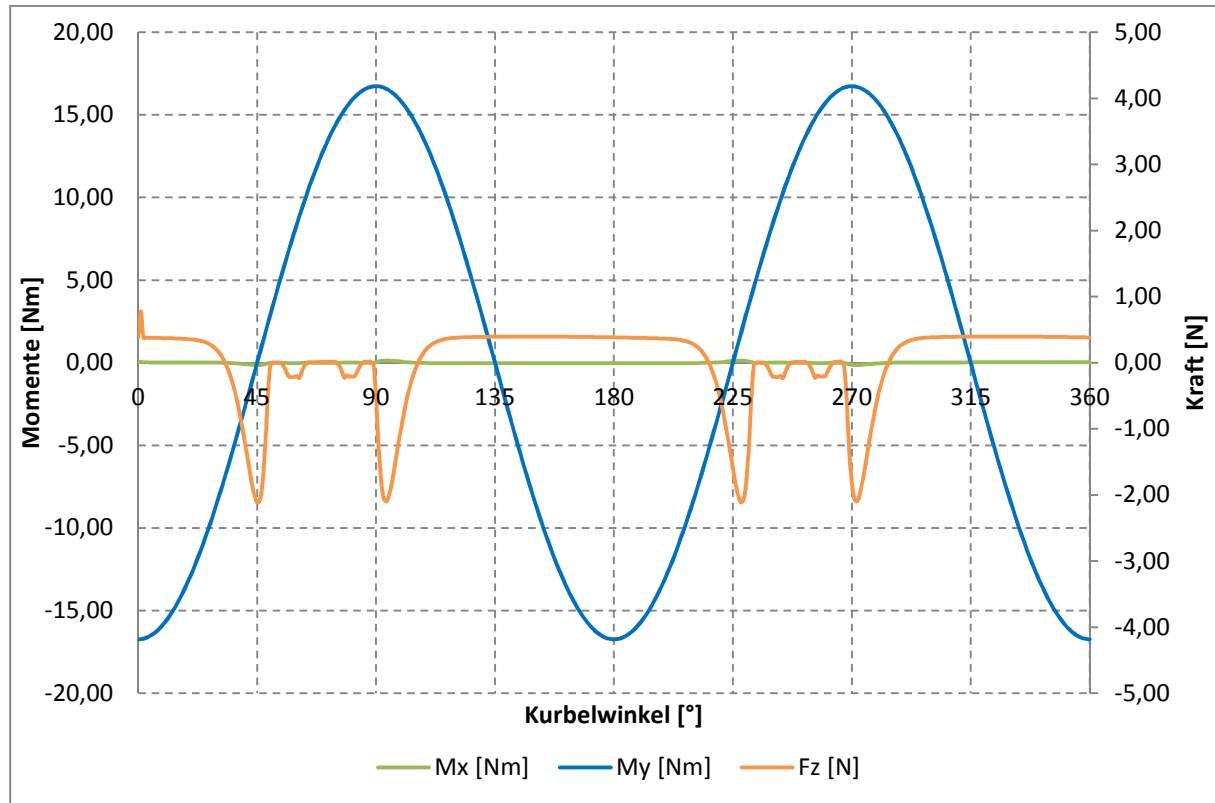


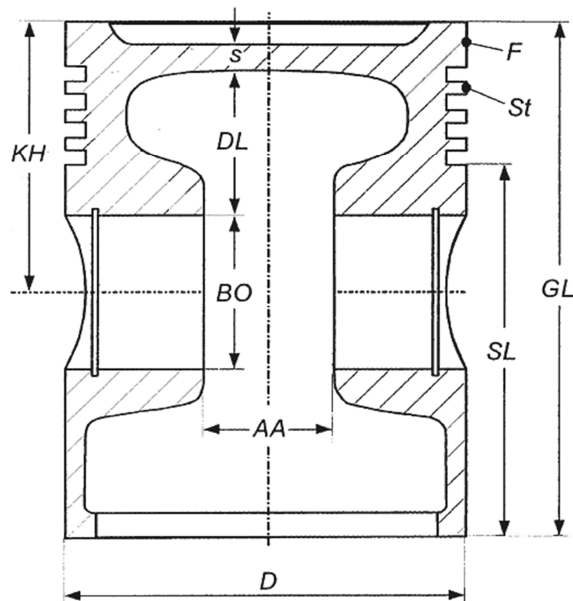
Abbildung 5-8: Vollkommener Massen- und Momentenausgleich am R2

5.4.4 Kolben

Die Aufgabe des Kolbens besteht darin, die bei der Verbrennung auftretenden Gaskräfte auf das Pleuel zu übertragen. Dabei muss der Kolben den Brennraum abdichten und den hohen Temperaturen im Brennraum standhalten. Aufgrund des benötigten Kolbenspiels kommt es bei jeder Umdrehung zum Kolbenkippen, das heißt, dass der Kolben einen Anlagenwechsel von einer Zylinderwand zur anderen durchführt.

5.4.4.1 Begriffe und Hauptabmessungen

Die wesentlichen Bezeichnungen und Abmessungen eines Kolbens sind in Abbildung 5-9 dargestellt, wobei in weiterer Folge auf die, in diesem Fall wichtigsten Abmessungen gesondert eingegangen wird.



Zeichen	Einheit	Beschreibung
F	[mm]	Feuersteg
s	[mm]	Bodendicke
St	[mm]	Ringsteg
KH	[mm]	Kompressionshöhe
DL	[mm]	Dehnlänge
GL	[mm]	Gesamtlänge
BO	[mm]	Bolzendurchmesser
SL	[mm]	Schaftlänge
AA	[mm]	Nabenabstand
D	[mm]	Kolbendurchmesser

Tabelle 5-3: Legende zu Kolbenparameter [1]

Abbildung 5-9: Kolbenparameter [1]

D Kolbendurchmesser

Siehe: 4.1 Auslegung des Hubvolumens.

GL Gesamtlänge

Im Falle eines Zweitaktmotors mit Spülgebläse ergibt sich die minimale Gesamtlänge des Kolbens aus dem Hub und der damit verbundenen Abdeckung der Einlasskanäle im OT.

KH Kompressionshöhe

Diese wurde unter Berücksichtigung des Schubstangenverhältnisses so gering wie möglich gehalten. Dabei musste darauf geachtet werden, dass es nicht zu einer Kollision zwischen Kurbelwange und Kolben kommt.

F Feuersteg

Ist der Abstand zwischen Kolbenbodenkante und der ersten Kolbenringnut. Dieser soll zum einem so klein wie möglich gewählt werden, um das Gewicht und den Schadraum gering zu halten. Andererseits darf dieser nicht zu gering gewählt werden, damit die Temperaturbelastung nicht zu hoch wird und es zum Feststecken des Kompressionsringes kommt. Es wurde eine Untergrenze des Feuersteges von 4 [mm] eingehalten, wobei dieser minimale Abstand lediglich im Bereich der Kolbenmulde auftritt.

Kompressionsringe

Diese garantieren die eigentliche Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder und werden im oberen Bereich des Kolbens positioniert. Diesbezüglich werden zwei aus einem Serienmotor stammende Kompressionsringe verwendet.

Ölabstreifring

Während des gesamten Hubes soll möglichst kein Öl mit dem angesaugten Gemisch in Berührung kommen, daher wird der Ölabstreifring am unteren Ende des Kolbens positioniert. Falls jedoch während der Entwicklung am Prüfstand Probleme aufgrund der zu gering geschmierten Zylinderlaufbahn entstehen, gibt es zusätzlich die Möglichkeit, den Ölabstreifring unter den Kompressionsringen zu positionieren. Wie auch die Kompressionsringe wird der Ölabstreifring von einem Serienmotor übernommen.

5.4.4.2 Kolbenwerkstoffe

In der Regel werden, aufgrund der Betriebsanforderungen gängiger VKM, Aluminium-Silizium-Legierungen als Kolbenwerkstoff verwendet. Des Weiteren wird für Großmotoren eine Kombination aus Stahl und Aluminium als Werkstoff eingesetzt.

5.4.4.3 Ermittlung der kritischen Kolbenbelastung

Um den Kolben auslegen zu können, ist es notwendig, die kritischen Belastungen auf diesen zu ermitteln. Dazu wurden die Massenkräfte und die Gaskräfte auf den Kolben bei Auslegungsdrehzahl (3000 [U/min]) und der Maximaldrehzahl (4500 [U/min]) des Motors betrachtet. In **Abbildung 5-10** und **Abbildung 5-11** sind diese grafisch dargestellt. Die roten Kreise heben die maximalen Belastungen auf den Kolben hervor.

Bei der Auslegungsdrehzahl tritt demzufolge die größte Druckkraft auf den Kolben auf (16 [° n.OT]).

Des Weiteren wurde der Fall betrachtet, dass eine Zugbelastung auf den Kolben wirkt. Hierbei wurde das Maximum bei der Maximaldrehzahl und ausschließlicher Betrachtung der Trägheitskräfte (keine Kompression, keine Verbrennung) gefunden.

Die somit für die FEM-Simulation herangezogenen Belastungen auf den Kolben sind in **Tabelle 5-4** dargestellt.

	n	α	F_{GAS}	p_{Gas}	a_{OSZ}
	[U/min]	[°]	[N]	[bar]	[m/s ²]
Lastfall 1	3000	16	20834	41,5	5870
Lastfall 2	4500	0	0	0	14101

Tabelle 5-4: Kolbenbelastung

n..	[U/min]	Motordrehzahl
α ...	[°KW nach OT]	Kurbelwinkel
F_{GAS} ...	[N]	Kraft auf den Kolben aufgrund der Gasdrucks
p_{GAS} ...	[bar]	Gasdruck
a_{OSZ} ...	[m/s ²]	Kolbenbeschleunigung

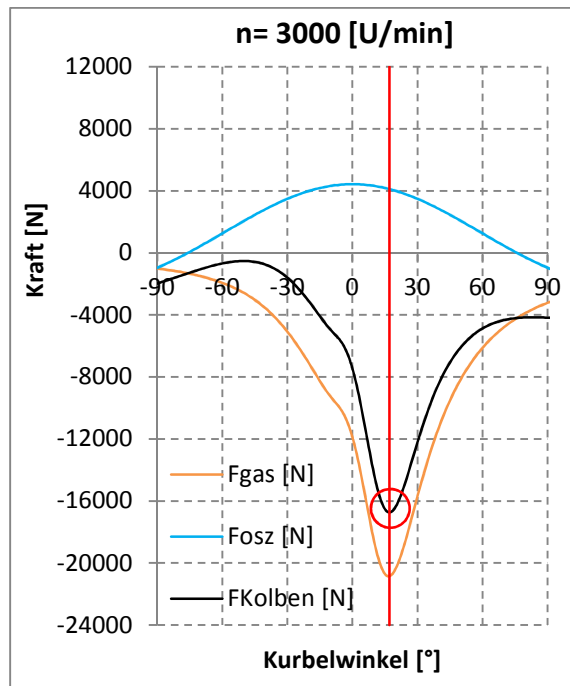


Abbildung 5-10: Kolbenbelastung bei 3000 [U/min]

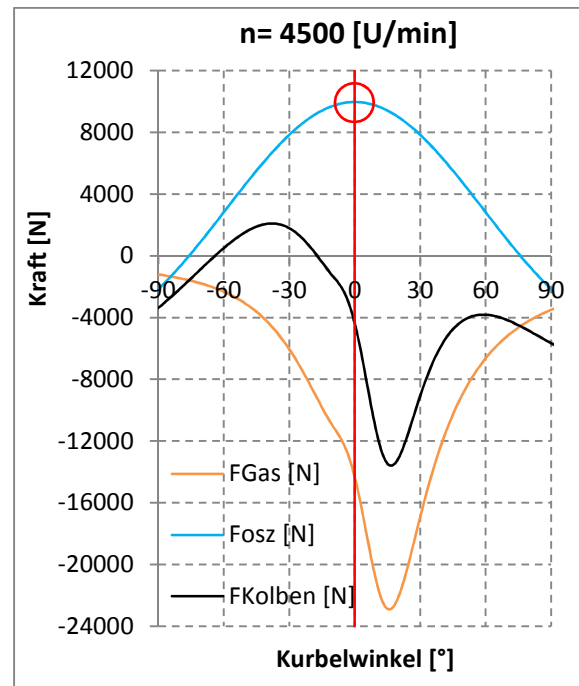


Abbildung 5-11: Kolbenbelastung bei 4500 [U/min]

5.4.4.4 Kolbenvarianten

In **Abbildung 5-12** sind zwei unterschiedliche Varianten hinsichtlich Kraftübertragung im Kolben dargestellt. Beide Varianten wurden in unterschiedlichsten Variationen, die Geometrie betreffend, untersucht. Die beiden Konzepte stellen die erreichten Bestvarianten dar. Dabei konnte bei Konzept 2 mit Hilfe eines kleineren Bolzendurchmessers schlussendlich das beste Ergebnis, bezogen auf das Gewicht, erreicht werden.

Konzept 1:

Die Gaskraft wird über den Kolbenboden mit zwei zwischen den Kolbenbolzennaben durchgezogenen Versteifungen (1) auf die Kolbenbolzennabe (2) übertragen. Um im unteren Bereich des Kolbens eine ausreichende Steifigkeit zu erhalten, wurden von den Kolbenbolzennaben ausgehend zusätzlich Versteifungen (3) auf dem unteren Ring (4) angebracht. Zur Gewichtsreduzierung wurde der Kolben von außen freigestellt (5).

Konzept 2:

Der Kolben ist hier von außen (im Bereich um den Kolbenbolzen) soweit freigestellt (6), dass die Kraftübertragung über einen Steg (7) direkt vom Kolbenboden auf die Kolbenbolzennabe erfolgt. Die großen Wandstärken (8) oberhalb der Freistellung können aufgrund des Fertigungsprozesses (Kokillenguss) nur mit erkenntlichem Aufwand minimiert werden. In Höhe des Kolbenbolzens wurde noch eine Versteifung (9) angebracht, um die radiale Ausbeulung des Kolbens in diesem Bereich zu minimieren.

Bei beiden Konzepten wurde unter den Kompressionsringen noch genügend Material vorgesehen (10), um hier eventuell einen Ölabstreifring positionieren zu können.

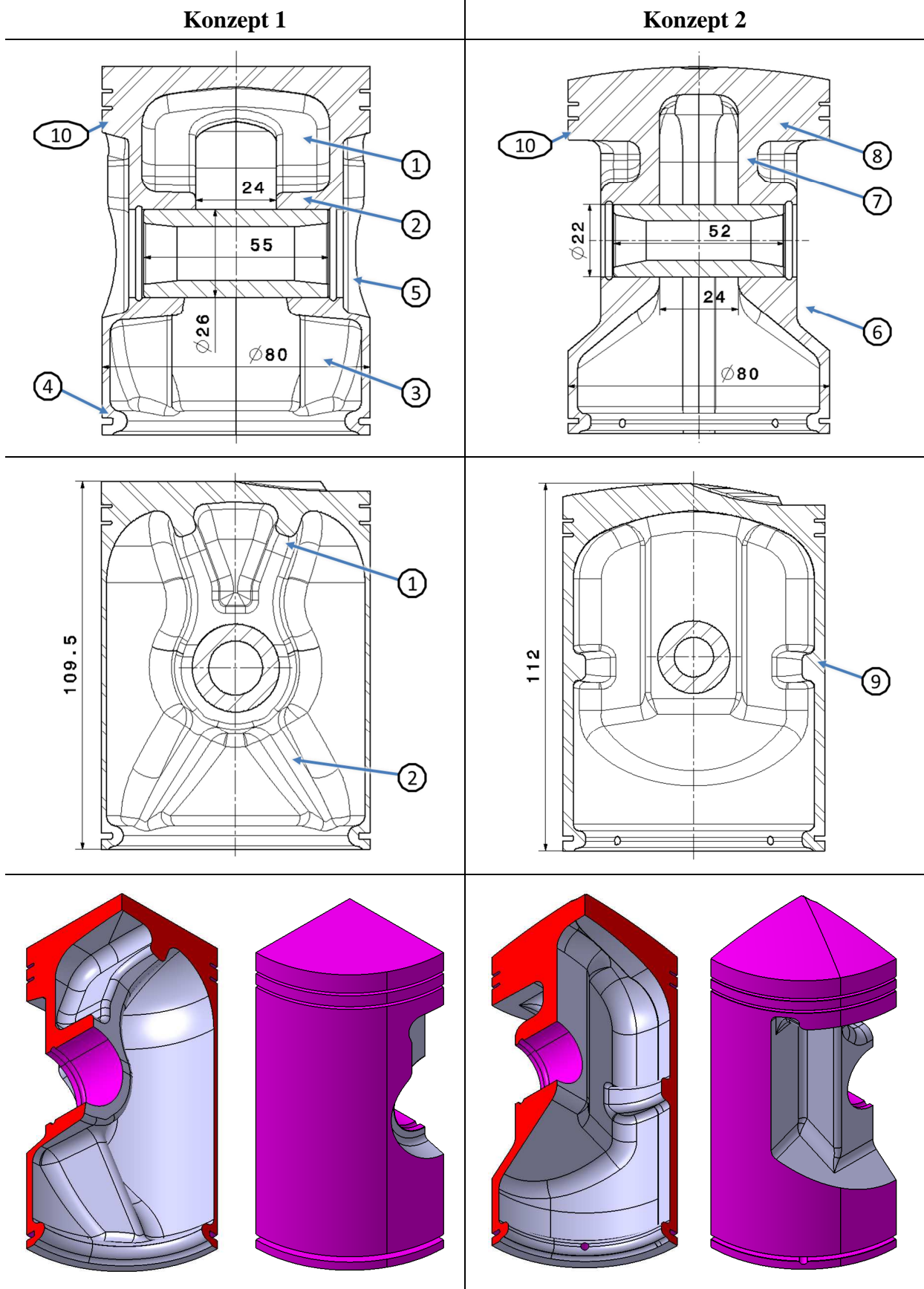


Abbildung 5-12: Kolbenkonzepte

5.4.4.5 FEM- Berechnung des Kolbens

Um die FEM- Berechnung durchführen zu können, wurde im ersten Schritt das in **Abbildung 5-13** dargestellte Modell erstellt.

Dabei wurden der Kolben (1), der Kolbenbolzen (2) und ein Ring (3), welcher das obere Pleuelauge darstellt, in das Modell eingepflegt.

Diese drei Komponenten wurden jeweils an den Berührflächen mit sogenannten Flächenkontakten verbunden (5).

Im nächsten Schritt wurde der Ring an der Außenfläche im Raum fixiert (4). Der Kolben wurde an der Gleitfläche mit Hilfe eines virtuellen Netzes zylindrisch geführt (6).

Schließlich wurden noch der Gasdruck (8) und die Beschleunigungskraft (7) dem Kolben und dem Kolbenbolzen aufgeprägt.

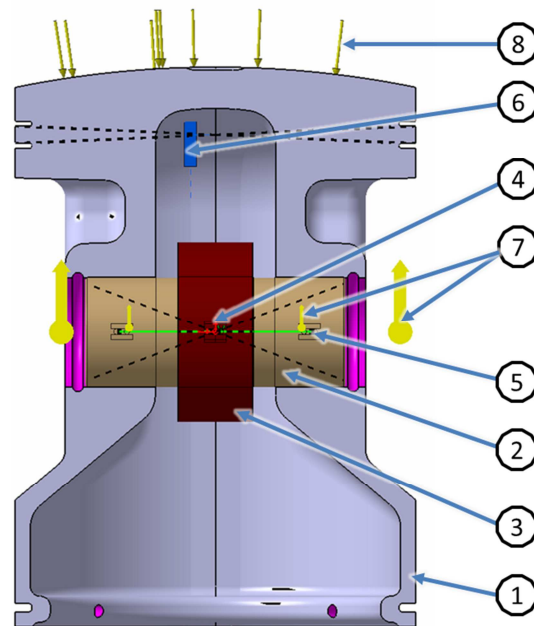


Abbildung 5-13: FEM-Modell des Kolben

Um die simulierten Ergebnisse besser bewerten zu können, wurde vorab ein bereits am Prüfstand erprobter Kolben FEM-simuliert und daraus die Grenzwerte für die Auslegung des Kolbens ermittelt. Dazu wurden die maximale radiale und axiale Verformung, und die maximal auftretenden Spannungen betrachtet. Wobei ein großes Augenmerk auf die radiale Verformung gelegt wurde, da diese einen Einfluss auf das benötigte Kolbenspiel und das damit verbundene Geräusch des Kolbenkippens hat.

Eine Analyse der Temperaturverteilung wurde nicht durchgeführt und ist somit nicht in der FEM-Simulation berücksichtigt.

Abbildung 5-14 zeigt die Ergebnisse der FEM- Simulation in den beiden Betriebspunkten (**Tabelle 5-4**). Wobei für die Darstellung der Von Mises Spannung ein Längsschnitt durch die Kolbennabe verwendet wurde. Der Simulation liegen die Werte aus **Tabelle 5-5** zugrunde.

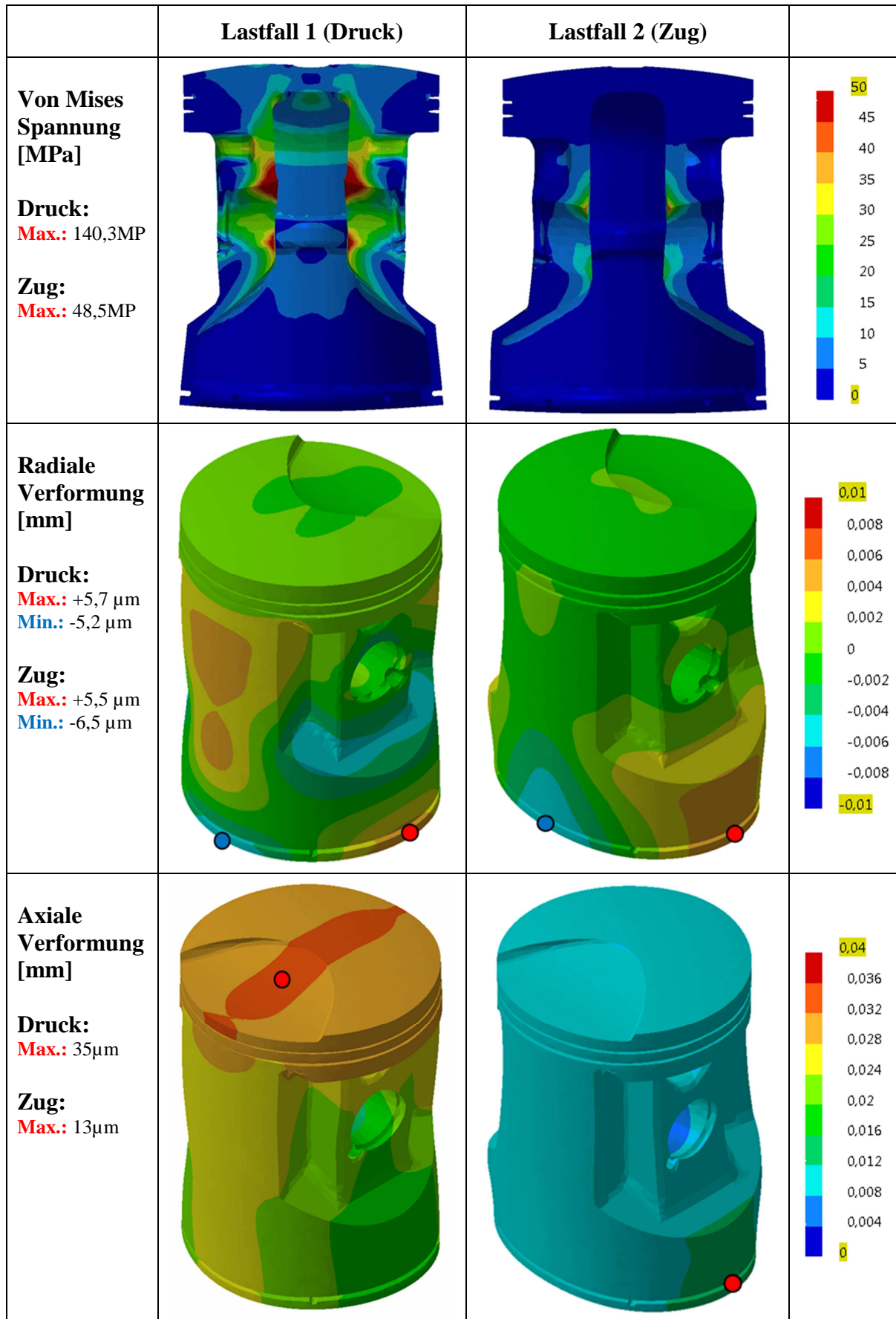


Abbildung 5-14: FEM-Ergebnisse des Kolbens (Konzept 2)

Wert	Einheit	Benennung
TE 10		Elementtyp
5,4	[%]	globaler Fehler
140,3	[N/mm ²]	maximale Von Mises Spannung
170-220	[N/mm ²]	Dehngrenze (AlSi18CuNiMg)
1,2	[-]	Sicherheit gegen plastische Verformung

Tabelle 5-5: Auswertung der maximalen Spannung im Kolben

5.4.5 Kolbenbolzen

Da der Kolbenbolzen maßgebend mit der Verformung des Kolbens einhergeht, wurde der Kolbenbolzen bei der FEM-Simulation ebenfalls betrachtet. In **Abbildung 5-15** sind die Von Mises Spannungen des Kolbenbolzen dargestellt. Zur besseren Veranschaulichung wurde ein Querschnitt durch den Bolzen verwendet. Der Simulation liegen die Werte aus **Tabelle 5-6** zugrunde.

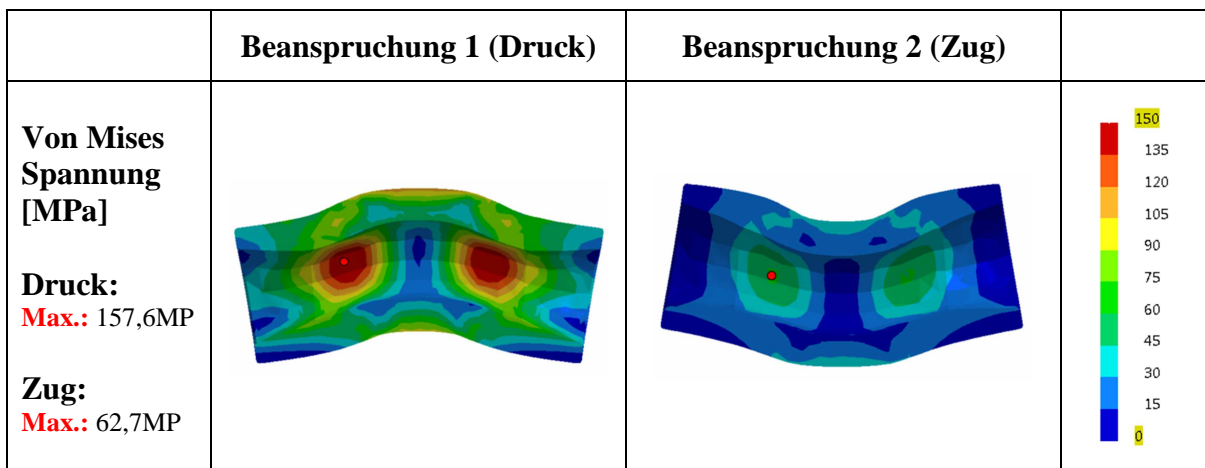


Abbildung 5-15: FEM-Ergebnisse des Kolbenbolzens

Wert	Einheit	Benennung
TE 10		Elementtyp
4,04	[%]	globaler Fehler
157,6	[N/mm ²]	maximale Von Mises Spannung
735	[N/mm ²]	Dehngrenze (18NiCrMo5)
4,6	[-]	Sicherheit gegen plastische Verformung

Tabelle 5-6: Auswertung der maximalen Spannung im Kolbenbolzen

5.5 Ventiltrieb (vgl. [4])

Bei diesem Motorkonzept werden als Steuerungsorgan für den Auslass seitlich angeordnete Hubventile eingesetzt (stehende Ventile). Den Mechanismus zur Übertragung des Nockenhubes auf die Ventile bezeichnet man als Ventiltrieb.

In den folgenden Kapiteln erfolgt die Auswahl und kinematische Auslegung eines geeigneten Ventiltriebes. Die Erstellung der Ventilerhebungskurve und die kinematische Auslegung wurden mit Hilfe des Softwarepaketes AVL-Excite durchgeführt.

5.5.1 Auswahl eines geeigneten Ventiltriebskonzeptes (vgl. [4])

Zur Übertragung des Nockenhubes auf das Ventil stehen entweder ein direkter oder ein indirekter Antrieb zur Verfügung.

Beim **direkten Antrieb** wird zwischen Ventil und Nockenwelle kein Übersetzungsglied angebracht (**Abbildung 5-16**, Konzept C), wobei über säulengeführte Elemente die Bewegung durch direkte Betätigung der Nocke übernommen wird. Diese Antriebe zeichnen sich durch sehr gute Steifigkeitswerte und kleine bewegte Massen aus. Somit sind diese vor allem für sehr hohe Drehzahlen gut geeignet.

Beim **indirekten Antrieb** zur Kraft- bzw. Bewegungsübertragung wird ein Zwischenelement eingesetzt, welches entweder mit einem Gleitkontakt oder Rollenkontakt mit der Nocke verbunden ist. Beim Einsatz von Schlepp- (Konzept B, E) bzw. Kipphebel (Konzept A, D,) ist es möglich, den Ventilhub, je nach geometrischen Verhältnissen, zu übersetzen. Dabei kann auch der Abstand zwischen Ventilachse und Nockenwellenachse variiert werden.

	ohne Nockenrolle			mit Nockenrolle		
	A	B	C	D	E	F
Kriterium						
Reibung	-	∅	∅	+	++	+
Masse	+	++	+	∅	+	-
Steifigkeit	∅	+	++	∅	+	++
Ventilspielausgleich	-	++	∅	-	++	∅
Bauhöhe	∅	+	+	∅	+	++

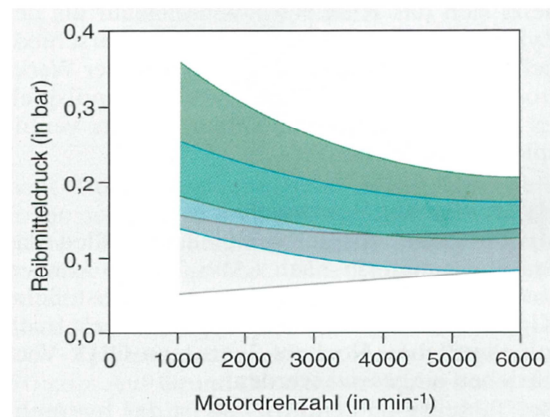
Legende: ++ sehr gut, + gut, ∅ durchschnittlich, - ungünstig, -- sehr ungünstig

Abbildung 5-16: Vergleich von Ventiltriebskonzepten [5]

Abbildung 5-16 stellt eine Bewertung verschiedener für dieses Motorkonzept möglicher Ventiltriebe dar. Dabei wurden fünf verschiedene Kriterien bewertet:

Reibung:

Aufgrund der Vorgabe, einen möglichst verbrauchsarmen Motor zu realisieren, wurde dem Reibungskriterium hohe Aufmerksamkeit geschenkt. **Abbildung 5-17** stellt den Reibmitteldruck unterschiedlicher ausgeführter Ventiltriebe dar.



grün	Gleitabgriff mit hydraulischem Spielausgleich
blau	Gleitabgriff ohne hydraulischem Spielausgleich
grau	Rollabgriff

Abbildung 5-17: Reibmitteldruck unterschiedlich ausgeführter Ventiltriebe [4]

Masse:

Die bewegten Massen im Ventiltrieb sind besonders für die Maximalbeschleunigungen des Ventils von Bedeutung, da sich diese direkt proportional auf die Kräfte im Ventiltrieb und die benötigte Federkraft auswirken.

Steifigkeit:

Eine hohe Steifigkeit ist besonders bei hohen Drehzahlen wichtig, um hier ein exaktes Öffnen und Schließen des Ventils sicher zu stellen. Trotz der niedrigen Motordrehzahl ergibt sich aufgrund des Zweitakt-Motors eine relativ hohe Nockenwellendrehzahl, sodass die Steifigkeit einen wichtigen Punkt in der Bewertung darstellt.

Bauhöhe:

Unter der Bauhöhe wird in diesem Fall der vertikale Abstand zwischen Ventilschaftende und Nockenwellenachse bewertet. Hierbei ist im Gegensatz zu OHV-Ventiltrieben ein größerer Abstand wünschenswert, da dieser die Länge des Ventils und somit auch dessen Gewicht reduziert.

Ventilspelausgleich:

Mit Hilfe dieses Kriteriums wurden die Möglichkeit der Verwendung eines hydraulischen Ausgleichs und die Größe der somit zusätzlich bewegten Massen bewertet.

Demzufolge hat der Rollenschlepphebel mit hydraulischem Ventilspelausgleich (**Konzept E**) die beste Bewertung. Da die Bearbeitung einer Gleitfläche im Zylinder (Konzept C und F) aus Fertigungsgründen nur schwer realisierbar ist und ein Abstand zwischen Nockenwellenachse und Ventilachse aufgrund des geringen Abstands zur Zylinderbohrung wünschenswert erscheint, stellt sich dieses Konzept zusätzlich als Bestvariante dar.

5.5.2 Rollenschlepphebel (RSH)

Abbildung 5-18 stellt systematisch den gewählten Ventiltrieb mit den notwendigen Komponenten dar.

Pos.	Bezeichnung
1	Nockenwelle
2	Nockenrolle
3	Rollenschlepphebel
4	Ventilfeder
5	Ventil
6	Zylinderkopf
7	Entlüftungs- und Druckentlastungsbohrung
8	Hydraulisches Abstützelement

Tabelle 5-7: Übersicht des RSH

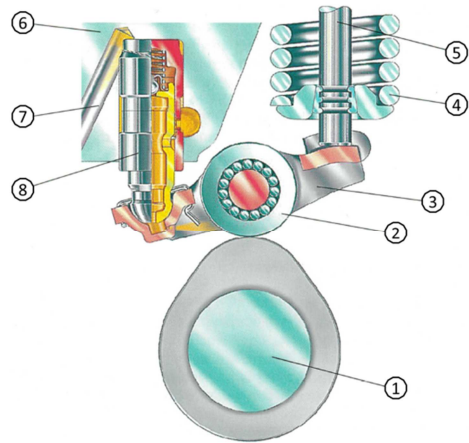


Abbildung 5-18: RSH [4]

5.5.2.1 Auswahl eines geeigneten Rollenschlepphebels

Da eine Neuentwicklung eines RSH aus Zeit- und Kostengründen nicht möglich war, wurde in Zusammenarbeit mit einem Systementwickler versucht, einen bestehenden RSH aus seinem Produktprogramm zu übernehmen.

Zuerst wurden die Abmessungen eines optimalen RSH (**Abbildung 9-1**), in Form einer Skizze an den Hersteller übermittelt. Dieser retournierte dann drei Vorschläge, welche dem gewünschten RSH aus seinem Programm am nächsten kommen. Hier zeigt es sich deutlich, dass sich ein Schlepphebel (**Abbildung 9-2**) aufgrund des Abstützwinkels am hydraulischen Ausgleichselement am besten eignet.

5.5.2.2 Positionierung des Rollenschlepphebels

Im nächsten Schritt wurde der RSH im Ventiltrieb positioniert und hinsichtlich Winkellage ausgerichtet. In **Abbildung 5-19** ist der RSH bei geschlossenem und ganz geöffnetem Ventil dargestellt. Bezüglich der Positionierung des Rollenschlepphebels wurden die Abstände aus **Abbildung 5-19** nach Möglichkeit folgendermaßen ausgelegt:

- A:** Dieser beschreibt den Abstand zwischen Ventilschaftende und dem Drehpunkt des RSH. Somit gibt dieser Abstand indirekt Aufschluss über die Relativbewegung zwischen RSH und Ventilschaft. Dieser Wert sollte so gewählt werden, dass er in etwa beim Auftreten der größten Flächenpressungen zwischen RSH und Ventilschaft Null wird.
- B:** Hierbei muss darauf geachtet werden, dass dieser Wert während des gesamten Ventilhubes immer positiv bleibt, damit es nicht zu einem Linienkontakt zwischen Ventilschaft und RSH kommt.
- C:** Dieser Abstand beeinflusst maßgeblich die Aufteilung der während des Hubes auftretenden Querkräfte. Dabei wurde versucht, die Nockenwelle in Richtung des Ventils zu positionieren, damit sich die Querkräfte beim Abrollen verringern, da sich in diese Richtung der Winkel an der Abstützung des Abstützelementes ungünstiger darstellt.
- D:** Die Kräfte zwischen Abstützelement und RSH sollten innerhalb eines vorgegebenen Kegels (40°) bleiben, damit die Kugelpfanne des RSH nicht aus dem Abstützelement springt.

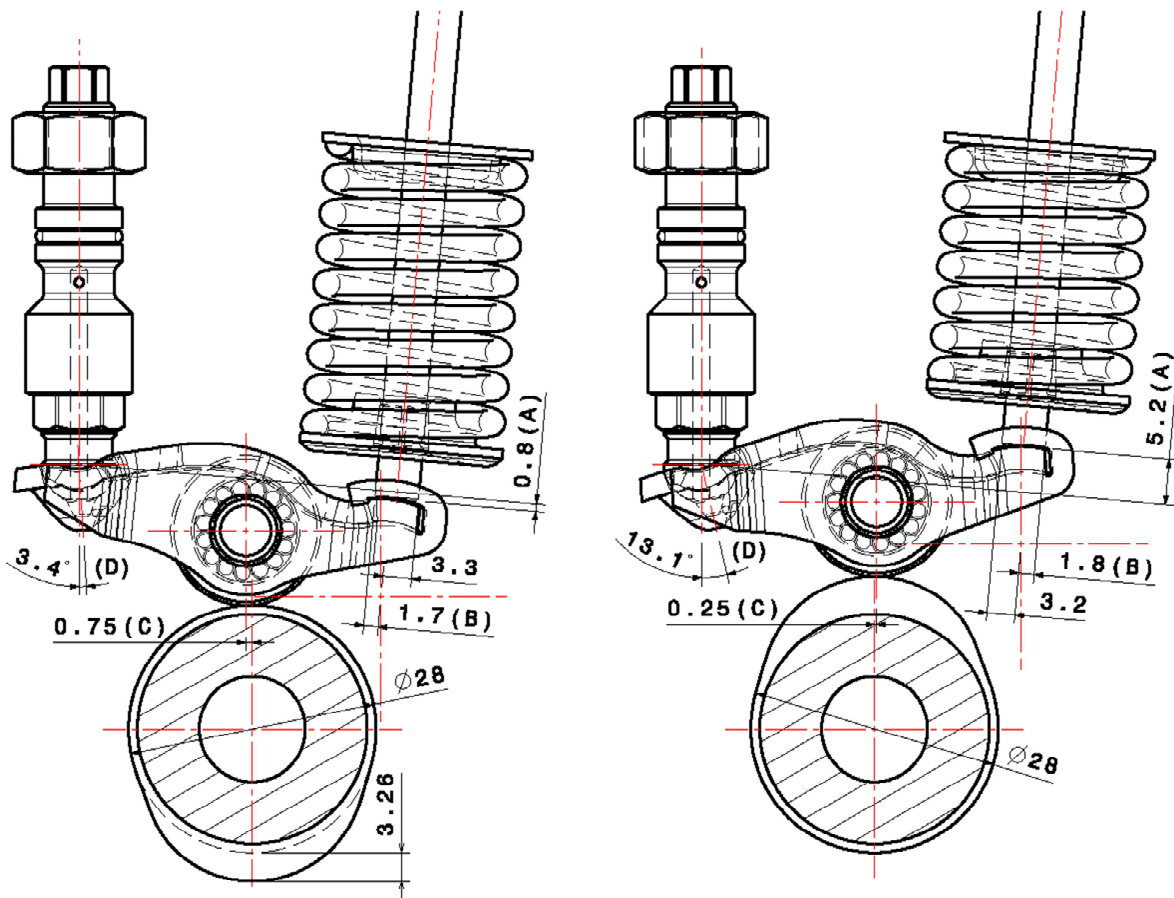


Abbildung 5-19: Positionierung des Rollenschlepphebels

5.5.3 Kinematikauslegung

Mit Hilfe des Softwarepakets AVL-Excite ist es möglich, eine kinematische und eine dynamische Auslegung des Ventiltriebes durchzuführen. In diesem Fall wurde auf die dynamische Auslegung verzichtet, da im Zuge der Auslegung noch keine Geometriedaten der Einzelteile bekannt waren und somit keine Steifigkeiten ermittelt werden konnten.

5.5.3.1 Ventiltriebsmodell im AVL-Excite

Um mit AVL-Excite die Kinematik des Ventiltriebes auslegen zu können, ist es notwendig ein Modell aufzubauen.

Abbildung 5-20 stellt das Modell des Ventiltriebes dar. Hierbei können die einzelnen Komponenten als Elemente eingefügt und entsprechend des Aufbaues verbunden werden.

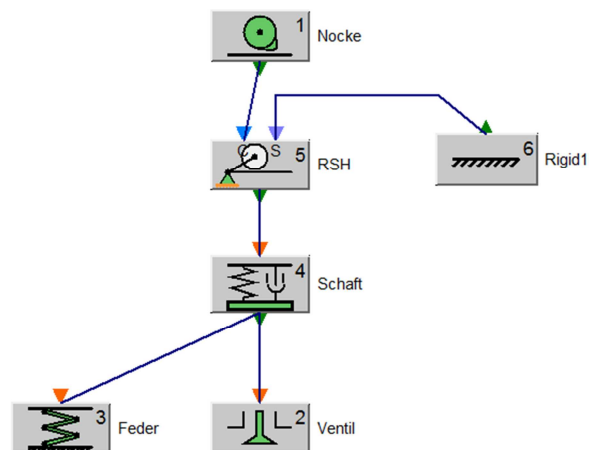


Abbildung 5-20: Ventiltrieb- AVL-Excite

Dabei ist die Nocke (1) mit dem RSH (5) verbunden. Dieser ist wiederum mit dem Ventilspielausgleich (6) und dem Schaft des Ventiles (4) verbunden. Dieser Schaft stellt den Federteller, die Ventilkeile und den Schaft des Ventiles dar. Darauf greifen die Ventilfeeder (3) und der Ventilteller (2) an. Für die einzelnen Elemente müssen z.B. Massen, Federsteifigkeiten und Geometrien vorgegeben werden, sodass diese in ihrer Funktion bestimmt sind.

5.5.3.2 Ventilerhebungskurve

Die Ventilerhebungskurve wurde in AVL-Excite mit Hilfe der sogenannten Polydyne-Funktion erstellt. Dabei wird die Rampe oberhalb des Ventilspiels mittels folgender Polynomgleichung dargestellt:

$$y = (h - h_r) * (1 + C_2 * x^2 + C_4 * x^4 + C_p * x^p + C_q * x^q + C_r * x^r + C_s * x^s)$$

Die Parameter beeinflussen die Ventilerhebungskurve folgendermaßen:

h	Nockenhub
h_r	Höhe der Rampe

C_4	Dieser Parameter beeinflusst den Beginn der Verzögerungsphase und wird vom Benutzer vorgegeben.
p, q, r, s	Diese vom Benutzer vorgegebenen Exponenten beeinflussen die Beschleunigung. Je höher der Exponent, desto höher die Beschleunigung. Hierbei sind nur gerade Zahlen zulässig.
C_2, C_p, C_q, C_r, C_s	Diese Parameter werden von AVL-Excite so generiert, dass ein ruckfreier Nocken (kontinuierliche Änderung der Krümmungsradien) mit den vorgegebenen Randbedingungen entsteht.

In diesem Fall wurde eine bereits in Serie verwendete Ventilerhebungskurve mit ähnlicher Grenzdrehzahl nachgebildet und im Folgenden soweit verfeinert, bis die in **Tabelle 3-1** angegebenen Randbedingungen eingehalten werden konnten. Wobei die Parameter der Polydyne-Funktion, die Federsteifigkeit und die Federvorspannung variiert wurden. Bei der Federsteifigkeit und der Federvorspannung wurde darauf geachtet, dass eine im Durchmesser möglichst kleine Ventulfeder von einem Zulieferer (**Abbildung 9-3**) verwendet werden kann.

h_v	6	[mm]	Ventilhub
$\alpha_{\ddot{O}}$	88	[°KW]	Ventil öffnet nach OT
α_s	232	[°KW]	Ventil schließt nach OT
n_{max}	4500	[U/min]	Maximaldrehzahl
h_r	0,3*	[mm]	Hub des Vornockens
v_r	0,3*	[m/s]	Geschwindigkeit am Ende des Vornockens
p_{Hertz}	1500**	[N/mm ²]	Maximale Hertzsche Pressung zwischen Rolle und Nocke
S_{ab}	1,2**	[-]	Sicherheit gegen Abheben
r_{krit}	80**	[mm]	Minimaler Schleifscheibenradius
* von analysierten Seriennockenwellen, **Grenzwert des Systemherstellers			

Tabelle 5-8: Randbedingungen für die Auslegung der Ventilerhebungskurve

5.5.3.3 Ergebnisse zur Ventilerhebungskurve

Abbildung 5-21 zeigt die endgültige Ventilerhebungskurve (Ventilhub, Ventilgeschwindigkeit und Ventilbeschleunigung). Die einzelnen Abschnitte sind dabei mit blauen senkrechten Linien gekennzeichnet:

- A - B Vornocken, Schließrampe
- B - C Beschleunigungsphase
- C - D Verzögerungsphase

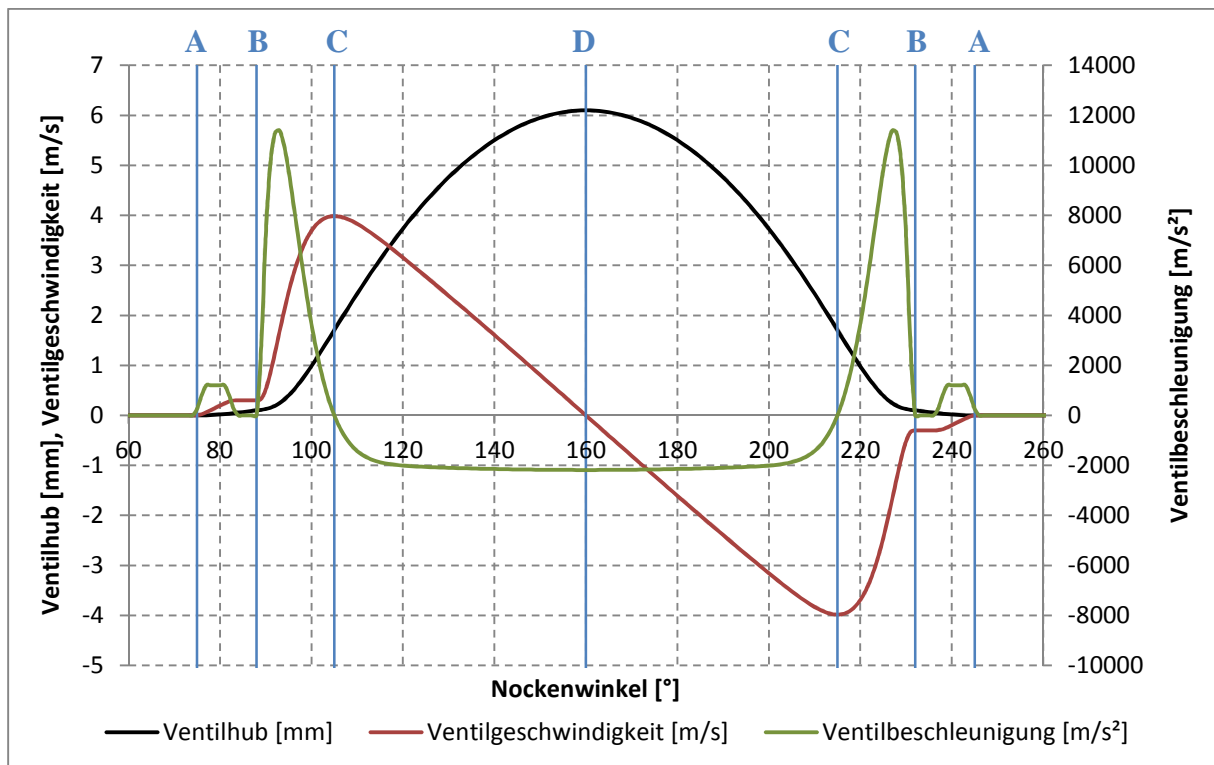


Abbildung 5-21: Ventilerhebungskurve

Des Weiteren wurde mit Hilfe von AVL-Excite auch die Hertzische Pressung zwischen Nocken und Rolle bei maximaler Drehzahl und theoretischer Drehzahl von 0 [U/min] betrachtet (**Abbildung 5-22**). Dabei ist die maximale Hertzische Pressung beim Beginn der Ventilöffnung mit 1300 [N/mm²] und somit mit einem Sicherheitsfaktor von 1,15 unter dem vorgegebenen Grenzwert. Im Diagramm ist die Entlastung des Nockens im Bereich des maximalen Hubs (160 [°NW]) bei der maximalen Drehzahl gegenüber der Drehzahl von Null aufgrund der Trägheit sehr gut zu erkennen.

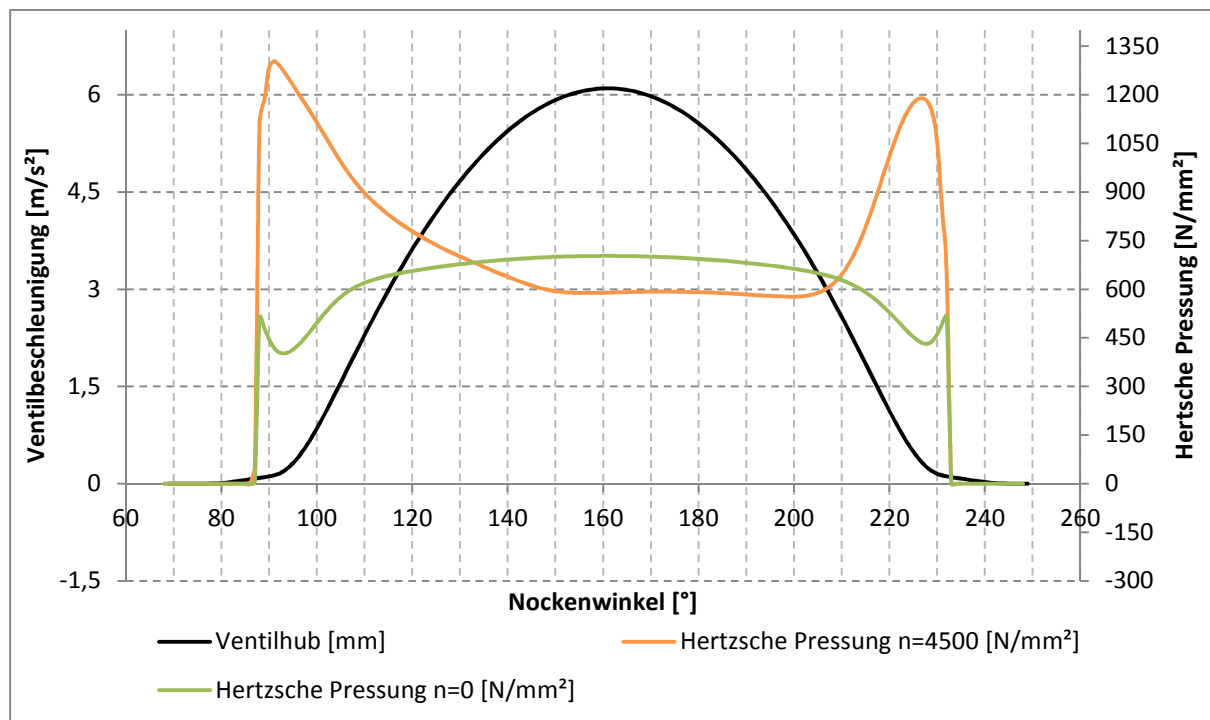


Abbildung 5-22: Hertzische Pressung am Nocken

Abbildung 5-23 stellt die mit AVL-Excite ermittelte Nockenkontur dar. Diese wurde mit Hilfe eines in Catia integrierten Kinematik-Tools, in einem Zusammenbau des Ventiltriebes, kontrolliert und für gut befunden.

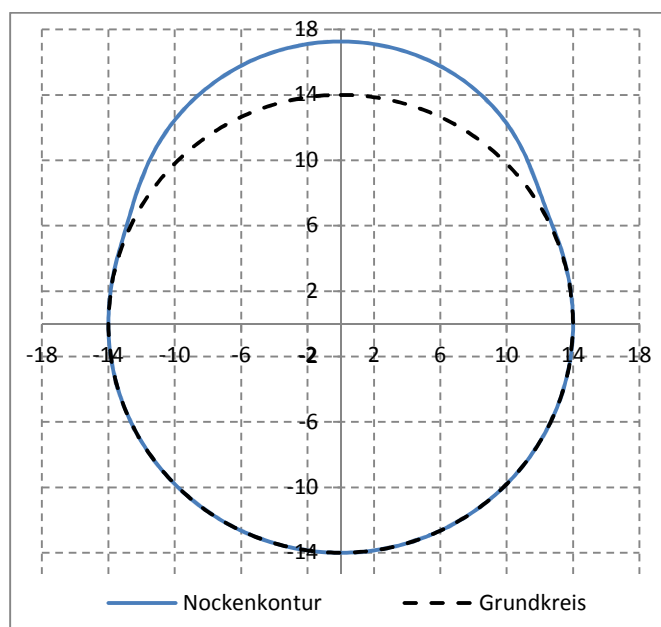


Abbildung 5-23: Nockenkontur

In **Abbildung 5-24** ist der Krümmungsradius des Nockenprofils eingetragen. Bei ~ 92 [°NW] kann man den minimalen konkaven Radius des Nockenprofils erkennen (roter Kreis). Dieser gibt mit -96 [mm] den maximal möglichen Schleifscheibenradius für die Fertigung an und ist somit größer als der vorgegebene minimale Wert.

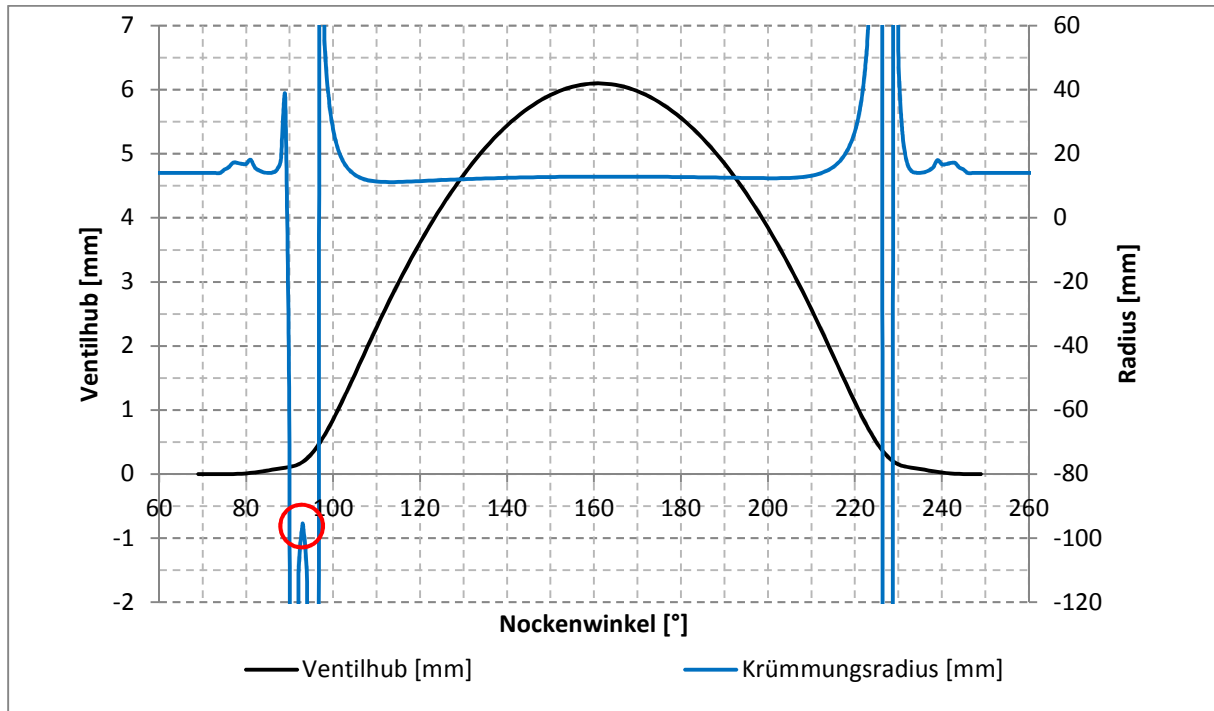
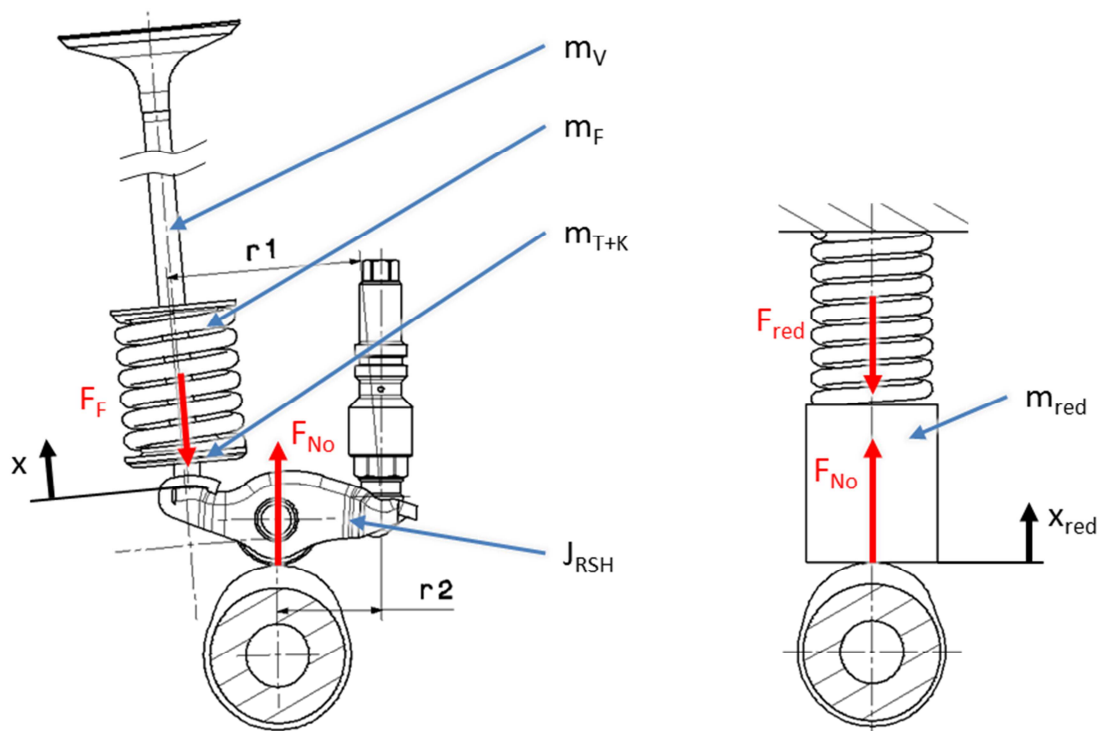


Abbildung 5-24: Krümmungsradius der Nocke

Damit es während der Ventilbetätigung nicht zum Abheben des Rollenschlepphebels kommt ist es notwendig, dass die Kraft zwischen Nocke und Rollenschlepphebel stets größer Null ist. Dazu wird das reale System durch Reduktion auf die Nockenseite zu einem einfachen Ersatzsystem zusammengefasst. In **Abbildung 5-25** ist links das reale und rechts das vereinfachte System, jeweils mit den Massen und der Federkraft, dargestellt.


Abbildung 5-25: Ersatzsystem des Ventiltriebes

Mit Hilfe des Übersetzungsverhältnisses werden die Federkraft, die Massen und das Trägheitsmoment auf den Nockenhub bezogen. Somit kann die Nockenkraft F_{No} folgendermaßen berechnet werden.

$$\ddot{x}_{red} = \ddot{x} * \frac{r_2}{r_1} \quad \text{Glg. 5-36}$$

$$F_{red} = F_F * \frac{r_1}{r_2} \quad \text{Glg. 5-37}$$

$$m_{red} = \left(m_V + \frac{m_F}{2} + m_{T+K} \right) * \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 + \frac{J_{RSH}}{r_2^2} \quad \text{Glg. 5-38}$$

$$F_{No} = F_F * \frac{r_1}{r_2} + \left[\left(m_V + \frac{m_F}{2} + m_{T+K} \right) * \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 + \frac{J_{RSH}}{r_2^2} \right] * \ddot{x}_{red} \quad \text{Glg. 5-39}$$

x ...	[mm]	Ventilhub
x_{red} ...	[mm]	Nockenhub
m_V ...	[kg]	Ventilmasse
m_F ...	[kg]	Federmasse
m_{T+K} ...	[kg]	Masse des Federtellers und der Keile
J_{RSH} ...	[kg * m ²]	Trägheitsmoment des RSH
r_1, r_2 ...	[mm]	Hebellängen des RSH
F_{red} ...	[N]	reduzierte Ventilfederkraft
m_{red} ...	[kg]	reduzierte Masse des Ventiltriebes

Auf das Ersatzsystem zusammengefasst erhält man die in **Glg. 5-40** dargestellte Beziehung. **Glg. 5-41** stellt somit mit der Bedingung, dass kein Abheben eintreten darf ($F_{No}>0$), die maximal mögliche Beschleunigung für die Ventilerhebungskurve dar.

$$F_{No} = F_{red} + m_{red} * \ddot{x}_{red} \quad \text{Glg. 5-40}$$

$$\ddot{x} < -\frac{F_{red}}{m_{red}} * \frac{r_1}{r_2} \quad \text{Glg. 5-41}$$

Abbildung 5-26 stellt die in **Glg. 5-41** dargestellte Bedingung bei Auslegungsdrehzahl von 4500 [U/min] und der maximal möglichen Drehzahl ($F_{No}=0$) mit 5400 [U/min] dar. Somit ist eine Sicherheit gegen das Abheben des RSH von 1,2 gegeben.

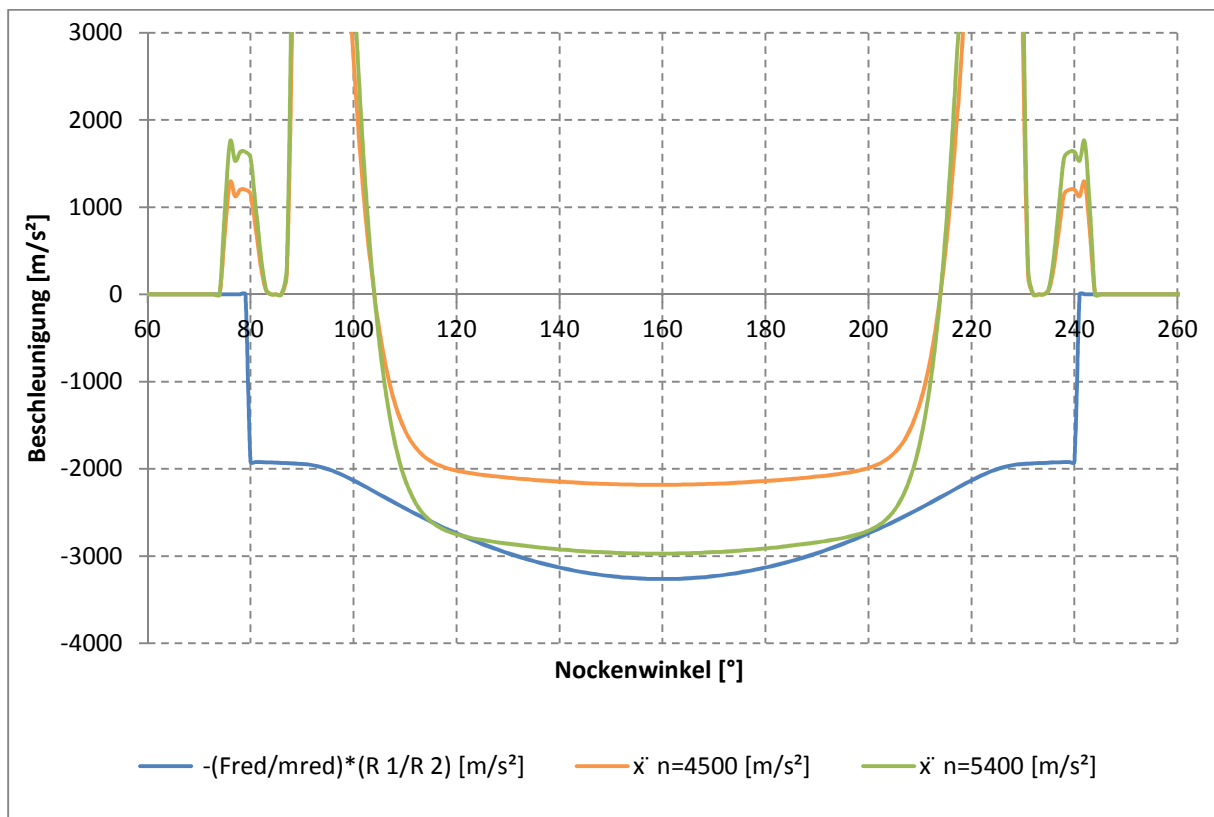


Abbildung 5-26: Abhebebedingung des RSH

5.5.4 Ventil und Ventilsitzring

Die Konstruktion des Ventils und der Ventilsitzringe erfolgte auf Basis einer bestehenden Auslasskonfiguration eines Viertaktmotors und wurde an die Größenverhältnisse angepasst.

In **Abbildung 5-27** sind die Hauptabmessungen des Ventils und des Ventilsitzringes in geöffnetem Zustand (Ventilhub = 6 [mm]) dargestellt.

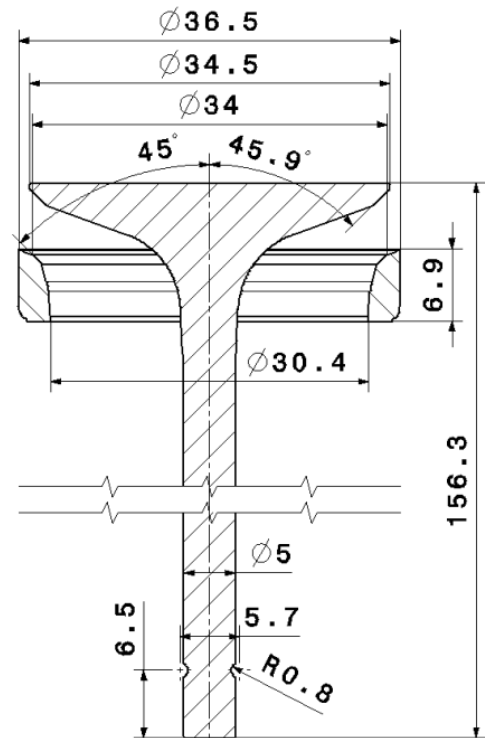


Abbildung 5-27: Geometrie des Ventils und des Ventilsitzringes

5.5.4.1 FEM- Berechnung des Ventils

Durch den niedrig gewählten Ventilschaftdurchmesser konnte nicht davon ausgegangen werden, dass aufgrund einer zu hohen Stauchung das Ventil frühzeitig auf dem Ventilsitzring aufsitzt. Deshalb wurden diese Stauchung und die Knickung des Ventils überprüft. Dazu wurden FEM Berechnungen mit Hilfe des in Catia integrierten FEM-Programmes durchgeführt.

Um diese Bewertung durchführen zu können, wurde das in **Abbildung 5-28** abgebildete Modell erstellt. Dabei war es notwendig, die Ventilführung (1) und den Zylinder (2), welcher für den RSH-Kontakt notwendig ist, ins Modell mit aufzunehmen. Diese Teile wurden im Raum fixiert (3) und mittels Gleitverbindungen (4) mit dem Ventil (5) verbunden. Danach wurden dem Ventil noch die maximale, während des Ventilhubes auftretende Beschleunigung (6), und die Federkraft (7) aufgeprägt.

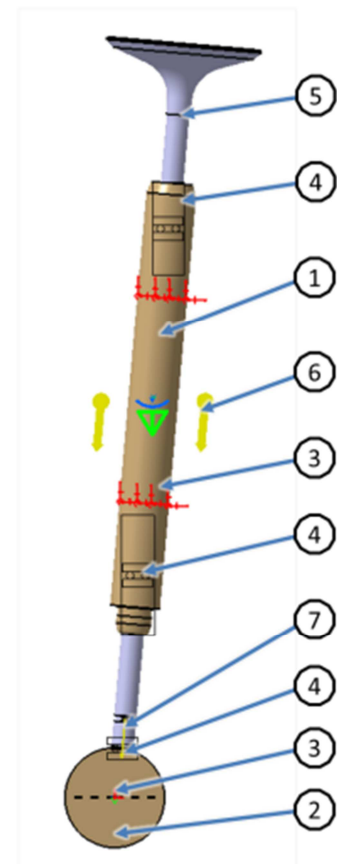


Abbildung 5-28: FEM-Modell des Ventils

Die Stauchung des Ventils ist in diesem Fall ausreichend klein, sodass ein frühzeitiges Aufsetzen des Ventils beim Schließen ausgeschlossen werden kann. Bei der Berechnung der Knickung erhält man als Ergebnis jenen Wert, mit dem die Belastung multipliziert werden müsste, damit die jeweilige Knickung eintritt.

In **Abbildung 5-29** ist links ein Knickfall und rechts die Stauchung des Ventils dargestellt. Der Berechnungen liegen die Werte aus **Tabelle 5-9** zugrunde.

Wert	Einheit	Benennung
10000	[m/s ²]	Beschleunigung
200	[N]	Federkraft
TE 10		Elementtyp
3,43	[%]	globaler Fehler
103	[N/mm ²]	maximale Von Mises Spannung
700	[N/mm ²]	Dehngrenze (X45CrSi9-3)
6,8	[-]	Sicherheit gegen plastische Verformung
0,0156	[mm]	maximale Stauchung
53,4	[-]	minimaler Knickfaktor

Tabelle 5-9: Ergebnisse FEM-Ventil



Abbildung 5-29: Ventilverformung

5.5.5 Ventilspielausgleich

Bei einem Ventiltriebssystem ist es notwendig, Längendifferenzen, welche durch Erwärmungen und Verschleiß auftreten, ausgleichen zu können. Hierbei gibt es zwei Möglichkeiten des Ausgleichs:

Beim **mechanischen Ventilspielausgleich (VSA)** wird bei der Erstmontage entweder über Einstellbleche oder über Justierschrauben ein vorgegebenes Ventilspiel eingestellt. Dieses muss groß genug sein, um die Längenänderungen auszugleichen. Es soll im Gegenzug jedoch so klein wie möglich gewählt werden, um die Geräusche beim Aufsetzen der Nocke gering zu halten. Oft ist es bei solchen Systemen aufgrund des Verschleißes notwendig, das Ventilspiel im Zuge von Wartungsintervallen neu einzustellen.

Der **hydraulische Ventilspielausgleich (HVA)** stellt hingegen das Spiel automatisch ein und ist heutzutage bei Automotoren Stand der Technik. Diese hydraulischen Ventilspielausgleiche bestehen aus einer ölgefüllten Kolben-Gehäuse-Einheit, einem Rückschlagventil und einer Nachstellfeder. Kommt es während der Grundkreisphase zu einem Ventilspiel, drückt die Nachstellfeder den Kolben nach oben, es wird über ein Rückschlagventil der Raum unter dem Kolben mit Öl gefüllt und das Ventilspiel ausgeglichen. Die von Temperaturexpansionen hervorgerufene Verlängerung des Ventiltriebs wird über die Leckage zwischen Kolben und Gehäuse ausgeglichen. Hierbei ist keine Wartung notwendig.

Da durch die spezielle Anordnung des Ventiltriebs mit stehenden Ventilen auch das hydraulische Ausgleichselement sozusagen verkehrt montiert werden muss, konnte kein passendes Ausgleichselement im bestehenden Produktkatalog des Systemherstellers gefunden werden. Das größte Problem dabei stellt die Entlüftung des HVA dar, da sich diese normalerweise in Richtung Kugelpfanne entlüften. Wird nun der HVA verkehrt eingebaut, kann die Luft nicht entweichen und das Ausgleichselement wird nicht ganz mit Öl gefüllt.

Da auch in diesem Fall eine Neuentwicklung zu aufwändig geworden wäre, wurde auf den hydraulischen Ventilspielausgleich vorerst verzichtet und ein mechanischer Ventilspielausgleich entwickelt. In **Abbildung 5-30** wird ein Schnitt (rot) durch die Achse des Ventils und des VSA des Gesamtmotors dargestellt.

Der VSA wird dabei von unten eingeschraubt (**Abbildung 5-30**) und dichtet nach oben über einen O-Ring (schwarz) ab. Darunter wird über das Gehäuse eine Verbindung zur Druckölleitung hergestellt, sodass über Bohrungen das Öl bis zum RSH geleitet wird und von dort auf die Rolle spritzt. Nachdem der Einbau der restlichen Ventiltriebskomponenten erfolgt ist, kann in diesem Fall von links über eine Gehäuseöffnung mit einer Fühlerlehre und der Verdrehung des VSA wie auch der Kontermutter das Ventilspiel eingestellt werden.

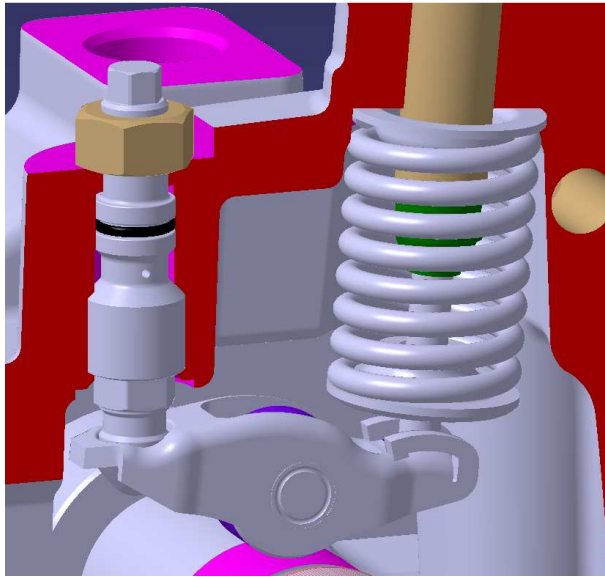


Abbildung 5-30: Einbau VSA

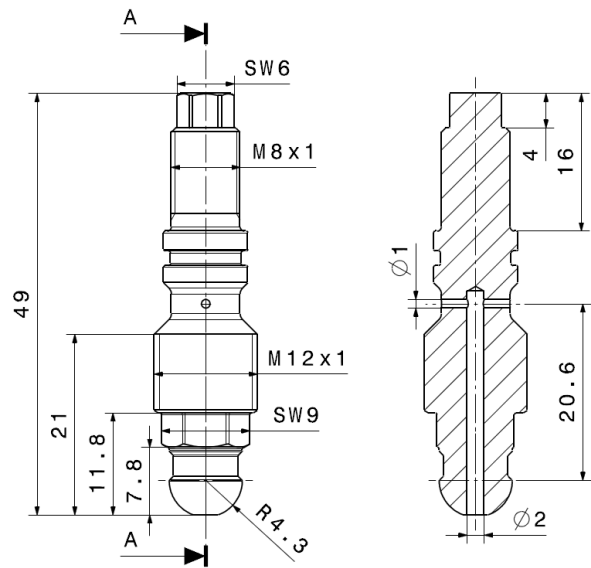


Abbildung 5-31: Hauptabmessungen des VSA

5.5.6 Nockenwelle

Die zusammengebaute Nockenwelle ist in **Abbildung 5-32** mit der folgenden Konfiguration dargestellt:

Die **Nockenwelle (1)** wird, je nach benötigter Stückzahl als Gussteil oder als Drehteil gefertigt. Dabei erfolgt die radiale und axiale Lagerung über drei Gleitlagerstellen (orange). Diese laufen in geteilten Gleitlagerbuchsen, welche im Gehäuse mit Lagerböcken fixiert werden. Zwei Lager werden dabei zwischen den Nocken (blau), und eine seitlich am Zahnrad ausgeführt.

Die Versorgung der beiden Lagerstellen erfolgt über das Gehäuse. Diese versorgen dann gleichzeitig die seitlich angeordnete Lagerstelle über eine Bohrung in der Welle. Die dafür notwendige Bohrung wird mit einem **Verschlussdeckel (6)** wieder verschlossen.

Das **Antriebsrad (2)** wird über einem Presssitz mit der Welle verbunden und stellt gleichzeitig eine Unwuchtmasse des Ausgleichs dar.

Die zweite **Ausgleichsmasse (3)** wird symmetrisch gegenüberliegend mit einer **Passfeder (4)** und einem **Sicherungsring (5)** befestigt.

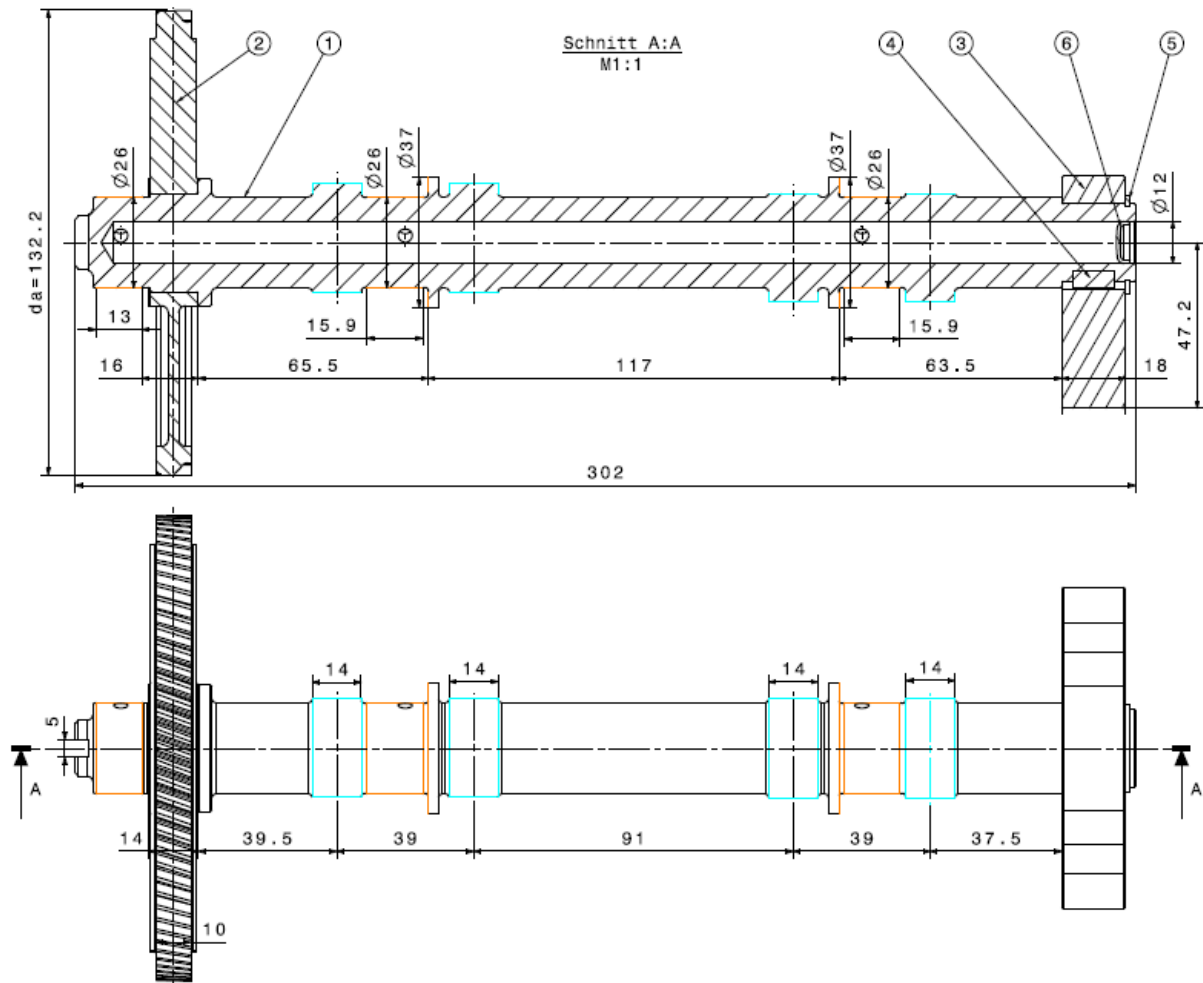


Abbildung 5-32: Zusammenbau der Nockenwelle

5.5.7 Zusammenbau des Ventiltriebes

In der folgenden Abbildung (**Abbildung 5-33**) ist der gesamte Zusammenbau des Ventiltriebes dargestellt, dabei sind die beiden linken Ventile geschlossen und die beiden rechten geöffnet dargestellt.

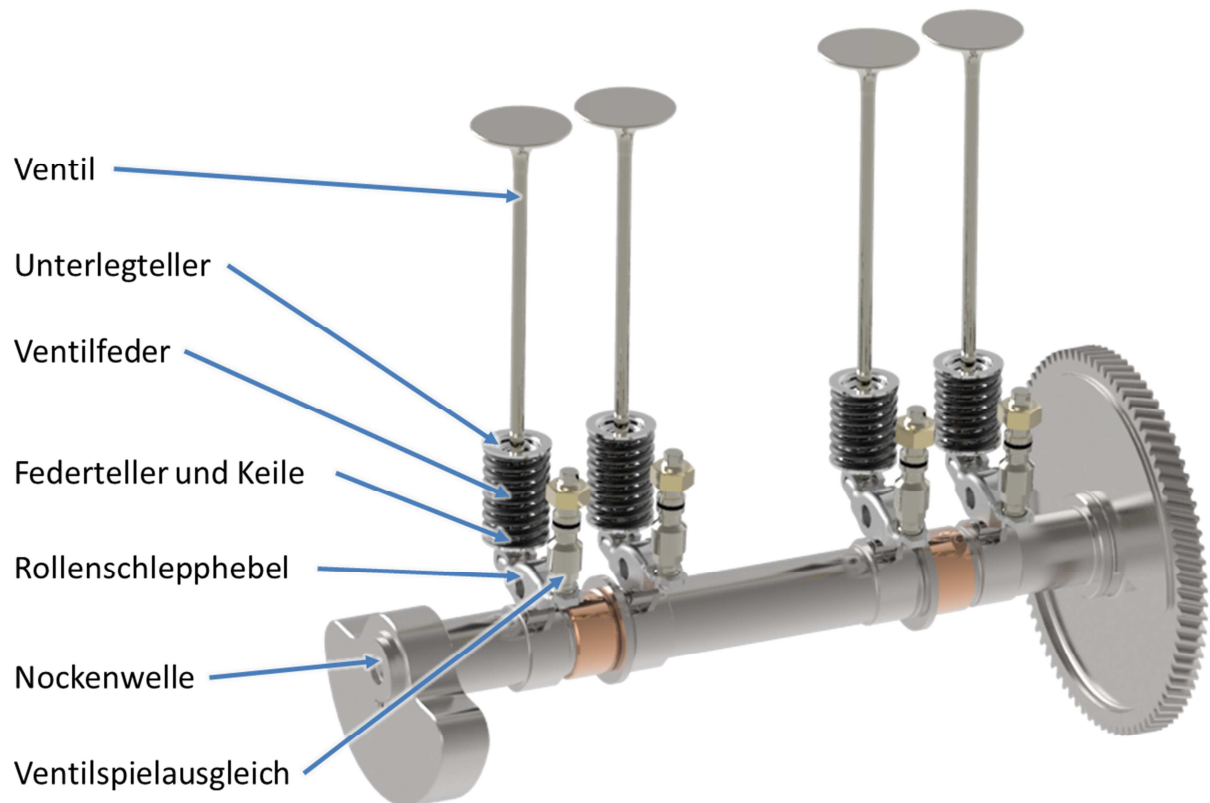


Abbildung 5-33: Zusammenbau des Ventiltriebs

5.6 Spülgebläse

Um die benötigte Druckdifferenz für die Spülung während des Ladungswechsels zur Verfügung stellen zu können, wird in diesem Fall ein Radialverdichter verwendet. Dieser Verdichter wurde in Zusammenarbeit mit dem Institut für Thermische Turbomaschinen (TTM) ausgelegt.

5.6.1 Vorauslegung

Zuerst wurde mittels AVL-BOOST der benötigte Spüldruck und die benötigte Spülmasse ermittelt. Aus der Annahme heraus, dass eine maximale Übersetzung zur Kurbelwelle von 1:10 für das Gebläse mechanisch möglich ist, konnte vom TTM die erste Vorauslegung erfolgen. Die Randbedingung für die Auslegung stellen sich wie folgt dar:

- Laufraddrehzahl: $n_{LR} = 30.000$ [U/min]
- maximaler Laufradaussendurchmesser: $d_{LR_max} = 120$ [mm]
- Eintrittsdruck: $p_{Ein} = 1$ [bar]
- Eintrittstemperatur: $t_{Ein} = 30$ [°C]
- Ausgangsdruck: $p_{Aus} = 1,2$ [bar]
- Luftmassenstrom: $\dot{m}_{Luft} = 0,04$ [kg/s]
- Auslegung eines reinen Radialverdichters um eine Fertigung im Druckgussverfahren zu ermöglichen.

Anhand dieser Randbedingungen führte das TTM eine eindimensionale Berechnung des Spülgebläses (Laufrad, Diffuser und Spiralgehäuse) durch und ermittelte alle Abmessungen für die Konstruktion.

5.6.2 Skelett

In **Abbildung 5-34** ist das Skelett des Gebläses dargestellt. Wobei die abgebildeten Splines und Linien die Vorgabe aus der Vorauslegung darstellen.

Die Schaufelgeometrie wurde mithilfe einer Meridionalkontur (1) und einer Höhenkontur (2) vorgegeben.

Die Spiralkontur ist über den Spiraldurchmesser (3) und den dazugehörigen Kreisquerschnitt (4) definiert.

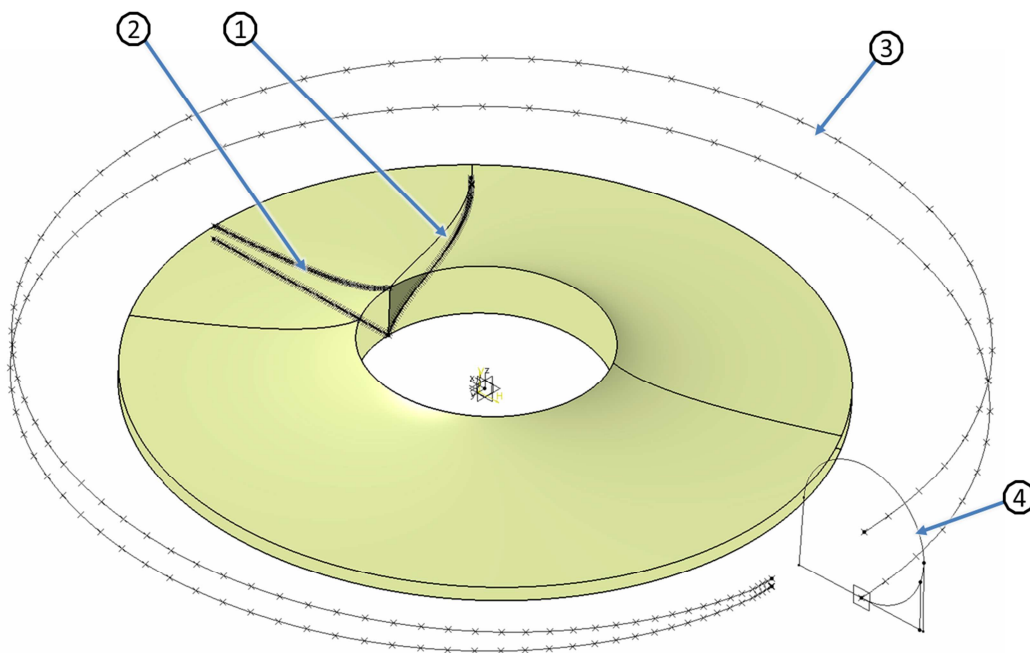


Abbildung 5-34: Verdichterskelett

5.6.3 Zusammenbau

In **Abbildung 5-35** ist eine Schnittansicht durch die gesamte Gebläsebaugruppe dargestellt. Wobei die sich drehenden Bauteile in Blau und die Bronze-Gleitlagerbuchsen in Rot-schraffiert abgebildet sind.

Zuerst wird das Gebläsegehäuse (1) mit dem Kurbelgehäuse (2) verschraubt und über eine Flachdichtung (3) abgedichtet. Im nächsten Schritt kann die Welle mit den Buchsen (4) in das Gehäuse verbaut werden (Siehe **Abbildung 5-36**). Dabei wird die Welle, in die zuvor in das Gehäuse eingepresste Gleitlagerung (5) eingeführt. Anschließend kann der über einen O-Ring (6) abgedichtete Lagerdeckel (7) befestigt und der Verdichter (8) aufgeschraubt werden. Schließlich wird der Gebläsedeckel (9), welcher mit einer Flüssigdichtung abgedichtet wird, montiert. Der Antrieb erfolgt über ein schrägverzahntes Zahnrad (10), welches auf der Welle für den Massenausgleich 2. Ordnung montiert ist.

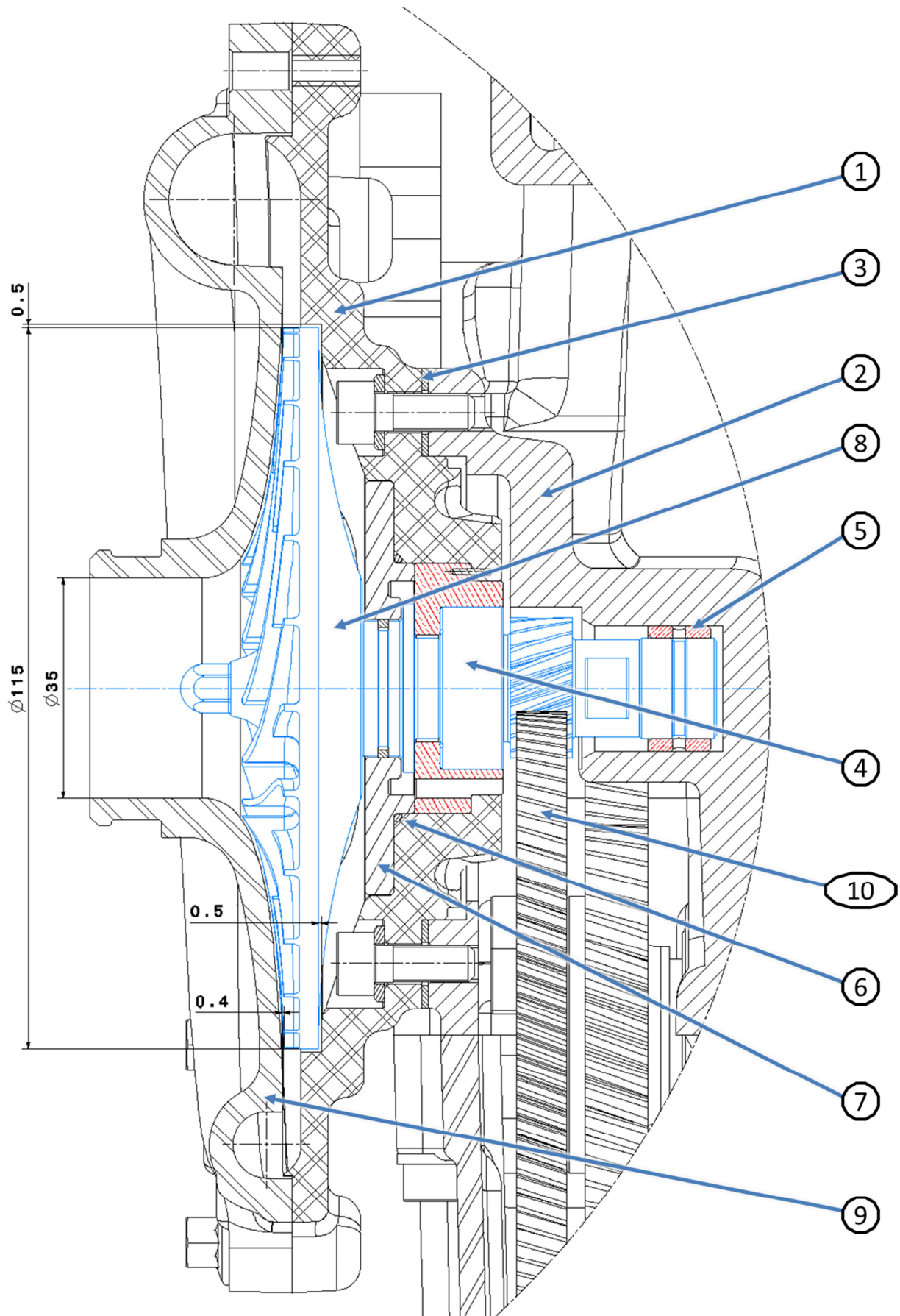


Abbildung 5-35: Zusammenbau des Spülgebläses

5.6.4 Lagerung und Dichtsystem

Die **Lagerung** der Welle (1) erfolgt über zwei Gleitlagerbuchsen. Ein radiales Gleitlager (2) wird ins Gehäuse eingepresst und über eine Bohrung im Gehäuse mit Drucköl beaufschlagt. Über Längs- und Querbohrungen in der Welle wird auch die zweite Lagerstelle (3), welche eine radiale und axiale Lagerung übernimmt, versorgt. Die Stirnseite der Welle wird mit einem Verschlussdeckel (4) abgedichtet, sodass kein Öl austreten kann. Über eine Freistellung (5) der zweiten Lagerstelle in Richtung Laufrad kann sich der Druck des Öles abbauen und über Bohrungen im Gleitlager (6) zurück ins Kurbelgehäuse fließen. Damit sich die Gleitlagerung nicht verdrehen kann, wird diese mit einem Passstift (7) gesichert.

Aufgrund der Laufraddrehzahl von maximal 45.000 [U/min] erfolgt die **Abdichtung** der stehenden Teile gegenüber den drehenden Teilen mit Hilfe einer Labyrinthdichtung. Hierbei spannt sich ein sogenannter Kolbenring (8) während des Einbaus vor. Die Vorspannung ist dabei so hoch, dass sich der Kolbenring nicht mit der Welle mit dreht, sich jedoch axial mit der Welle verschieben kann und somit Längenausdehnungen zulässt. Durch dieses automatische Mitverschieben des Kolbenringes kann ein sehr geringer axialer Spalt zwischen drehenden und stehenden Teilen realisiert werden und somit eine gute Wirkung der Labyrinthdichtung erreicht werden. Die Abdichtung der stehenden Teile erfolgt mithilfe von O-Ringen (9).

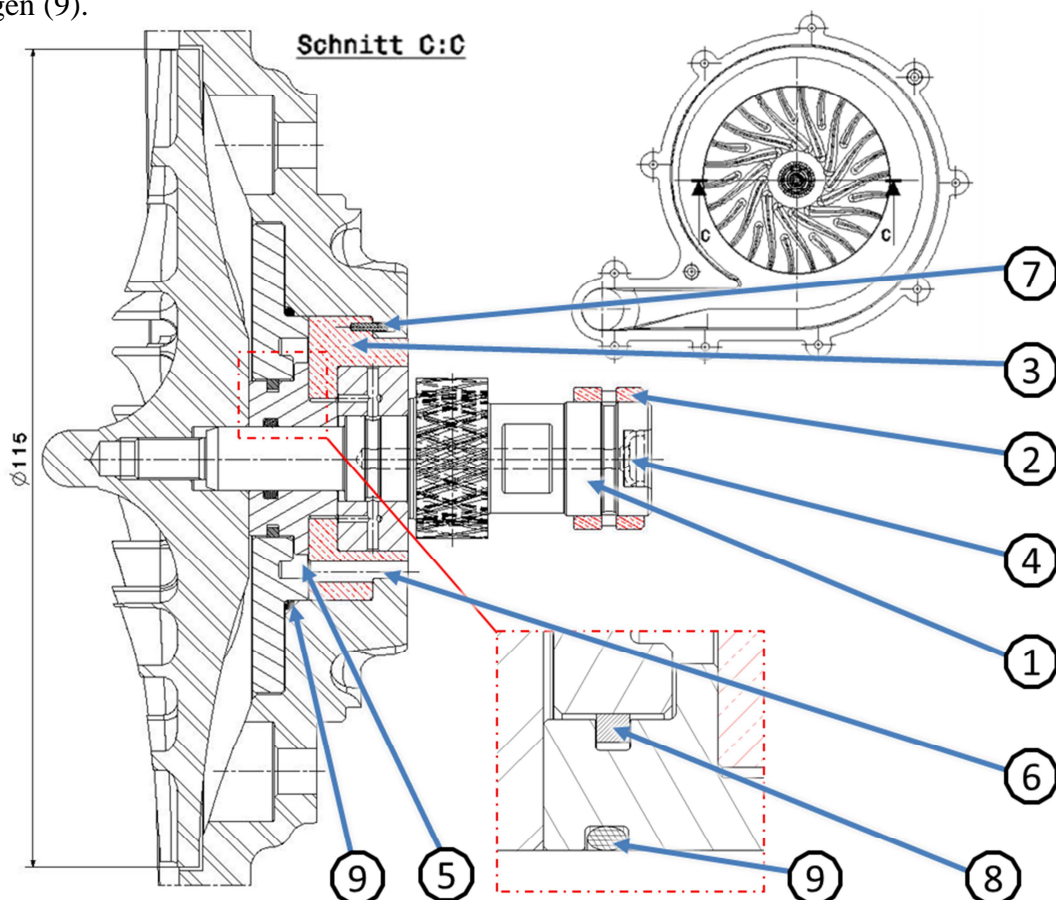


Abbildung 5-36: Lagerungs- und Dichtsystem des Spülgebläses

5.6.5 Laufrad

Beim Laufrad wurde besonders darauf geachtet, dass es in einem Druckgussverfahren gefertigt werden kann. Daher wurden die Schaufeln so konstruiert, dass die Möglichkeit besteht, mit einer Gushälfte den Oberteil nach oben zu entformen.

Auf der Einlassseite ist ein Sechskant angebracht, um mit einem Drehmomentschlüssel das Laufrad mit dem vorgegebenen Moment befestigen zu können.

In **Abbildung 5-37** sind die mechanischen Bearbeitungen in Magenta dargestellt.

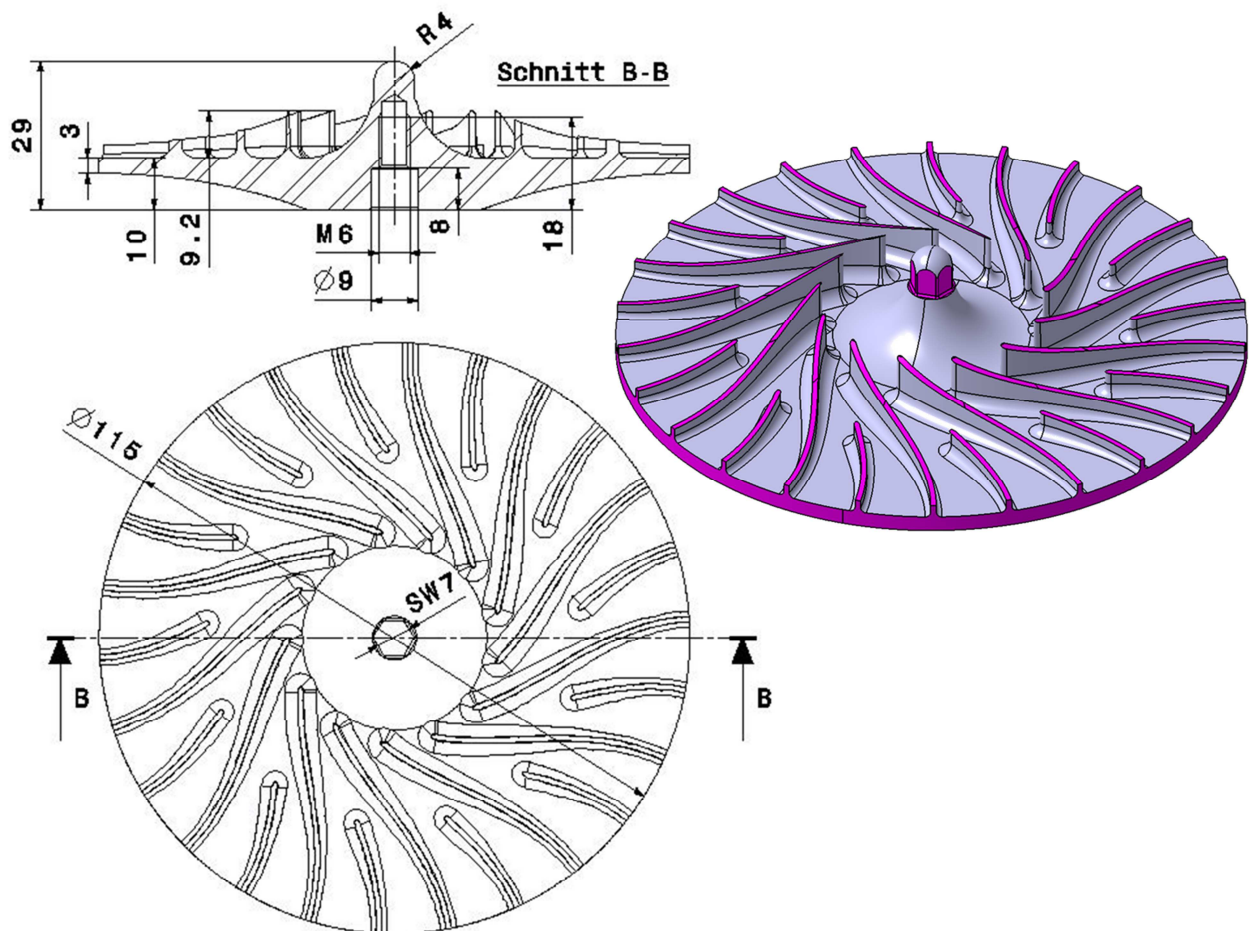


Abbildung 5-37: Laufrad

5.6.5.1 FEM- Berechnung des Laufrades

Um die Spannungen und die Verformungen abschätzen zu können, wurde das Laufrad in einer FEM-Simulation mit der maximalen Zentrifugalbeschleunigung beaufschlagt.

In **Abbildung 5-38** ist das Ergebnis der Von Mises Spannungssimulation der Erst- und der Bestvariante dargestellt. Die maximalen Spannungen treten am inneren Ansatz der Schaufeln auf. Es wird höchstwahrscheinlich durch die freistehenden Schaufeln und die Zentrifugalkraft ein Moment eingeleitet, welches diese hohen Spannungen verursacht. Dabei wurde mithilfe einer Verstärkung der Trägerplatte (siehe Querschnittszeichnung) eine bessere Abstützung gewährleistet und somit eine maximale Spannung erreicht, welche unter der Streckgrenze liegt. Des Weiteren wurde die axiale und die radiale Verformung am äußersten Radius ermittelt, um ausschließen zu können, dass das Laufrad aufgrund der Verformung mit dem Gehäuse in Berührung kommt.

Der Simulation der Bestvariante liegen die Werte aus **Tabelle 5-10** zugrunde.

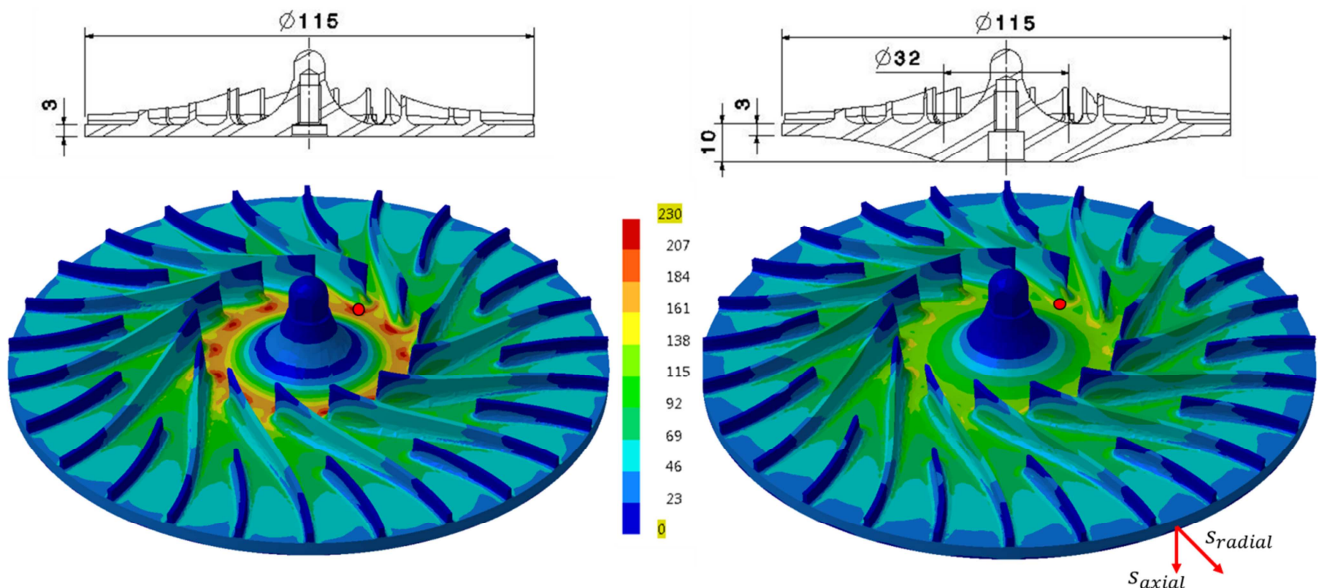


Abbildung 5-38: FEM- Ergebnisse des Laufrades

Wert	Einheit	Benennung
TE 10		Elementtyp
2,6	[%]	globaler Fehler
163,4	[N/mm ²]	maximale Von Mises Spannung
240-255	[N/mm ²]	Streckgrenze (AlMgSi1)
1,46	[-]	Sicherheit gegen plastische Verformung
0,16	[mm]	maximale axiale Verformung (s_{axial})
0,046	[mm]	maximale radiale Verformung (s_{radial})

Tabelle 5-10: Auswertung der FEM-Ergebnisse des Laufrades

5.6.6 Gebläsewelle

Die Gebläsewelle wird mit dem Zahnrad aus einem Teil gefertigt. Um die Welle beim Aufschrauben des Verdichters fixieren zu können, sind die abgeflachten Stellen zwischen Lagerstelle und Zahnrad mitgefertigt. Die Längs- und Querbohrungen dienen der Ölversorgung der zweiten Lagerstelle.

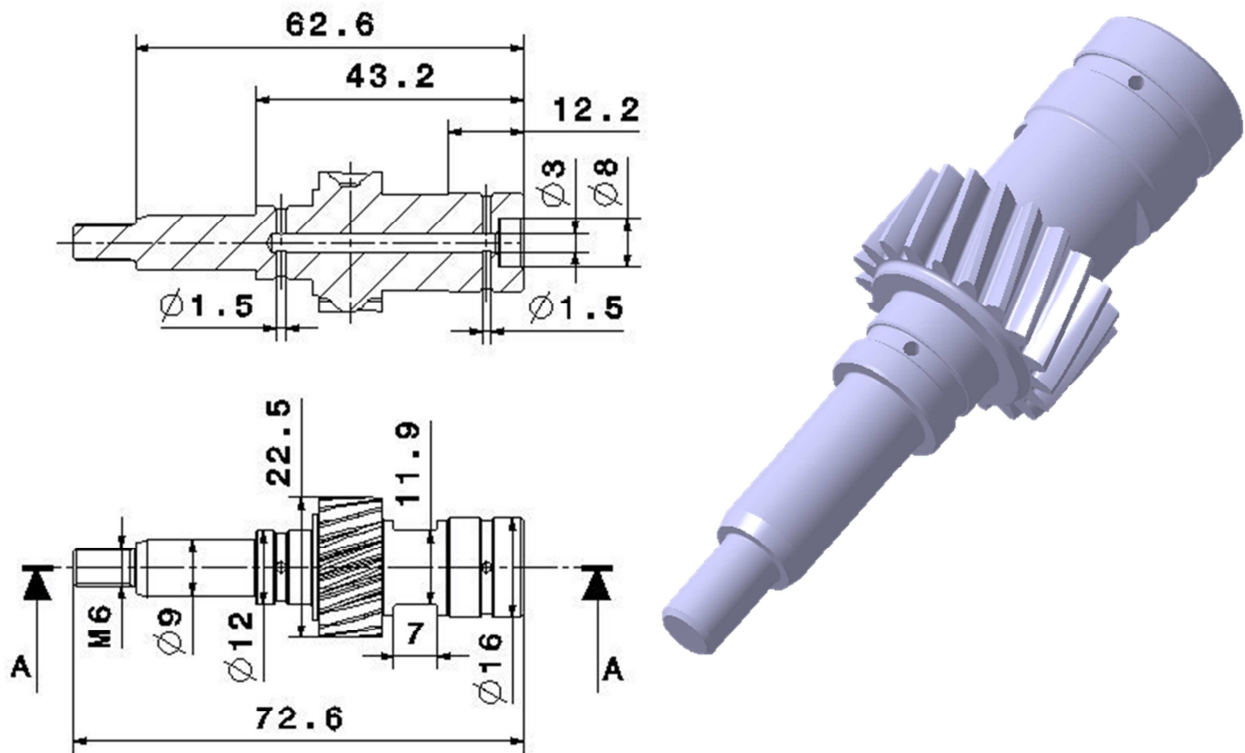


Abbildung 5-39: Gebläsewelle

5.6.7 Gebläsegehäuse und Gebläsedeckel

Das Gebläsegehäuse und der Gebläsedeckel werden in einem Druckgussverfahren hergestellt und sind jeweils über zwei Gushälften entformbar. In **Abbildung 5-40** sind die mechanischen Bearbeitungen in Magenta dargestellt.

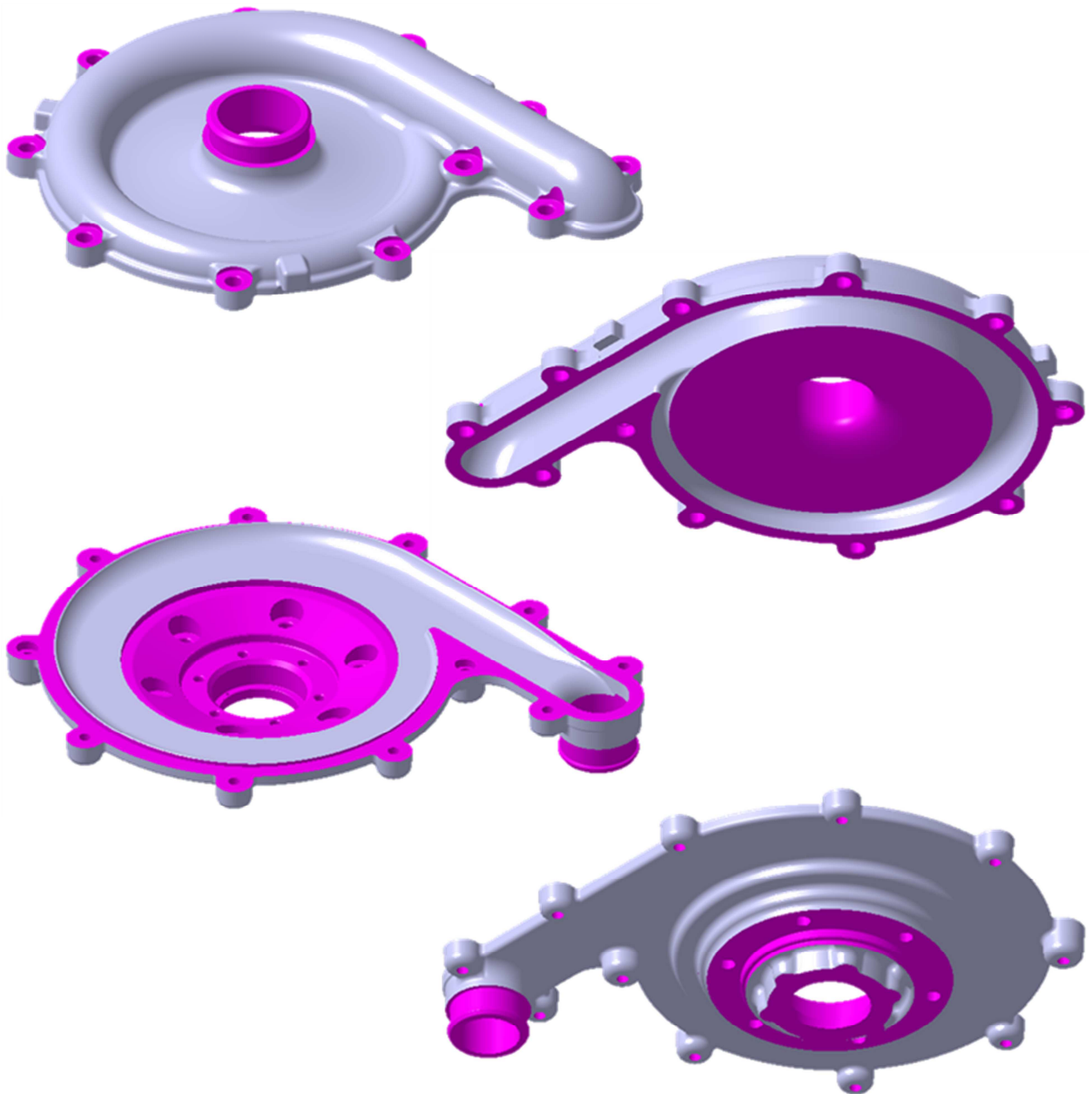


Abbildung 5-40: Gebläsegehäuseteile

5.6.8 Explosionsdarstellung

In **Abbildung 5-41** sind alle Komponenten des Spülgebläses in einer Explosionsansicht dargestellt.

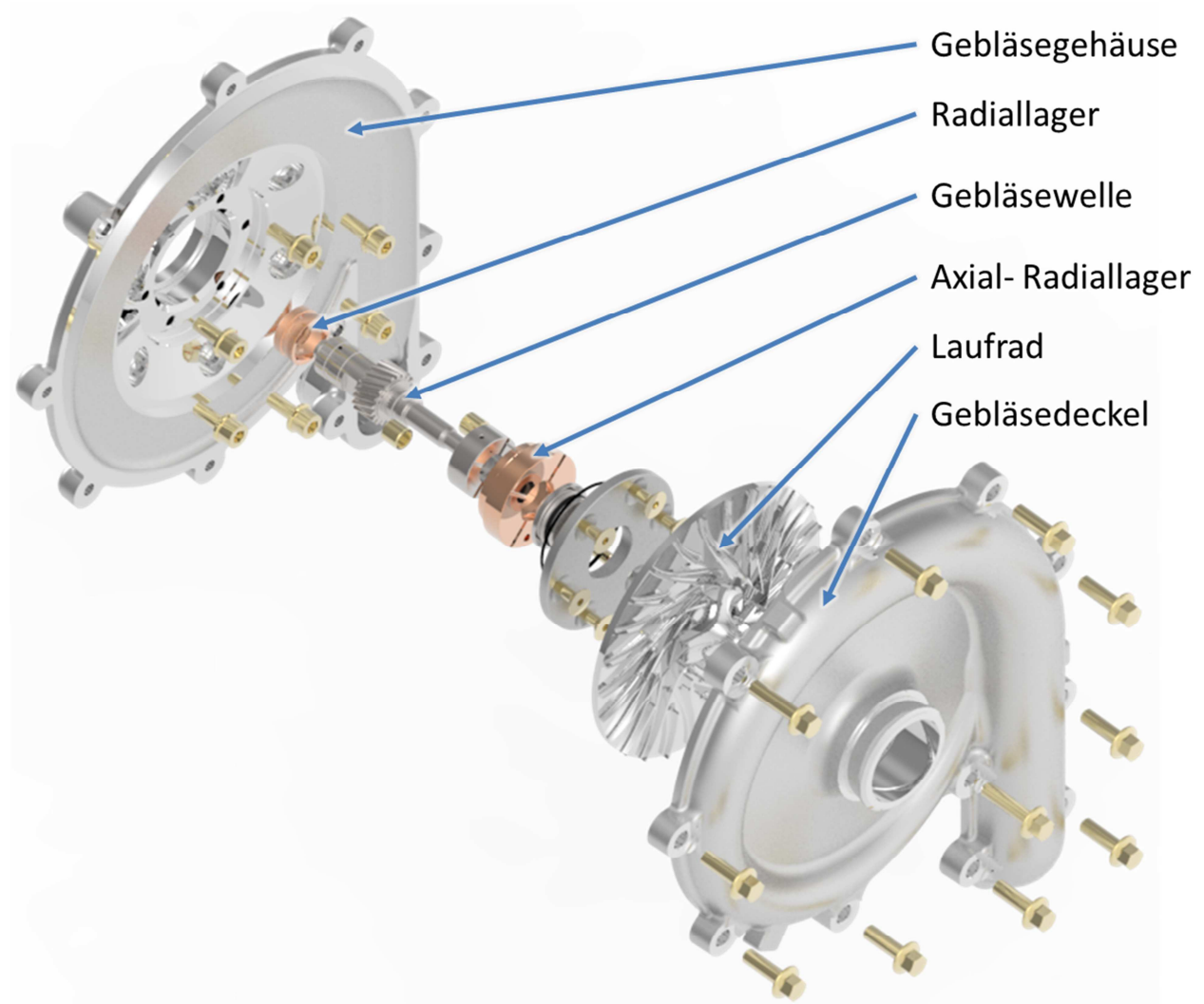


Abbildung 5-41: Explosionsdarstellung des Spülgebläses

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde eine Entwicklung eines Range Extender Motors im Zuge eines Drittmittelprojektes durchgeführt.

Zu Beginn wurden unterschiedliche Motorkonzepte nach spezifischen Kundenvorgaben für einen noch nicht auf dem Markt befindlichen Hubkolbenmotor, welcher jedoch aus bewährten Einzelelementen bestehen sollte, konzipiert. Dazu wurden Zwei- und Viertaktmotoren unterschiedlicher Zylinderanzahl und Anordnung in Betracht gezogen. Dabei stellte sich in einer frühen Phase des Projektes heraus, dass aus der Gesamtheit der Vorgaben sowie dem Ziel einen doch merklichen Kostenvorteil gegenüber einem Reihenzweizylinder-Viertaktmotor zu erreichen, allein Zweitaktmotoren in Frage kommen. Im nächsten Schritt wurden verschiedene Zweitakt-Konzepte hinsichtlich Kosten, Baugröße, Emissionen und NVH-Verhalten eingehender untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass ein Reihenzweizylindermotor mit Spülgebläse und seitlichen Auslassventilen den Anforderungen am besten gerecht wird.

Mit Hilfe eines Motorskeletts wurden die Abmessungen vordefiniert und somit konnte mit der Konstruktion des Kolbens und der Abschätzung der Kanal- und Ventilquerschnitte begonnen werden.

Um eine gute Anordnung der Ein- und Auslasssituation zu erreichen, wurde im Projektteam parallel dazu mit der Vorauslegung der Steuerzeiten mittels AVL-BOOST einer 3D-CFD Simulationen des Ladungswechsels begonnen, sodass der gewünschte Mitteldruck und die vorgegebenen Emissionen erreicht werden können.

Darauf aufbauend war es möglich, mittels der aus den Simulationen vorgegebenen Steuerzeiten einen günstigen Ventiltrieb mithilfe des Programmes AVL-Excite zu entwickeln und im Folgenden detailliert zu konstruieren.

Anschließend wurde in Zusammenarbeit mit dem Institut für Thermische Turbomaschinen der TU Graz ein geeignetes Spülgebläse entwickelt.

Die Konstruktion und Auslegung der restlichen Motorkomponenten erfolgte durch das Projektteam. Schlussendlich wurde ein Range Extender Motor im Detail konstruiert und ausgelegt, wobei während der Konstruktion immer wieder mit Hilfe des in Catia integrierten FEM-Programmes, Festigkeitsanalysen einzelner Komponenten durchgeführt wurden.

Für die Zukunft ist es angedacht einen Prototypenmotor fertigen zu lassen, um die berechneten und simulierten Ergebnisse verifizieren zu können. Vor allem die entstehenden Messergebnisse für die Emissionen, das NVH-Verhalten und der Verbrauch sollten die Qualität dieses Konzeptes unterstreichen und somit in weiterer Folge die Möglichkeit eines Prototypenfahrzeuges darstellen.

7 Abbildungs-, Tabellen- und Abkürzungsverzeichnis

7.1 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Lastkollektiv.....	9
Abbildung 2-1: Arbeitsprozess des Zweitaktmotors mit Kurbelkastenspülung [1]	12
Abbildung 2-2: Arbeitsprozess des Zweitaktmotors mit Spülgebläse und Auslassventilen [1].....	13
Abbildung 2-3: Verschiedene Spülungsarten beim Zweitaktmotor [1]	13
Abbildung 2-4: Verschiedene Gleichstromspülungsarten bei Zweitaktmotoren [1]	14
Abbildung 2-5: Spülkurven verschiedener Spülverfahren [2].....	15
Abbildung 3-1: Zweitakt-Konzepte V1	19
Abbildung 3-2: Zweitakt-Konzepte V2	20
Abbildung 3-3: Rädertriebkonzept 1.....	22
Abbildung 3-4: Rädertriebkonzept 2.....	23
Abbildung 3-5: Rädertriebkonzept 3.....	24
Abbildung 3-6: Endgültiges Rädertriebkonzept	26
Abbildung 4-1: Vorgehensweise bei der Thermodynamik Auslegung.....	30
Abbildung 4-2: Axiale Winkelabweichung [3].....	33
Abbildung 4-3: Radiale Winkelabweichung [3]	33
Abbildung 4-4: Einlasskanäle	33
Abbildung 4-5: Öffnungsquerschnitte über Kurbelwinkel	35
Abbildung 4-6: Ventilanordnungen.....	36
Abbildung 4-7: 3D Simulationsergebnisse des Spülvorganges	40
Abbildung 5-1: Motorskelett	42
Abbildung 5-2: Motorübersicht	43
Abbildung 5-3: Geometrische Verhältnisse am Kurbeltrieb [1].....	44
Abbildung 5-4: Massen im Kurbeltrieb [1].....	46
Abbildung 5-5: Kräfte am Zweizylinder-Reihenmotor	49
Abbildung 5-6: Freie Kräfte und Momente des R2 bei 4500 [U/min]	50
Abbildung 5-7: Massenkräfte des gesamten Kurbeltriebes	51
Abbildung 5-8: Vollkommener Massen- und Momentenausgleich am R2	53
Abbildung 5-9: Kolbenparameter [1].....	54
Abbildung 5-10: Kolbenbelastung bei 3000 [U/min].....	56

Abbildung 5-11: Kolbenbelastung bei 4500 [U/min]	56
Abbildung 5-12: Kolbenkonzepte	58
Abbildung 5-13: FEM-Modell des Kolben	59
Abbildung 5-14: FEM-Ergebnisse des Kolbens (Konzept 2)	60
Abbildung 5-15: FEM-Ergebnisse des Kolbenbolzens	61
Abbildung 5-16: Vergleich von Ventiltriebskonzepten [5]	62
Abbildung 5-17: Reibmitteldruck unterschiedlich ausgeführter Ventiltriebe [4]	63
Abbildung 5-18: RSH [4]	64
Abbildung 5-19: Positionierung des Rollenschlepphebels	65
Abbildung 5-20: Ventiltrieb- AVL-Excite	66
Abbildung 5-21: Ventilerhebungskurve	68
Abbildung 5-22: Hertzsche Pressung am Nocken	69
Abbildung 5-23: Nockenkontur	69
Abbildung 5-24: Krümmungsradius der Nocke	70
Abbildung 5-25: Ersatzsystem des Ventiltriebes	71
Abbildung 5-26: Abhebebedingung des RSH	72
Abbildung 5-27: Geometrie des Ventils und des Ventilsitzringes	73
Abbildung 5-28: FEM-Modell des Ventils	73
Abbildung 5-29: Ventilverformung	74
Abbildung 5-30: Einbau VSA	76
Abbildung 5-31: Hauptabmessungen des VSA	76
Abbildung 5-32: Zusammenbau der Nockenwelle	77
Abbildung 5-33: Zusammenbau des Ventiltriebs	78
Abbildung 5-34: Verdichterskelett	80
Abbildung 5-35: Zusammenbau des Spülgebläses	81
Abbildung 5-36: Lagerungs- und Dichtsystem des Spülgebläses	82
Abbildung 5-37: Laufrad	83
Abbildung 5-38: FEM- Ergebnisse des Laufrades	84
Abbildung 5-39: Gebläsewelle	85
Abbildung 5-40: Gebläsegehäuseteile	86
Abbildung 5-41: Explosionsdarstellung des Spülgebläses	87
Abbildung 9-1: Geometrievorgabe RSH	93
Abbildung 9-2: Eingesetzter RSH	93
Abbildung 9-3: Ventildedernkatalog	93

7.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Anforderungen an den Rädertrieb	21
Tabelle 3-2: Gegenüberstellung der Rädertriebskonzepte	25
Tabelle 3-3: Vergleich zwischen Wälzlagern und Gleitlagern	27
Tabelle 3-4: Punktebewertung der Lagerungskonzepte	28
Tabelle 4-1: Leistungsvorgabe	31
Tabelle 4-2: Hubvolumen	31
Tabelle 4-3: Auslegung der Einlassfensterhöhe	33
Tabelle 4-4: Auslegung der Ventilfläche	34
Tabelle 4-5: Auswertung der Ventilanordnungen	37
Tabelle 4-6: Simulationsvarianten	38
Tabelle 5-1: Geometrie des Kurbeltriebes	44
Tabelle 5-2: Legende zu Massen im Kurbeltrieb	46
Tabelle 5-3: Legende zu Kolbenparameter [1]	54
Tabelle 5-4: Kolbenbelastung	56
Tabelle 5-5: Auswertung der maximalen Spannung im Kolben	61
Tabelle 5-6: Auswertung der maximalen Spannung im Kolbenbolzen	61
Tabelle 5-7: Übersicht des RSH	64
Tabelle 5-8: Randbedingungen für die Auslegung der Ventilerhebungskurve	67
Tabelle 5-9: Ergebnisse FEM-Ventil	74
Tabelle 5-10: Auswertung der FEM-Ergebnisse des Laufrades	84

7.3 Abkürzungsverzeichnis

OT	Oberer Totpunkt
UT	Unterer Totpunkt
RSH	Rollenschlepphebel
HVA	Hydraulischer Ventilspielausgleich
VSA	Ventilspielausgleich
NVH	Noise Vibration Harshness
NW	Nockenwinkel
KW	Kurbelwinkel
CAD	Computer aided design
FEM	Finite-Elemente-Methode

8 Literaturverzeichnis

- [1] H. Eichseder, Kolbenmaschinen Skriptum, TU Graz, 2000.
- [2] H. Eichseder, Verbrennungskraftmaschinen Skriptum, VA, 2005.
- [3] F. Laimböck, Die Ladungswechselgeometrie von Zweirad-Zweitaktmotoren, Graz, 1985.
- [4] Schaeffler, Ventiltriebssysteme für Verbrennungsmotoren, Verlag Moderne Industrie, 2007.
- [5] M. Trzesniowski, Rennwagentechnik, Vieweg+Teubner, 2008.
- [6] R. van Basshuysen und F. Schäfer, Handbuch Verbrennungsmotor, Vieweg, 2005.
- [7] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer, Dritte Auflage.

9 Anhang

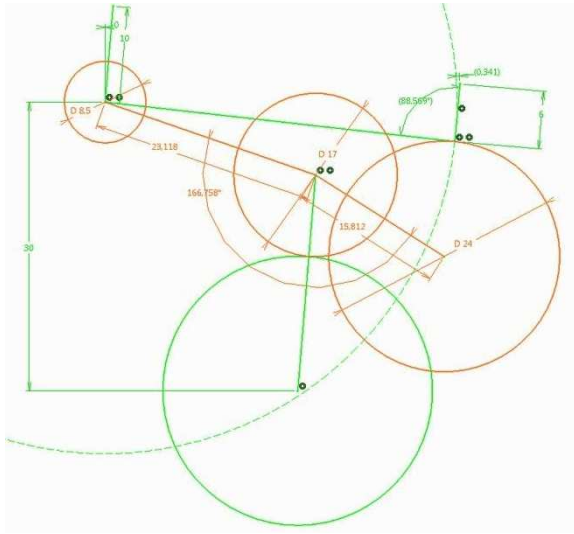


Abbildung 9-1: Geometrievorgabe RSH

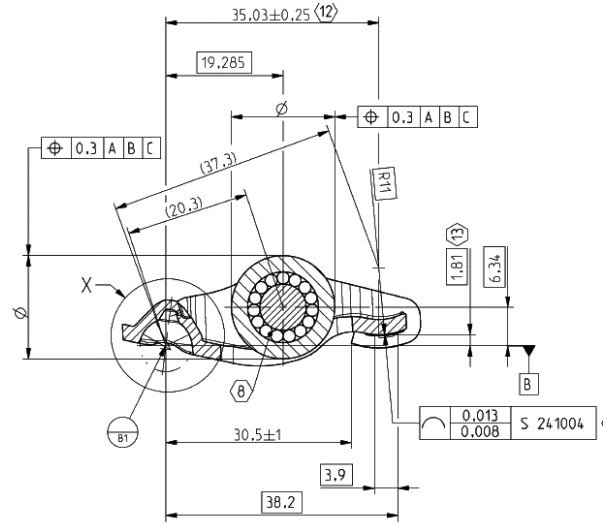


Abbildung 9-2: Eingesetzter RSH

SCHRICK®		Ventilfedern										
Bestell-Nr.	Da [mm] Aussen- durch- messer	Di [mm] Innen- durch- messer	d [mm] Draht durch- messer	L1 [mm] max. Einbau- länge	L2 [mm] min. Betriebs- länge	S [mm] max. Ventil hub	F1 [N] Kraft bei L1	F2 [N] Kraft bei L2	Preis EUR /Stck. zzgl. MwSt.	Rabatt- gruppe	Bemerkungen	
0002 02 090	32,3	23,3	4,5	38,5	26,5	12,0	270	880	6,90	1-8	Einzelfeder	
0002 02 080	31,9	23,5	4,2	37,0	24,0	13,0	280	780	11,80	2-8	Aussenfeder zu 0002 02 043	
0002 02 043	23	17,0	3,0	35,0	22,0	13,0	140	410	11,80	2-8	Innenfeder zu 0002 02 080	
0013 02 062	30,7	23,0	3,85	31,5	20,0	11,5	208	610	6,90	1-8	Aussenfeder zu 0013 02 026	
0013 02 026	21,3	16,3	2,5	27,5	16,0	11,5	82	250	6,90	1-8	Innenfeder zu 0013 02 062	
0013 02 064	31,3	23,6	3,85	34,0	21,0	13,0	202	630	11,00	1-8	Aussenfeder zu 0013 02 031 und zu 0220 02 026	
0013 02 031	22,8	17,2	2,8	31,8	18,8	13,0	97	325	11,00	1-8	Innenfeder zu 0013 02 064	
0014 02 054	29,6	22,4	3,6	33,8	22,3	11,5	220	533	6,90	1-8	Aussenfeder zu 0014 02 027	
0014 02 027	21,8	16,6	2,6	29,3	17,8	11,5	94	268	6,90	1-8	Innenfeder zu 0014 02 054	
0056 02 062	29,8	22,2	3,8	37,4	25,9	11,5	240	610	7,65	1-12	Aussenfeder zu 0056 02 022	
0056 02 022	20,4	15,6	2,4	35,4	23,9	11,5	90	220	7,65	1-12	Innenfeder zu 0056 02 022	
0220 02 026	22,6	17,4	2,6	30,0	17,0	13,0	80	255	11,00	1-8	Innenfeder zu 0013 02 064	
0220 02 103	31,3	18,0	3,85/2,8	35,0	20	14,5	330	1035	61,00	2-8	Doppelfeder Maximal 50 Betriebsstunden!!! Kontaktfedersatz	
0227 02 113	30,7	16,6	3,9/3,1	36,0	23,0	13,0	309	1130	41,00	2-16	Kontaktfedersatz	
0242 02 065	27,8	20,4	3,7	32,7	22,3	10,4	290	640	9,00	1-16	Einzel feder	
0242 02 019	20,2	15,9	2,15	28,7	16,3	12,4	90	190	9,00	1-16	Innenfeder zu 0242 02 054	
0242 02 054	28	21,0	3,5	32,7	20,3	12,4	200	530	9,00	1-16	Aussenfeder zu 0242 02 019	
0256 02 082	30,6	22,2	4,2	37,0	25,1	11,9	300	835	11,50	2-16	Einzel feder	
0261 02 075	24,2 30,2	16/22	4,1	37,0	27,8	9,2	300	750	13,20	2-24	Kegelfeder BMW M52 Gruppe N	
0299 02 050	28,3	21,5	3,4	31,6	19,6	12,0	156	496	11,00	1-8	Aussenfeder zu 0299 02 031	
0299 02 031	21,3	16,0	2,65	29,5	17,5	12,0	99	313	11,00	1-8	Innenfeder zu 0299 02 050	
0301 02 060	20,8	14,2	3,3	36,5	26,5	10,0	209	602	19,50	1-12	Einzel feder	
0306 02 053	29,3	22,1	3,6	32,2	21,7	10,5	252	545	8,45	1-16	Aussenfeder zu 0306 02 019	
0306 02 019	20,7	16,2	2,25	27,5	17,0	10,5	91	200	8,45	1-16	Innenfeder zu 0306 02 053	
0415 02 095	28,4	15,45	3,7	38	24	14	330	953	51,00	2-24	Doppelfeder, Kontaktfedersatz!	

Abbildung 9-3: Ventilfedernkatalog